



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZÁVODNÍ SILNIČNÍ SIDECAR KATEGORIE F2

ROAD RACING SIDECAR F2 CATEGORY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Rudolf Štáva

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin

Tobiáš

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

| | |
|-------------------|--|
| Ústav: | Ústav automobilního a dopravního inženýrství |
| Student: | Bc. Rudolf Štáva |
| Studijní program: | Automobilní a dopravní inženýrství |
| Studijní obor: | bez specializace |
| Vedoucí práce: | Ing. Martin Tobiáš |
| Akademický rok: | 2021/22 |

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:

Závodní silniční sidecar kategorie F2

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem studenta je navrhnout šasi závodního silničního sidecaru kategorie F2 s ohledem na platné technické předpisy a specifické požadavky výrobce. Dále výsledný návrh pomocí analýz MKP srovnat s již analyzovanou a existující konstrukcí, kterou pro tyto účely poskytne vedoucí práce. Závěrem výsledky analýz přehledně zpracovat pro čtenáře a zhodnotit, do jaké míry bylo dosaženo zlepšení klíčových parametrů.

Cíle diplomové práce:

Proveďte stručnou rešerši konstrukcí závodních silničních sidecarů, zaměřte se zejména na současné stroje kat. F2 a F1.

Na základě samostudia platných technických předpisů a specifických požadavků výrobce na použité výrobní technologie a vlastnosti stroje – navrhnete šasi sidecaru kat. F2.

Vypočítejte pevnostní parametry nově navrženého šasi pomocí MKP.

Srovnejte vypočítané parametry nově navrženého šasi s parametry již existující konstrukce dodanými vedoucím práce.

Zhodnoťte výsledky srovnání vypočtených parametrů a doplňte je o srovnání i z hlediska celkových rozdílů v konstrukci

Seznam doporučené literatury:

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

VLK, František. Stavba motorových vozidel. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8757-2.

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

ZIENKIEWICZ, O., C., TAYLOR, R.L.: The finite element method, 5th ed., Arnold Publishers, London, 2000.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce popisuje historii a vlastnosti sajdkár v dobách před a v průběhu II. Světové války. Obsahuje popis novodobých sajdkár a jejich konstrukčních provedení. Dále se zaměřuje na návrh „šasi“ pro konkrétní závodní sajdkáru kategorie F2 a vyhodnocení pevnostních výsledků v programu ANSYS Workbench 2021. V poslední řadě vyhodnocuje výsledky tuhostí mého konstrukčního řešení s výsledky již analyzované a existující konstrukce.

KLÍČOVÁ SLOVA

Sajdkáry, konstrukční návrhy sajdkár, rám, technické a konstrukční předpisy závodních sajdkár, závodní sajdkáry kategorie F2

ABSTRACT

Thesis defines the history and characteristics of sidecars in the period before and during World War II. It contains a description of modern sidecars and their constructions. It also focuses on the design of chassis for a specific racing sidecar of the F2 category and the evaluation of strength results in the program ANSYS Workbench 2021. Lastly, it evaluates the results of the stiffness of my design solution with the results of the already analysed and existing structure.

KEYWORDS

Sidecars, construction designs of sidecars, technical and construction regulations of racing sidecars, racing sidecars of category F2

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠTÁVA, Rudolf. *Závodní silniční sidecar kategorie F2* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140236>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 72 s. Vedoucí práce Martin Tobiáš.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Tobiáše a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Rudolf Šťáva

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Martinu Tobiášovi za množství obětovaného času a za dobré rady a připomínky k mé diplomové práci. Dále bych chtěl poděkovat všem svým přátelům, kteří mi byli oporou a společně se mnou prožívali těžké chvíle.

OBSAH

| | |
|--|-----------|
| Úvod..... | 11 |
| 1 Sajdkára | 12 |
| 2 Historie | 13 |
| 2.1 Jízdní kola s postranním vozíkem..... | 13 |
| 2.2 Motocykly s postranním vozíkem..... | 13 |
| 2.3 Sajdkára využívaná při 1. a 2. Světové válce | 14 |
| 3 Závodní sajdkáry..... | 16 |
| 3.1 Konstrukční řešení a změny designu závodních sajdkár | 17 |
| 3.1.1 Závodní sajdkára s nízkým posedem a plochou platformou | 17 |
| 3.1.2 Japokra..... | 17 |
| 3.1.3 Seymaz Yamaha (1975)..... | 18 |
| 3.1.4 Závodní sajdkára s podvozkem WINDLE a RUMBLE | 18 |
| 4 Základní rozdělení závodní sajdkáry (F1, F2)..... | 19 |
| 4.1 Závodní sajdkára kategorie F1 | 19 |
| 4.2 Závodní sajdkára kategorie F2..... | 20 |
| 4.3 Současné závodní stroje kategorie F1 a F2..... | 20 |
| 4.3.1 Současné motory závodních sajdkár..... | 21 |
| 4.3.2 Vývoj rámu závodních sajdkár až do současné podoby | 22 |
| 4.3.3 Současné převodovky závodních sajdkár | 22 |
| 5 Technické předpisy..... | 24 |
| 5.1 Technické specifikace požadavků na způsobilost..... | 24 |
| 5.1.1 Materiály..... | 24 |
| 5.1.2 Minimální hmotnost | 24 |
| 5.1.3 Vzdálenost mezi kolejiemi | 25 |
| 5.1.4 Kapota/Karoserie | 25 |
| 5.1.5 Světlá výška..... | 25 |
| 5.1.6 Řízení..... | 25 |
| 5.1.7 Kola | 25 |
| 5.1.8 Pneumatiky | 26 |
| 5.2 Technické specifikace motoru, instalace motoru a požadavky na způsobilost..... | 26 |
| 5.2.1 Poloha motoru | 26 |
| 5.2.2 Motor a převodovka | 26 |
| 6 Návrh rámu závodní sajdkáry kategorie F2 | 29 |
| 6.1 Závodní sajdkára – Technické informace | 30 |
| 6.1.1 Motor závodní sajdkáry | 30 |
| 6.1.2 Tlumiče závodní sajdkáry..... | 30 |
| 6.1.3 Rám..... | 31 |
| 6.1.4 Kyvná vidlice..... | 32 |
| 6.1.5 Platforma pro příslušenství a spolujezdce | 32 |
| 6.1.6 Kola | 33 |
| 6.1.7 Excentricita zadního kola | 34 |
| 6.1.8 Excentricita sajdkového kola..... | 34 |

| | | |
|--|--|-----------|
| 7 | Příprava pevnostní Analýzy FEM | 35 |
| 7.1 | Výběr materiálu | 36 |
| 7.2 | Model geometrie..... | 37 |
| 7.3 | Hmotné body a souřadnicové systémy jednotlivých bodů | 37 |
| 7.4 | Vytvoření sítě | 38 |
| 7.4.1 | Detaily tvorby sítě | 38 |
| 7.4.2 | Kontrola kvality sítě..... | 40 |
| 7.5 | Definování kontaktů a spojů..... | 41 |
| 7.5.1 | Druhy a vlastnosti kontaktů | 41 |
| 7.5.2 | Druhy a vlastnosti základních spojů | 41 |
| 7.5.3 | Nastavení kontaktů, spojů a pružin v rámu závodní sajdkáry..... | 42 |
| 7.6 | Okrajové podmínky | 43 |
| 7.6.1 | Typy okrajových podmínek využity v analýze | 43 |
| 8 | Pevnostní analýza navrženého rámu | 45 |
| 8.1 | Strukturální analýza pravotočivé zatáčky (DEFORMACE) | 45 |
| 8.2 | Strukturální analýza pravotočivé zatáčky (NAPĚTÍ A SOUČINITEL BEZPEČNOSTI)..... | 46 |
| 9 | Pevnostní analýza existujícího rámu | 49 |
| 9.1 | Strukturální analýza pravotočivé zatáčky (DEFORMACE) | 52 |
| 9.2 | Strukturální analýza pravotočivé zatáčky (NAPĚTÍ A SOUČINITEL BEZPEČNOSTI)..... | 53 |
| 10 | Tuhost navrženého, existujícího rámu a jejich porovnání..... | 55 |
| 10.1 | Konstrukční tuhost..... | 55 |
| 10.2 | Torzní tuhost..... | 55 |
| 10.2.1 | Měření torzní tuhosti..... | 55 |
| 10.3 | Analýza tuhosti závodních rámu sajdkár | 56 |
| 10.3.1 | Analýza boční tuhosti okolo osy X..... | 56 |
| 10.3.2 | Analýza boční tuhosti okolo osy Y | 59 |
| 10.3.3 | Analýza torzní tuhosti okolo osy X..... | 61 |
| 10.3.4 | Analýza torzní tuhosti okolo osy Y..... | 64 |
| Závěr | 67 | |
| Seznam použitých zkratk a symbolů | 72 | |

ÚVOD

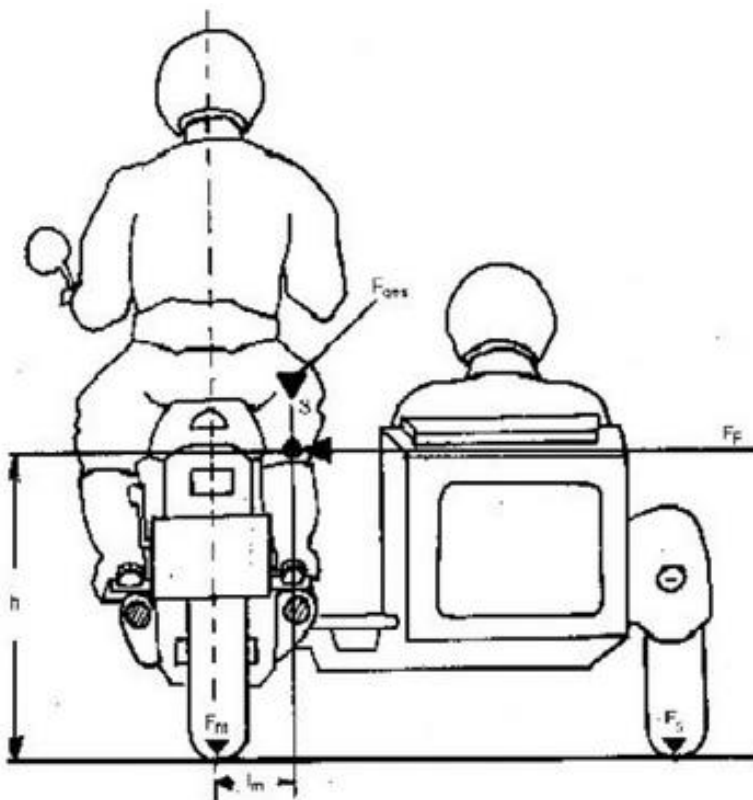
Diplomovou práci na téma Závodní silniční sidecar kategorie F2 jsem si vybral, protože jsem doposud o závodních sajdkárách slyšel jen okrajově a chtěl jsem se o této problematice dozvědět více. Závodní sajdkáry a jejich pravidla jsou řízeny organizací FIM (International Motorcycling Federation), která řídí i ostatní motocyklové závody. Pod tuto organizaci spadá 7 motocyklových disciplín. Závodní sajdkáry jsou nejvíce rozšířené v Evropě, kde se nejčastěji jezdí sajdkárové šampionáty. Jezdí se samozřejmě i na jiných kontinentech, například ve Spojených státech či Austrálii. Dřívějšími vítězi byli převážně němečtí jezdci, kteří v letech 1954 až 1976 prohráli pouze dvakrát. Po roku 1976 se na prvních pozicích nacházeli různé národy jako je Finsko, Francie, Nizozemsko, ale především to byli jezdci z Velké Británie a Švýcarska.

Konstrukce závodních sajdkár musí být navrženy tak, aby dokázaly odolat nejrůznějším zatížením a zároveň, jako u všech závodních prostředků, musí být lehké. Nízká hmotnost, velký výkon, dokonalá tuhost rámu, společně s dalšími aspekty, jsou velice důležité pro závodní stroje účastníci se závodu. Konstrukce závodních sajdkár mají dané pravidla, které musí být dodrženy. Jsou-li tyto pravidla porušena, závodníci společně se svým strojem nemohou přistoupit ke startu. Při jakýchkoliv nejasnostech je stroj podroben důkladnější prohlídkou v laboratoři.

Cílem mé diplomové práce je návrh konstrukce pro závodní sajdkáru kategorie F2. V práci nahlédnu do historie sajdkár, kde byly dříve používány, jak se měnily a lišily jejich konstrukce od dnešních konstrukcí závodních sajdkár. Věřím a doufám, že moje práce poslouží jako zdroj možného řešení pro uživatele, kteří se touto problematikou budou zabývat nebo se zabývají.

1 SAJDKÁRA

Sajdkára, známá taky jako postranní vozík, je jednokolový vozík připojený k motocyklu sloužící k přepravě osob, materiálu, nebo za druhé světové války k přepravě zbraní. V celku (motocykl a postranní vozík) činí tříkolové vozidlo. Je-li postranní vozík namontován vpravo od motocyklu, tak při průjezdu levotočivou zatáčkou může jet motocykl rychleji než při průjezdu pravotočivou zatáčkou. Je to způsobeno tím, že při průjezdu levotočivou zatáčkou jsou, díky odstředivé síle, váha a působící síly přenášeny na sajdové kolo. Sajdkára je tedy při průjezdu levotočivou zatáčkou méně náchylná k převrácení, protože je zde namontován postranní vozík. Projíždí-li však motocykl pravotočivou zatáčkou, odstředivá síla působí na druhou stranu a motocykl je mnohem náchylnější na převrácení, protože zde není namontováno nic, co by celku zabránilo před převrácením. [1]



F_F – Odstředivá síla (pravotočivá zatáčka)

S – Těžiště

H – výška těžiště [m]

l_m – Vzdálenost těžiště od svislé osy vozidla [m]

l_s – Vzdálenost těžiště od kola postranního vozíku [m]

F_{ges} – Celková hmotnost [kg]

F_m – Hmotnost na kolech motorky [kg]

F_s – Hmotnost na kole postranního vozíku [kg]

X-X – Svislá osa vozidla

Obrázek 1: působení odstředivé síly v pravotočivé zatáčce [2]

Při průjezdu pravotočivou zatáčkou se odstředivou silou mění jízdní vlastnosti a rychlosti otáčení jednotlivých kol. Stav vozovky je dalším aspektem, který ovlivňuje jízdní vlastnosti a rychlosti otáčení kol, proto není možné je tolik předvídat. K plnému využití rychlosti a jízdních možností musí řidič mít jisté zkušenosti s jízdou motocyklu se sajdkárou. Při pohledu na Obrázek 1 je možné si povšimnout těžiště umístěného po pravici řidiče. Do celkové hmotnosti (F_{ges}) se započítává hmotnost na kolech motorky (F_m) a hmotnost na kole postranního vozíku (F_s). [1] [3]

2 HISTORIE

2.1 JÍZDNÍ KOLA S POSTRANNÍM VOZÍKEM

Ač je to možná překvapivé, sajdkáry předcházely výrobě motocyklů. První sajdkáru (postranní vozík) vynalezl a zkonstruoval francouzský důstojník Jean Bertoux v roce 1893. Tato sajdkára byla určena pro jízdní kola. Podle francouzských novin, od kterých pan Jean Bertoux získal cenu, šlo o nejlepší a v té době nejpropracovanější způsob přepravy pasažéra na jízdním kole. Postranní vozík (obsahující sedadlo, opěradlo a stupátko) byl pomocí trubek v trianglovitém tvaru připojen k rámu jízdního kola, řetězem byly poháněny kola sajdkáry. Avšak k přepravě osoby musel být řidič fyzicky zdatný, neboť to nebylo nic jednoduchého. Kola sajdkáry byly ve stejné rovině jako zadní kolo jízdního kola. Velice dobře sloužily i k přepravě dětí (Obrázek 2). [1]

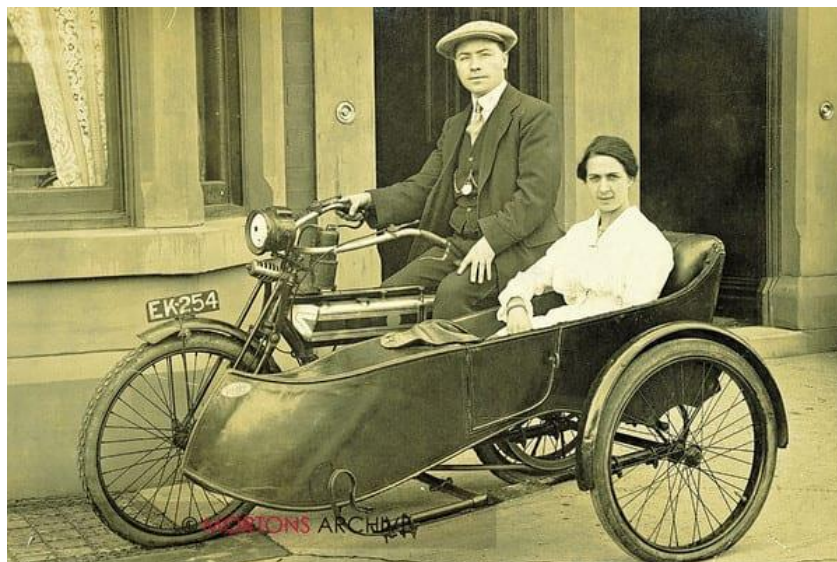


Obrázek 2: Postranní vozík připevněný k jízdnímu kolu [1]

2.2 MOTOCYKLY S POSTRANNÍM VOZÍKEM

Okolo roku 1903 byl postranní vozík připevněn k motocyklu (Obrázek 3). S tehdejší cenou automobilů, a hlavně kvůli své užitečnosti, zájem o motocykl se sajdkárou exponenciálně rostl. První prototypy se od sebe lišily pouze detaily, ale jedno měly společné, absolutní nedostatek bezpečnostních norem a ochranných prostředků. Na ochranné prostředky se přicházelo postupně, ale bohužel na úkor cestujících. Při havárii nebo poruše vozidla většinou veškeré zranění utrpěl spolucestující a řidič zůstal prakticky bez zranění. Postranní vozík tehdy neměl žádné odpružení, a proto bylo cestování pro spolujezdce velice nebezpečné a nekomfortní. Toto chtěl změnit americký vynálezce Hugo Young, kterému se v roce 1913 podařilo vymyslet zcela nový design vozíku. Díky flexibilnějšímu spojení a odstranění tuhosti tehdejších pevných postranních vozíků, bylo možné se hladce pohybovat i po nerovných cestách bez ovlivnění rovnováhy motocyklu.

Hugo Young si ve stejném roce, kdy navrhnul flexibilní spojení sajdkáry, otevřel společnost s názvem **FLXIBLE SIDECAR COMPANY** v Loudonville a stal se největším výrobcem sajdkár na světě. V 50 letech se od sajdkárové a motocyklové mánie ustoupilo, díky cenově dostupnějším automobilům a v roce 1966 byla jeho společnost uzavřena. [1] [4] [5]



Obrázek 3: Postranní vozík připevněný k motocyklu [5]

2.3 SAJKÁRA VYUŽÍVANÁ PŘI 1. A 2. SVĚTOVÉ VÁLCE

V průběhu 1. Světové války se britská armáda potýkala s velkým problémem, a to, jak v nejkratším čase přemístit jejich kulometry Vickers (Obrázek 5). Na přemístění kulometu (o váze 29-36 kg) a bedny s municí (o váze 10 kg) bylo zapotřebí 6-8 mužů. Řešením byl motocykl se sajdkárou. Zbraně byly namontovány na postranní vozík, díky čemuž mohli vojáci rychleji pronásledovat své nepřátele na ústupu. Do každé sajdkáry se zbraněmi bylo možné navíc dát i 7 beden munice. Tyto stroje obsluhovala speciální jednotka s názvem **Motor MachineGunService**. Sajdkáry bez namontovaných zbraní sloužily pouze jako zásobování municí. 1. Světová válka nesla přezdívku „zákopová“, proto tyto ozbrojené sajdkáry nebyly využívány tak často.

Ve 2. Světové válce používali sajdkáry pouze němečtí vojáci, a to na rychlejší přesun mezi sektory. Používané stroje v této době byly hlavně BMW a Zundapp (Obrázek 4). [4]



Obrázek 4: Vojenská sajdkára BMW R75 z roku 1943 používaná ve 2. světové válce [4]



Obrázek 5: Sajdkára vyzbrojená kulometem Vickers (červen 1918) [1]

3 ZÁVODNÍ SAJKÁRY

V roce 1949 bylo založeno Mistrovství světa silničních motocyklů. Mezi stroje, závodících na tomto mistrovství, nepatřily pouze motocykly s různým obsahem motoru, ale i sajdkáry. První závodní sajdkáry vypadaly docela podobně jako sajdkáry v té době běžně jezdící po silnicích. Těmto závodním strojům se říkalo „lešení na kolech“. Postupem času se závodníci snažili o snížení hmotnosti, snížení odporu vzduchu kolem kola postranního vozíku a místo sedadla pro spolujezdce vytvoření pouze ploché platformy. Tento vývoj byl velice úspěšný a dalším krokem bylo snížení odporu vzduchu celé sajdkáry. Proto byly vytvářeny aerodynamické kryty, kterými byly tyto závodní sajdkáry pokryty. Hlavním představitelem a vývojářem v této oblasti se stal Eric Oliver, který společně se společností Watsonian pracoval na těchto kapotážních úpravách. Další jeho inovací bylo použití kol o průměru 16 palců. [6]

V letech 1979 museli organizátoři reagovat na zvyšující se úpravy sajdkár závodníků. Proto byli nuceni rozdělit závodní sajdkáry do dvou skupin:

- B2A – tradiční sajdkáry
- B2B – prototypy

V prototypech byli i tací účastníci, kteří svoji sajdkáru proměnili v menší automobil (Obrázek 6). Místo řídicích pádler byl stroj ovládán volantem, místo ručního plynu byl použit noční pedál, řidič seděl na sedadle, podobně jako v autě atd. Skupina B2B nevyžadovala účast spolujezdce, spolujezdce pouze ležel na plošině. Proto v roce 1980 organizátoři zakázali závodění prototypů a stanovili jasná pravidla pro závodění v kategorii sajdkár:

- vozidlo musí být poháněno pouze zadním kolem
- vozidlo musí být řízeno pouze předním kolem
- stroj musí být řízen pouze řídicí pádler
- spolujezdce musí být aktivně zapojen do závodu



Obrázek 6: B2B prototyp - BEO sajdkára [7]

3.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ A ZMĚNY DESIGNU ZÁVODNÍCH SAJKÁR

3.1.1 ZÁVODNÍ SAJKÁRA S NÍZKÝM POSEDEM A PLOCHOU PLATFORMOU

Mezi první závodní sajdkáry patřily klasické silniční sajdkáry, tudíž motocykl s připevněným postranním vozíkem. Místo sedadla postranního vozíku se vytvořila pouze plochá platforma, na které se mohl spolujezdec hýbat. Závodní sajdkára na (Obrázek 7) je z roku 1959. Tato plochá platforma se držela, až do 70. let minulého století, než byla vystřídána další konstrukcí. [8]



Obrázek 7: Stroj Northon-BSA používaný v roce 1958-1959 [6]

3.1.2 JAPOKRA

Název „koncepte“ JaPoKra je zkratkou pana Jana Polívky z Kramolína u Nepomuku na Plzeňsku. Se sajdkárkrosem začal pan Jan v 60. letech. V tehdejší době závodní sajdkáry nebyly tolik rozšířené, a proto byla každá vyrobená sajdkára originálem. Pomáhal si úpravami plochodrážních motorů Jawa, kterým zvětšoval svůj objem z 500 ccm na 600 ccm. Dále byly úpravy prováděny na chlazení, palivových systémech, mazání atd. Svě rámy tvořil a sestavoval z chrommolybdenových trubek doma v dílně (Obrázek 8). [9]



Obrázek 8: JaPoKra z roku 1984 [10]

3.1.3 SEYMAZ YAMAHA (1975)

Tato sajdkára využívala především své skořepinové konstrukce (Obrázek 9). Odpor vzduchu byl oproti předchozím sajdkárám rapidně snížen, tím pádem byla zvýšena rychlost, a díky nižšímu těžišti byl stroj v zatáčkách ovladatelnější a méně háklivý na převrácení. Tato koncepce vynikala řešením ovládní sajdového kola pomocí kinetické energie. Toto použití bylo později zakázáno. [11]



Obrázek 9: Seymaz YAMAHA (1975) [12]

3.1.4 ZÁVODNÍ SAJDKÁRA S PODVOZKEM WINDLE A RUMBLE



Obrázek 10: Závodní sajdkára s podvozkem RUMBLE [13]



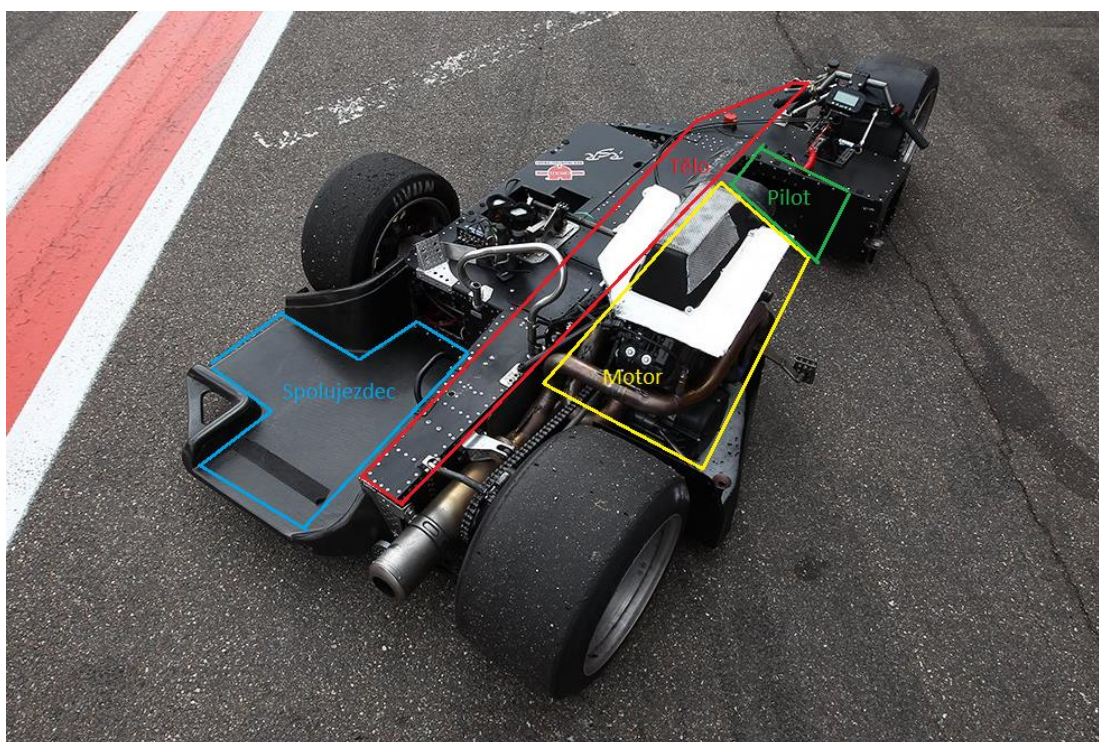
Obrázek 11: Sajdkára s podvozkem WINDLE [14]

4 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ ZÁVODNÍ SAJDKÁRY (F1, F2)

Závodní sajdkáry rozdělujeme do 2 kategorií, F1 a F2. Každá má své platné technické předpisy a požadavky. Avšak při závodu často závodí ve společných startech, ale vyhodnocení je pro každou kategorii zvlášť. Hlavním rozdílem mezi závodní sajdkárou kategorie F1 a F2 je především v uložení motoru a v konstrukčním řešení celé sajdkáry.

4.1 ZÁVODNÍ SAJDKÁRA KATEGORIE F1

Tělo závodní sajdkáry kategorie F1 (Obrázek 12– červená sekce) je tvořeno plechovým rámem snýtovaným k sobě, na který je napojeno přední kolo, zadní kolo, sajdkové kolo, motor atd. V těle sajdkáry se nachází palivová nádrž s chladičem. Díky tomuto uložení je ušetřeno místo, které by jinde zabírala právě palivová nádrž s chladičem. Místo pro spolujezdce (Obrázek 12 – modrá sekce) je utvořeno tak, aby se spolujezdec po dobu závodu mohl pohybovat z jedné strany na druhou a v případě potřeby mohl vyvažovat sajdkáru. Hlavním konstrukčním rozdílem mezi závodní sajdkárou kategorie F1 a závodní sajdkárou kategorie F2 je uložení motoru. Kategorie F1 má motor uložený vzadu a pilot je před motorem (Obrázek 12 – žlutá a zelená sekce). Zde je patrnou výhodou kratší délka řetězu nebo řemenu. Další obrovskou výhodou je větší rozvor kol. Dohromady s již zmiňovaným uložením motoru se stává stroj stabilnější při vyšších rychlostech. Použití odpružení nebo řízení na sajdkovém kole je zakázáno, může zde být použita pouze brzda. Motor používaný v kategorii F1 je 4-taktní 4-válcový se zdvihovým objemem 600 ccm. Dříve se v této kategorii používal motor se zdvihovým objemem 1000 ccm, ale od roku 2017 se již používá pouze 600 ccm. [15]



Obrázek 12: Závodní sajdkára kategorie F1 [16]

4.2 ZÁVODNÍ SAJDKÁRA KATEGORIE F2

Závodní sajdkára kategorie F2 je tvořena rámem, který je spojen s krkem řízení, a to umožňuje zatáčení předního kola. V tomto rámu je vložen motor (Obrázek 13 – žlutá sekce), který je zde upevněn šrouby. Rám sahá až za pilota (Obrázek 13 – zelená sekce), kde je rám spojen se zadní nápravou přes kyvnou vidlici. Oproti kategorii F1 je motor uložen před řidičem, který je při závodě natažený přes motor a drží se řídicíků. Zde můžeme vidět, že je řetěz mezi motorem a rozetou výrazně delší. Z boku je k rámu připevněn prostor pro spolujezdce (Obrázek 13 – modrá sekce). Spolujezdec se při závodu pohybuje a pracuje po celé jeho šířce a délce. Před spolujezdcem je tvořena platforma (podlaha), kde se nachází potřebné příslušenství (Obrázek 13 – červená sekce), jako je palivová nádrž a chladič. Motor používaný v kategorii F2 je 4-taktní 4-válcový se zdvihovým objemem 600 ccm. [15]



Obrázek 13: Závodní sajdkára kategorie F2 [14]

4.3 SOUČASNÉ ZÁVODNÍ STROJE KATEGORIE F1 A F2

Současné závodní stroje se mohou pyšnit výkonnými motory převzatými ze závodních motocyklů jako například Yamaha YZF-R6 nebo Honda CBR 600. Rámy značky WASP jsou vyráběny téměř od začátku éry závodních sajdkár. Tyto rámy jsou vyráběny až dodnes.

4.3.1 SOUČASNÉ MOTORY ZÁVODNÍCH SAJDKÁR

YAMAHA YZF-R6

Jedná se o sportovní motor se zdvihovým objemem 599 ccm. Motor je řadovým čtyřválcem s kompresním poměrem 13,1:1 (Obrázek 14). Výkon motoru se pohybuje okolo 90-100 kW při 145000 min^{-1} a točivý moment $67,5 \text{ N}\cdot\text{m}$ při 10500 min^{-1} . Otevírání a zavírání ventilů je řízeno přes dvojitou vačku s rozvodem DOHC. Pro převod kroutícího momentu je využíván řetěz. Od roku 2017, kdy byl v pravidlech regulován zdvihový objem z 1000 ccm pouze na 600 ccm, tento motor vyhrál pokaždé. Z tohoto je patrné, že tento motor je opravdu unikátní a dosud neporažen. [17]



Obrázek 14: Motor Yamaha YZF-R6 [29]

HONDA CBR 600

Kapalinou chlazený čtyřdobý čtyřválcový motor se čtyřmi ventily s rozvodem DOHC. Jeho zdvihový objem je stejný jako v předchozím případě 599 ccm. Kompresní poměr motoru CBR 600 je 12:1. Největší výkon se nachází okolo 88 kW při 13500 min^{-1} a největší točivý moment $66 \text{ N}\cdot\text{m}$ při 11250 min^{-1} . Před motorem Yamaha YZF-R6 byl tento motor (Obrázek 15) velice úspěšný, protože vyhrával od roku 2014 až do roku 2016, než ho vystřídal právě výše zmiňovaný motor. [18]



Obrázek 15: Motor Honda CBR600 [30]

Motorů je celá řada, avšak tyto dva jsou zatím v současné době nepřekonatelně nejlepší v závodech sajdkár. Dalšími skvělými motory jsou například SUZUKI GSX-R 1000 nebo BMW S 1000RR. Bohužel tyto motory dnes nesplňují požadovaný zdvihový objem 600 ccm.

4.3.2 VÝVOJ RÁMU ZÁVODNÍCH SAJDKÁR AŽ DO SOUČASNÉ PODOBY

Z počátku byly rámy závodních sajdkár tvořeny z vlastní fantazie, proto byl každý nový rám originálem. U větší části závodníků byl využit rám z motocyklu a přivařen k němu rám sajdkáry. Tyto rámy se později začaly upravovat na základě jízdních vlastností. Profesionální závodníci používali rámy vyrobené firmou WASP, která se výrobou rámu závodních sajdkár zabývá dodnes.

Nejpoužívanější rámy v dnešní době můžeme vidět na Obrázek 17 a Obrázek 16, kde jsou odzkoušeny jízdní vlastnosti, dodržena hmotnost a zástavbové rozměry. Proto se již dnes s velkým rozdílem v šampionátu závodních sajdkár F1 a F2 není možné setkat.



Obrázek 17: Současný rám závodní sajdkáry kategorie F1 [31]



Obrázek 16: Současný rám závodní sajdkáry kategorie F2 [32]

4.3.3 SOUČASNÉ PŘEVODOVKY ZÁVODNÍCH SAJDKÁR

Nejsou povoleny žádné úpravy na převodovkách. To znamená, že lze použít pouze homologovanou převodovku. Většinou bývají použity 4 stupňové, 5 stupňové nebo i 6 stupňové převodovky. Převodovka firmy Nova, která byla využita i v závodních sajdkárách zaznamenala veliký úspěch, kdy v roce 2014 měla podíl na vítězství ve všech kategoriích, dokonce i v elektricky poháněných strojích. Povoleny měnit jsou pouze rozměry řetězu, řetězových kol nebo rozteč řetězu.



Obrázek 19: 6-stupňová převodovka Yamaha YZF-R6 [33]



Obrázek 18: 6-stupňová převodovka Honda CBR600 [34]

5 TECHNICKÉ PŘEDPISY

5.1 TECHNICKÉ SPECIFIKACE POŽADAVKŮ NA ZPŮSOBILOST

Před každým závodem jsou jednotlivé sajdkáry podrobeny kontrole, která je nutnou součástí závodu. Všechny technické a požadované specifikace musí být dodrženy, aby mohli jednotliví jezdci startovat spolu s ostatními. Jakákoli nejasnost je podrobně zkoumána. Pokud si závodní technici, kteří kontrolují sajdkáry, nejsou jisti, odeberou vzorek (například z rámu) a posílají na přezkoumání do speciální laboratoře, která z výsledků buď určí rám za způsobilý s ohledem na složení materiálu či nikoli. [19]

V našem případě se budeme zabývat pouze technickými specifikacemi týkajícími se:

- materiálu
- minimální hmotnosti
- vzdálenosti mezi koleji
- kapota/karoserie (pouze okrajově)
- světlá výška
- řízení
- kola
- pneumatiky

5.1.1 MATERIÁLY

- a) U konstrukce rámu, závěsů, systému řízení, řídicích, čepů kol a čepu kyvného ramene je zakázáno použití titanu. U vřeten kol je rovněž zakázáno použití lehkých slitin. Použití matic a šroubů ze slitiny titanu je povoleno.
- b) V případě pochybností bude příslušný vzorek/díl odebrán a analyzován v laboratoři pro zkoušení materiálu.

5.1.2 MINIMÁLNÍ HMOTNOST

Minimální hmotnost je 225 kg

- a) Hmotnost celé sajdkáry (včetně nádrže a jejího obsahu) nesmí být menší než předepsaná minimální hmotnost.
- b) Neexistuje žádná tolerance pro minimální hmotnost postranního vozíku.
- c) Během tréninku a kvalifikace mohou být jezdci požádáni, aby svůj postranní vozík podrobili kontrole. Jezdec vždy musí vyhovět.
- d) Použití zátěže je povoleno, ale musí to být oznámeno technickému řediteli nebo hlavnímu technickému komisaři FIM při běžné technické kontrole.

5.1.3 VZDÁLENOST MEZI KOLEJEMI

- a) Vzdálenost mezi stopami zanechanými osami zadního kola a kolem postranního vozíku musí být nejméně 800 mm a ne větší než 1150 mm.
- b) Jsou-li vyrobeny tři pásy, vzdálenost mezi pásy zadního kola a předního kola nesmí být od sebe větší než 75 mm (Obrázek 21).

5.1.4 KAPOTÁŽ/KAROSERIE

- a) Kapotáž/karoserie nesmí přesahovat svislou čáru vedenou 400 mm od hrany přední pneumatiky (Obrázek 21).
- b) Kapotáž/karoserie nesmí přesahovat svislou čáru vedenou 400 mm od zadního okraje zadní pneumatiky (Obrázek 20).
- c) Cestující nesmí být ze shora kryti nebo jakkoli připojeni k vozidlu.

5.1.5 SVĚTLÁ VÝŠKA

- a) Světelná výška měřená po celé délce a šířce rámu a dalších mechanických částí (motor, olejový prostor, výfuk a plošiny) s výjimkou kapotáže, připravené k závodu, plně zatížené jezdcem a spolujezdcem ve statické závodní poloze, nesmí být menší než 65 mm s řídky v přímé poloze.
- b) Během závodu nejsou povolena žádná zařízení ke snížení světelné výšky. Po závodě je povolena tolerance -5 mm a po „mokrém“ závodě se kontrola neprovádí.

5.1.6 ŘÍZENÍ

- a) Sajdkára musí být řízena pouze předním kolem a řídky.
- b) Konce řídek nesmějí být níže než čep předního kola a ani více než 500 mm za čepem předního kola v přímé poloze.
- c) Osa řízení nesmí být odsazena o více než 75 mm od osy předního kola.
- d) Minimální šířka řídek je 450 mm.

5.1.7 KOLA

Maximální šířka ráfku, měřeno uvnitř stěn příruby:

- a) Přední kolo: 9" / 228,6 mm
- b) Zadní a postranní kolo: 11" / 279,4 mm

5.1.8 PNEUMATIKY

- a) Povrch pneumatiky může být hladký (tj. bez drážek běhounu), nebo s dezénem.
- b) Vzorek běhounu je neomezený.
- c) Maximální šířka běhounu pneumatiky měřená od bodu, kde končí stěna pneumatiky a začíná vzorek běhounu, do bodu, kde se běhoun zastaví a začíná stěna druhé strany pneumatiky (pouze část běhounu měřený vzor běžně v kontaktu se zemí) nesmí překročit:
 - a. -215 mm pro přední pneumatiku
 - b. -254 mm pro zadní pneumatiku
- d) Ohřívače pneumatik nejsou povoleny.
- e) Všechny pneumatiky budou měřeny namontované na ráfku při tlaku 1 kg/cm² (14 lb./sg.in.).

5.2 TECHNICKÉ SPECIFIKACE MOTORU, INSTALACE MOTORU A POŽADAVKY NA ZPŮSOBILOST

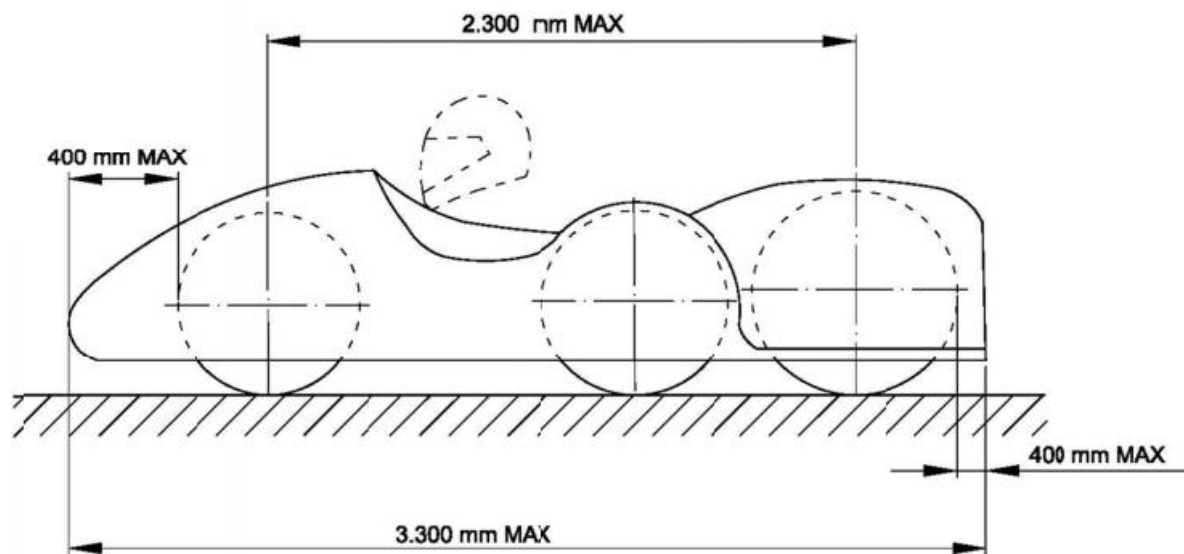
5.2.1 POLOHA MOTORU

Motor musí být umístěn tak, aby osa motoru nepřesahovala 160 mm za středovou osou zadního kola postranního vozíku. Motor musí být umístěn před zadním kolem (Obrázek 21)

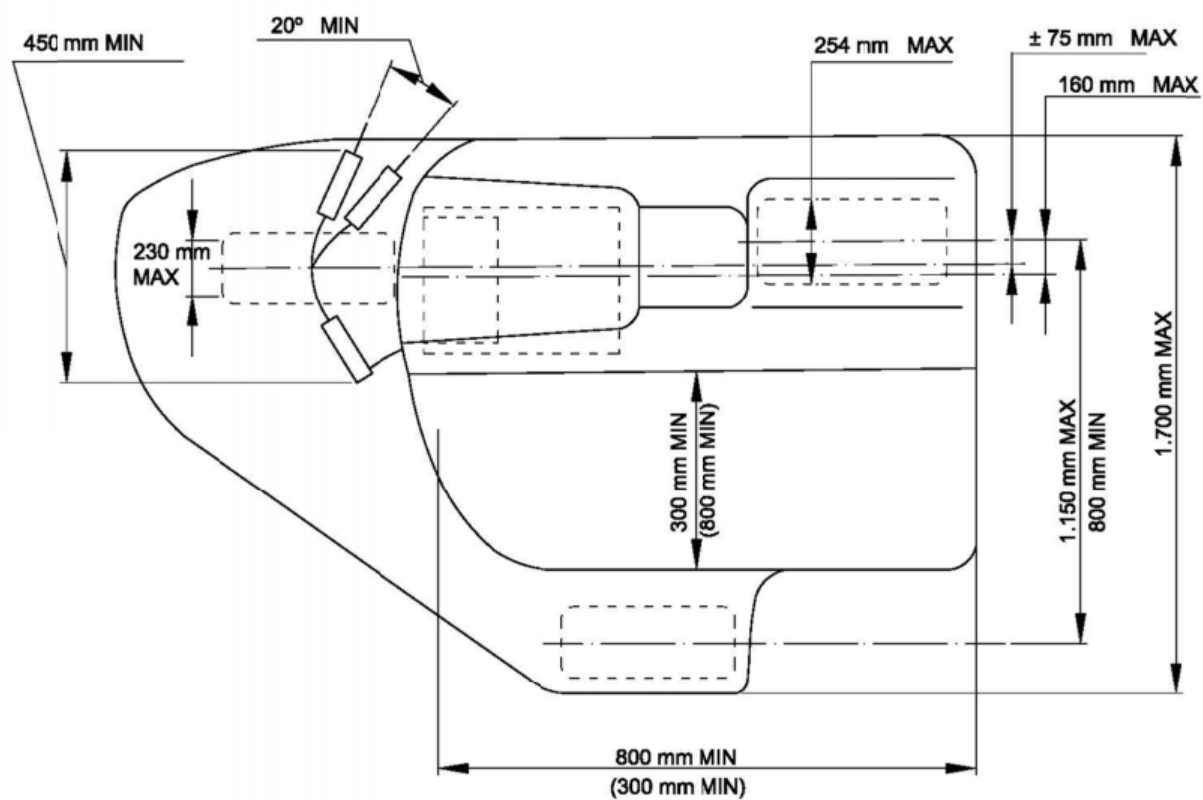
5.2.2 MOTOR A PŘEVODOVKA

Motor může být pouze 4 válcový 4 taktní sériové výroby s homologací FIM PRO. Všechny součásti musí vyhovovat homologovanému motoru.

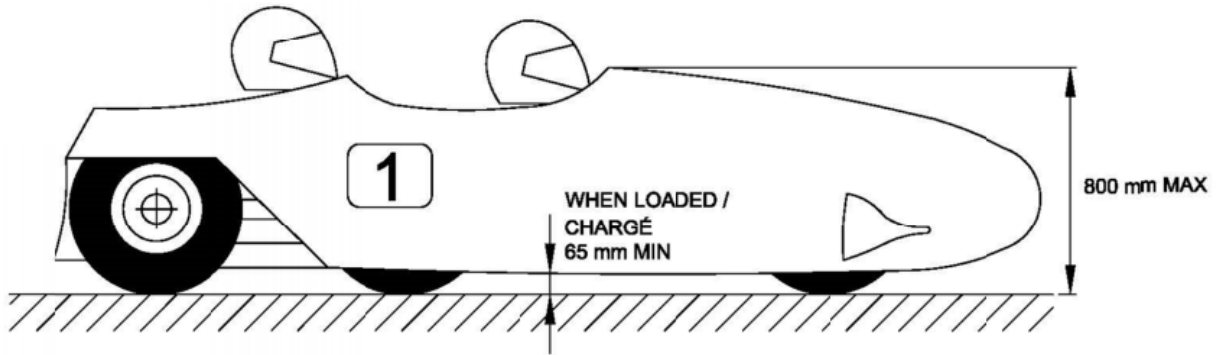
- 1) Klikové skříně musí zůstat homologované. Boční kryty mohou být upraveny.
- 2) Klikový hřídel a setrvačnick musí zůstat homologovaný. Vyvažování klikového hřídele je povoleno, ale pouze přes otvory nezbytné pro tento účel. Na setrvačnicku nejsou povoleny žádné úpravy.
- 3) Ojnice musí zůstat homologované.
- 4) Písty, pístní kroužky a pístní čepy musí zůstat homologované.
- 5) Atd.



Obrázek 20: Diagram A [19]



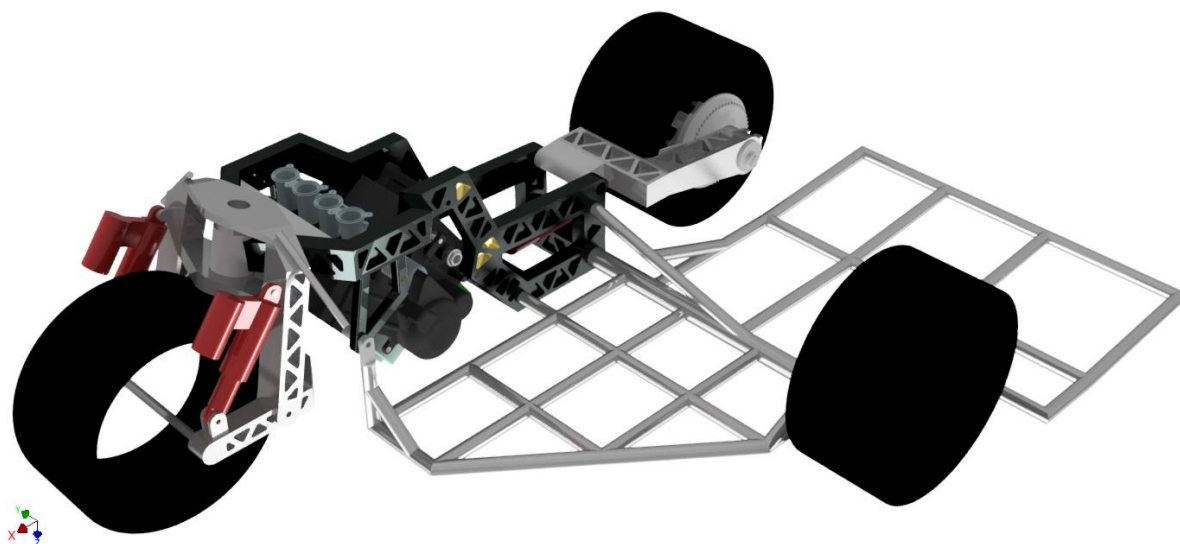
Obrázek 21: Diagram AA [19]



Obrázek 22: Diagram AAA [19]

6 NÁVRH RÁMU ZÁVODNÍ SAJDKÁRY KATEGORIE F2

V rešeršní části diplomové práce byly shrnuty základní specifikace a požadavky na závodní rámy sajdkár, které je potřeba znát při tvorbě rámu nového. Avšak pro tvorbu závodního rámu jsou důležitými prvky hmotnost, světlá výška, kola a řízení, resp. osa řízení. Při navrhování je brán zřetel především na tyto požadavky, které musí být splněny, aby sajdkára byla podle veškerých pravidel a předpisů připravena k závodu.



Obrázek 23: Navržený rám závodní sajdkáry

V programu Autodesk Inventor 2021 byla mnou vytvořena koncepce rámu závodní sajdkáry (Obrázek 23). V první řadě byl vytvořen projekt, „Rám závodní sajdkáry“, do kterého byly postupně ukládány komponenty tak, jak byly modelovány. Během modelování byla vytvořena sestava celého závodního rámu, kam byly tyto komponenty přidávány a pomocí vazeb připevněny tak, jak bylo zamýšleno. Na začátku projektu byl vytvořen především rám, který musel být konstruován tak, aby bylo možné motor R6 upevnit právě k tomuto rámu. Tato součást byla nejdůležitější a od této součásti se odvíjel další postup modelování. Celá zadní náprava je spojena přes kyvnou vidlici, která umožňuje pohyb závodní sajdkáry v ose Z, k celému rámu. Později byl vytvořen krk řízení, který umožňuje rotaci kolem osy Z a díky tomu je možné celou sajdkáru řídit. Krk řízení je spojen opět přes kyvné vidlice s přední částí sajdkáry. Mezi přední částí sajdkáry a kyvnými vidlicemi jsou přední tlumiče s oddělenou nádobkou plynu. Po levé straně od rámu sajdkáry je tažena nosná trubka, která vede až k uložení sajdkového kola. Na jedné straně nosné trubky je přivařen prostor pro spolujezdce a z druhé strany prostor pro příslušenství, jako je například palivová nádrž nebo chladič. Tato platforma je upevněna šroubem ještě k bočnímu rámu. U většiny závodních sajdkár je rám řešen trochu jinak. Rám není tažen nad motorem, nýbrž pod motorem. Motor je tedy do rámu „vložen“ a připevněn šrouby. V tomto případě je rám tažen v prostoru nad motorem a motor je na rám pověšen. Motor je tím pádem součástí rámu, zvětšuje pevnost, tuhost atd. V sestavě jsou pneumatiky vymodelovány pouze jako duté válce, jsou zde jenom orientačně, aby byl naznačen střed kola.

6.1 ZÁVODNÍ SAJDKÁRA – TECHNICKÉ INFORMACE

6.1.1 MOTOR ZÁVODNÍ SAJDKÁRY

Navrhovaný rám závodní sajdkáry kategorie F2 byl konstruován na model motoru Yamaha R6 (Obrázek 24). Jedná se o velice výkonný motor o objemu 599 ccm. Tento motor vyhrál 5x mistrovství světa supersportů v řadě. Motor se může chlubit lehkými kovanými písty a titanovými ventily. Jeho kompresní poměr je 13,1:1. Tento typ motoru je 4 ventilový, 4 taktní (EURO4). Jeho maximální výkon se pohybuje okolo 87 kW při 14 500 min⁻¹ a maximální točivý moment necelých 62 N·m při 10 500 min⁻¹. Ozubené kolečko na motoru přenáší kroutící moment na zadní kolo, kde je umístěna rozeta. Ozubené kolečko a rozeta jsou spojeny řetězem.



Obrázek 24: Motor R6

6.1.2 TLUMIČE ZÁVODNÍ SAJDKÁRY

Dnes, už asi jen u závodních sajdkár jsou používány tlumiče s piggybackem neboli tlumiče s oddělenou nádobkou. Náplň nádobky může být olej nebo plyn (Obrázek 27, Obrázek 25). Jedná se o hliníkový zásobník (tvrdé eloxované tělo) s plovoucím pístem. Pomocí klíče je možné předpětí těchto tlumičů měnit. Doporučená životnost výrobců se uvádí okolo 12 měsíců, životnosti tlumičů se však výrobce od výrobce liší, dále určitě závisí na četnosti a stylu používání. U olejových tlumičů používáme tlumičové oleje, kterých je na trhu celá řada. [20] [21]



Obrázek 27: Tlumič s olejovou náplní [20]



Obrázek 26: Tlumič modelovaný v Inventoru



Obrázek 25: Tlumič s plynovou náplní [21]

6.1.3 RÁM

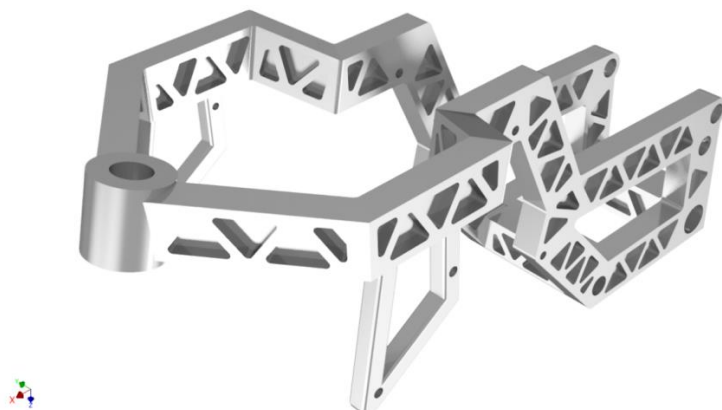
Rám umožňuje uchycení motoru na 8 místech, byl modelován podle děr pro šrouby na motoru. V přední části rámu se nachází místo, ke kterému je připevněn krk řízení. Podlouhlá zadní část je prostor pro řidiče, kterému nesmí nic překážet a musí být plně soustředěn na závod, proto byl tento prostor modelován i s ohledem na pohodlnost. Zadní tlumič je umístěn právě pod prostorem řidiče, abychom ušetřili zástavbovou plochu, a je spojen přepákováním se zadní částí sajdkáry (zadní náprava). V zadní části rámu se nachází prostor pro uložení kyvné vidlice. Na boku rámu jsou 3 otvory k uložení trubkových profilů bočních platforem pro spolujezdce a příslušenství sajdkáry. Trubkové profily jsou uloženy s přesahem a zároveň prošroubovány šrouby, aby se při závodě zamezilo případnému neštěstí ve formě oddělení bočních platforem od rámu. V celé sestavě je vidět, že plochá platforma pro příslušenství je ještě připevněna a přišroubována k bočnímu vyvedení rámu.

Celý rám je sestaven z obdélníkových hliníkových profilů, které mají vzájemné středící kolíky a středící důlky (Obrázek 28). Tyto kolíky a důlky jsou zde proto, abychom zabránili jakémukoli posunutí nebo překroucení těchto profilů při finálním svařování. Svařování hliníku je v dnešní době běžná věc, avšak ne všechny hliníkové slitiny jdou dobře svařovat, proto musí být vybrán správný materiál, který bude splňovat veškeré požadavky.



Obrázek 28: Sestavení jednotlivých profilů rámu

Všechny obdélníkové profily mají rozměry 70 mm x 40 mm a pomocí pokosů k sobě svařovány. Celý rám je tvořen z 22 hliníkových profilů. Na každém jednom profilu je provedeno odlehčení, aby rám nebyl příliš těžký, což v našem případě závodní sajdkáry rozhodně nechceme. Vybrání jsou provedeny tak, aby odlehčily rám a zároveň se nestaly nechtěným koncentrátorem napětí. Boční profily, které jsou pomocné pro držení motoru (2 otvory na každé straně), jsou čtvercového profilu a mají rozměry 25 mm x 25 mm. Celý rám váží 25,7 kilogramů a je jedním z nejdůležitějších a nejkompexnějších součástí celé závodní sajdkáry (Obrázek 29).

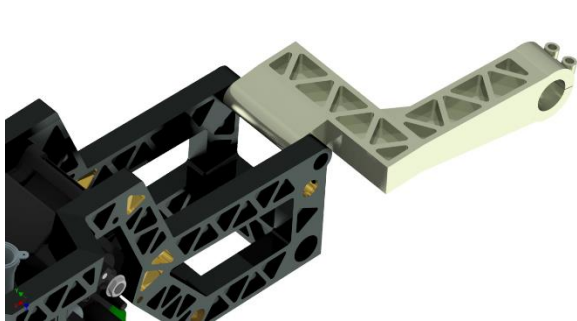


Obrázek 29: Rám navržený v Inventoru

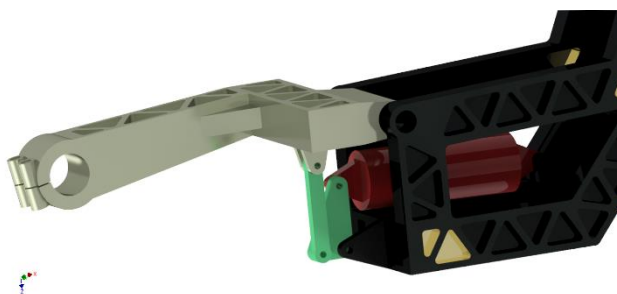
6.1.4 KYVNÁ VIDLICE

Rám je spojen pomocí kyvné vidlice se zadní částí závodní sajdkáry (Obrázek 31). Kyvné vidlice jsou využívány u všech motocyklů i závodních sajdkár. Každá kyvná vidlice by měla mít pružící jednotku a tlumič. Při průjezdu nerovností se rázy zadního kola přenáší na pružící jednotku a dále jsou tlumeny tlumičem. Díky tomu je zařízen dokonalý kontakt pneumatiky s vozovkou a zvýšeno pohodlí řidiče. Použití pouze kyvné vidlice bez tlumiče a pružící jednotky by ztrácelo smysl.

Při pohledu na Obrázek 30 je vidět, že v mém návrhu rámu závodní sajdkáry je tlumič umístěn v prostoru pod řidičem kvůli zástavbové ploše. Tlumič je připevněn k rámu a přes přepákování spojen se zadní částí rámu. Tento systém přepákování nám zaručuje spolehlivost tlumení. Je spojen s tlumičem, rámem a zadní částí. To znamená, že při průjezdu nerovností na vozovce jsou rázy přenášeny přes kolo na zadní rám, který začne pohybovat s přepákováním a tlumič je uveden do provozu.



Obrázek 31: Kyvná vidlice



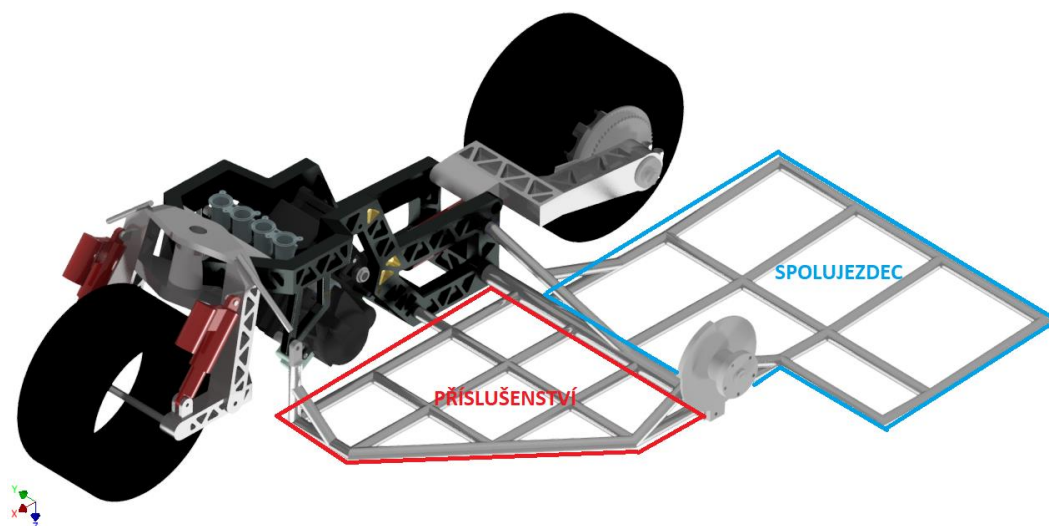
Obrázek 30: Kyvná vidlice i s tlumičem

6.1.5 PLATFORMA PRO PŘÍSLUŠENSTVÍ A SPOLUJEZDCE

Prostory pro spolujezdce a příslušenství jsou tvořeny z hliníkových trubek 32x20x6. Pomocí pokosů jsou trubky k sobě přiloženy a následně svařeny. Na platformu v části spolujezdce je přimontován plastový kryt, na kterém se spolujezdec může v zatáčkách pohybovat a spolupracovat tak s řidičem. Platforma na příslušenství obsahuje chladič, palivovou nádrž atd. Obě platformy jsou přivařeny k příčné trubce (50x25x12,5) vedené od rámu motoru k sajdovému kolu (Obrázek 32). Pro vyšší pevnost a tuhost je v tomto modelu další trubka spojená s rámem motoru a s příčnou trubkou. Platforma s příslušenstvím nepodléhá

proměnlivému posouvání hmotnosti, jako je to u platformy se spolujezdcem, který se musí po celou dobu závodu pohybovat ze strany na stranu a pomáhat tak řidičovi s projetím zatáčkou.

Celý prostor od rámu k sajdovému kolu je tvořen z 42 hliníkových trubek.



Obrázek 32: Platforma spolujezdce a příslušenství

6.1.6 KOLA

Kola závodních sajdkár musí vydržet mnohem větší síly než kola kdejakých závodních motocyklů (Obrázek 33). Větší síly působící na kola závodní sajdkáry jsou způsobeny bočními silami, které nastanou při průjezdu zatáčkou, další vliv je větší výkon motoru nebo hmotnost. Závodní sajdkáry mají téměř stejná kola jako motocykly s tím rozdílem, že jsou všechny její části (střed kola, ráfky, výplet) značně zesílené právě kvůli velkým působícím silám. Z boku do ráfků se nýtují drobné hřebíčky, které pomáhají držet pneumatiku na svém místě. V případě že by zde tyto nýtky nebyly, mohlo by dojít k protočení pneumatiky na ráfku, což by vedlo k svlečení pneumatiky. Tyto praktiky jsou provedeny pouze na předním a zadním kole, protože jsou hnané nebo bržděné. U sajdového kola je toto provedení zbytečné.

Kola jsou v sestavě naznačeny pouze demonstračně jako duté černé válce.

Rozměry kol (pneumatik): (vnitřní průměr/vnější průměr/šířka - mm)

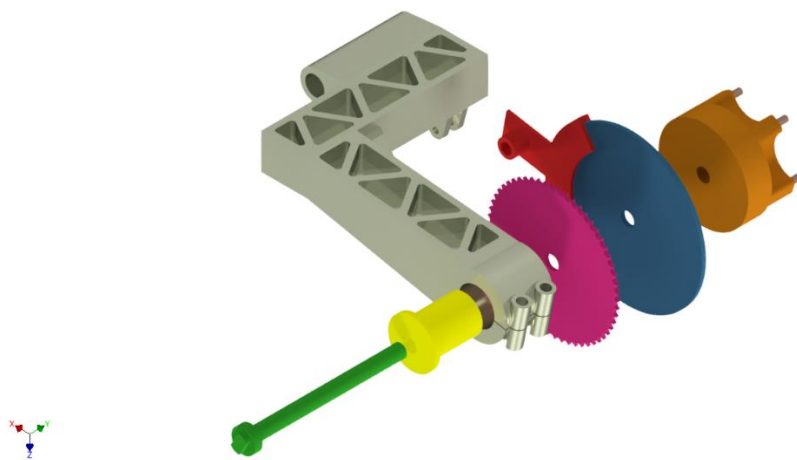
- Přední kolo: 356/485/197
- Zadní kolo: 356/485/259
- Sajdové kolo: 356/485/217



Obrázek 33: Kolo závodní sajdkáry [35]

6.1.7 EXCENTRICITA ZADNÍHO KOLA

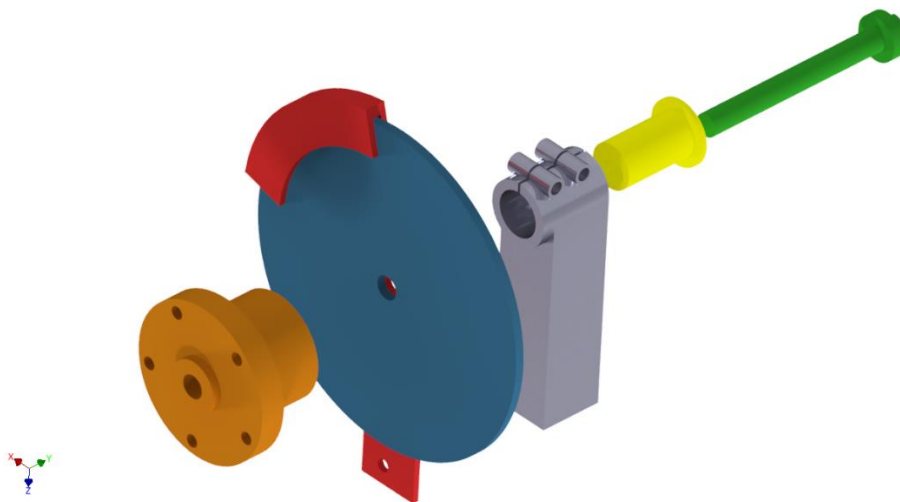
Využití excentrického uložení u zadního kola je výhodou především v natahování či povolování řetězu. Celé uložení zadního kola obsahuje náboj kola, brzdový kotouč, brzdový třmen, rozetu, excentrickou matici a trn zadního kola (Obrázek 34). Pomocí excentrické matice je umožněno posouvání celého kola po kružnici a tím pádem i povolování či dopínání řetězu vedeného k výstupu motoru. Řetěz nesmí být jakkoli zkroucen nebo zkřiven, proto se rozeta nachází v jedné rovině s ozubeným kolečkem nacházejícího se na motoru. Na konci zadní nápravy se nacházejí 2 díry pro šrouby. Po dopnutí nebo povolání řetězu došroubujeme těmito děrami šrouby, které drží střed kola tak, jak byl nastaven. Kotoučová brzda je pevně spojena se zadní nápravou. V poslední řadě je možné pomocí excentrického uložení polohovat výšku uložení kola.



Obrázek 34: Excentrické uložení zadního kola

6.1.8 EXCENTRICITA SAJDOVÉHO KOLA

U sajdového kola je excentricitou řešeno pouze polohování výšky uložení kola. Uložení sajdového kola představuje náboj kola, brzdový kotouč, brzdový třmen, příčný sloupek rámu, excentrickou matici a nakonec trn sajdového kola (Obrázek 35). Stejně jako u zadního kola, po uložení kola do správné pozice se opět pomocí 2 šroubů utáhne příčný sloupek rámu.



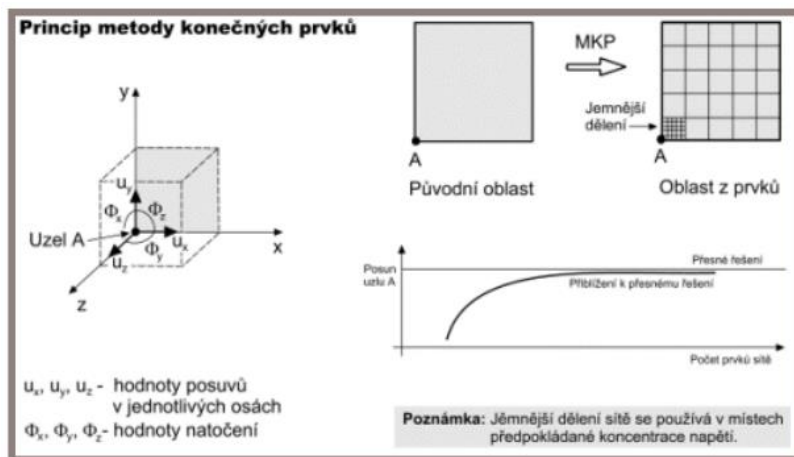
Obrázek 35: Excentrické uložení sajdového kola

7 PŘÍPRAVA PEVNOSTNÍ ANALÝZY FEM

Cílem práce bylo sepsat stručnou rešerši o závodních strojích kategorie F1 a F2, dále vymodelovat 3D model v 3D modeláři (Autodesk Inventor) a v poslední řadě udělat pevnostní analýzu navrženého rámu a porovnat ji s již existujícím rámem, který mi byl poskytnut od mého vedoucího práce. Pevnostní kontrola mnou navrženého rámu bude analyzována v programu Ansys Workbench.

FEM (FINITE ELEMENT METHODS)

Jinak MKP (metoda konečných prvků) je numerická metoda, která vznikla asi v polovině 50.let 20. století. S rozvojem výpočetní techniky se metoda konečných prvků exponenciálně rozvíjela. Metoda byla využívána inženýry ještě před tím, než dostala správnou matematickou formulaci, na které se částečně podílelo i VUT v 60. letech (Zlámal, Ženíšek, Kolář). V dnešní době je MKP zcela dominující mezi numerickými metodami (metoda konečných objemů, Galerinkova metoda, metoda sítí atd.). Využívá se pro řešení různých problematických analýz v oblasti pružnosti a dynamiky. Později byla přidána i řešení pro proudění plynů a kapalin, elektromagnetismus, vedení tepla apod. Jak již zní z názvu, metoda konečných prvků, softwary si rozdělí zkoumající oblasti na konečný počet podoblastí (prvků), proto je vždy zapotřebí vytvořit na modelu síť konečných prvků (Obrázek 36). Síť musí být správně zvolená, abychom dostali správné výsledky. Díky této síti a vzniklým uzlům hledáme neznámé parametry řešení. Řešením myslíme posunutí nebo natočení, ze kterých poté počítáme napětí součásti atd. V tomto ohledu jsme omezeni pouze výkonem a kapacitou určitého hardwaru. Na trhu existuje mnoho komerčních systémů využívající právě analýzy pomocí MKP – Ansys, Adams, Cosmos, ABAQUS atd. [22]



Obrázek 36: Princip metody konečných prvků [23]

V první řadě byla zjištěna deformace a pevnost nově navrženého rámu závodní sajdkáry, který byl zatížen naměřenými silami. V druhé řadě bude rám namáhán na ohyb a na krut a bude analyzována tuhost navrženého rámu a porovnána s tuhostí rámu existujícího. Postup práce byl přesně v tomto složení. Vybrat vhodný materiál, který bude vhodný pro použití, nadefinování okrajových podmínek a zátěžných stavů a poté analyzování modelu pomocí MKP (metoda konečných prvků).

7.1 VÝBĚR MATERIÁLU

Výběr materiálu je jednou z nejdůležitějších bodů, které je potřeba vyřešit. Volba správného materiálu není ovšem jednoduchá záležitost. Materiál musí vydržet kombinované druhy namáhání, musí mít správnou pevnost a tuhost, a jelikož se jedná o výběr materiálu na rám závodní sajdkáry, měl by být co možná nejlehčí. Proto použití konstrukční oceli nepřipadá v úvahu. Konstrukční ocel je velice těžká a celý rám by měl obrovskou hmotnost, což je v našem případě nežádoucí. Přesuneme se tedy do materiálů o dost lehčích, a to konkrétně k slitinám hliníku. Slitin hliníku je neskutečně mnoho, ale v našem případě je potřeba hliník s větší mezí kluzu. Nejlépe jsou na tom hliníkové slitiny s mědí (duralové slitiny), které mají mez kluzu okolo 300 MPa. Byl tedy vybrán materiál hliníkové slitiny EN-AW 2024, který je svými vlastnostmi ideálním materiálem pro rám závodní sajdkáry.

HLINÍKOVÁ SLITINA EN-AW 2024

Tato slitina patří do řady 2000 [dobrá pevnost, duralové slitiny (AlCuMg), vytvrditelné za tepla, svařitelné] je určena díky svým vlastnostem k použití na trup letadel, kritické letadlové struktury nebo vojenských technik. Jedná se o nejvýznamnější slitinu hliníku. Je to slitina hliníku, mědi a z malé části i trochou hořčíku, manganu aj. Vyznačuje se svojí vysokou pevností v tahu a mezí kluzu. Tyto slitiny jsou především používány v automobilovém a leteckém průmyslu na součásti, které mají neproměnlivou běžnou pracovní teplotu nebo je ideální pro výrobu nýtů. Obrobitelnost těchto slitin je bezproblémová, avšak sváření těchto slitin není úplně jednoduché. Slitiny potřebují ke svařování ochrannou atmosféru. Další nevýhodou tohoto materiálu je jeho malá chemická odolnost, to znamená, že je jeho odolnost vůči korozi velmi nízká. [24]

Tabulka 1: Materiálové vlastnosti hliníkové slitiny EN-AW 2024

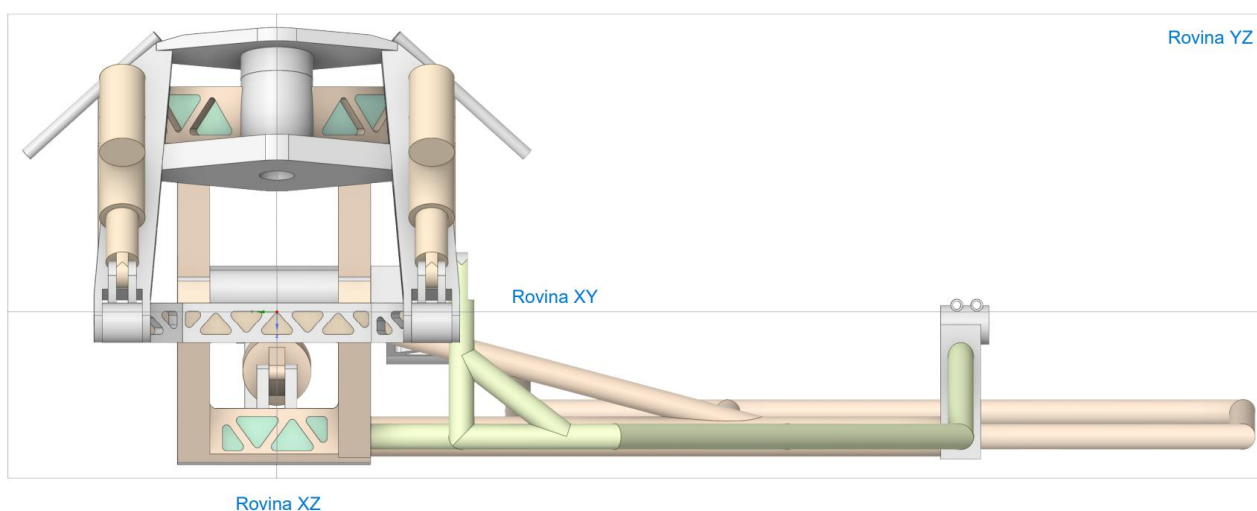
| E - modul pružnosti v tahu [MPa] | μ - Poissonova konstanta [-] | Re- Mez kluzu [MPa] | R _m - Mez pevnosti [MPa] | ρ - Hustota [kg*m ⁻³] |
|----------------------------------|----------------------------------|---------------------|-------------------------------------|--|
| 73100 | 0,33 | 290 | 420 | 2780 |

| Property | Value | Unit |
|----------------------------|-------|--------------------|
| Density | 2780 | kg m ⁻³ |
| Young's Modulus | 73,1 | GPa |
| Poisson's Ratio | 0,33 | |
| Bulk Modulus | 71667 | MPa |
| Shear Modulus | 27481 | MPa |
| Tensile Yield Strength | 290 | MPa |
| Compressive Yield Strength | 290 | MPa |

Obrázek 37: Engineering data hliníkové slitiny EN-AW 2024

7.2 MODEL GEOMETRIE

Pro tvorbu nebo úpravu modelů, jsou-li do Ansysu importované jako soubor .STEP, používáme 2 možné modeláře, a to buď Design Modeler nebo Spaceclaim. Mezi těmito 2 modeláři jsou jisté rozdíly, ale pro různé druhy analýz je vždy jeden více vhodnější než druhý. Rám závodní sajdkáry byl vytvářen v prostředí Autodesk Inventor 2021, poté uložen jako soubor .STEP a následně nahrán do Spaceclaimu. Jak je patrné při pohledu na Obrázek 38, pro analýzu pevnosti rámu závodní sajdkáry byly vymazány některé součásti, které pro analýzu rámu nejsou potřebné. Vymazány byly všechny 3 kola, příslušenství zadního a sajdového kola, jako jsou brzdové kotouče, brzdové třmeny, excentrické matice, rozeta, tlumiče atd. Ponechány byly pouze komponenty, které podléhají analýze (přední i zadní část, rám, platformy pro spolujezdce a příslušenství atd.). V modelu byly v poslední řadě zkontrolovány kolizní hrany, které se mohou objevit při importování z jiného modeláře. Tyto kolizní hrany byly upraveny nebo odstraněny.



Obrázek 38: Zobrazení rovin (XY, XZ, YZ) a souřadného systému – navržený rám

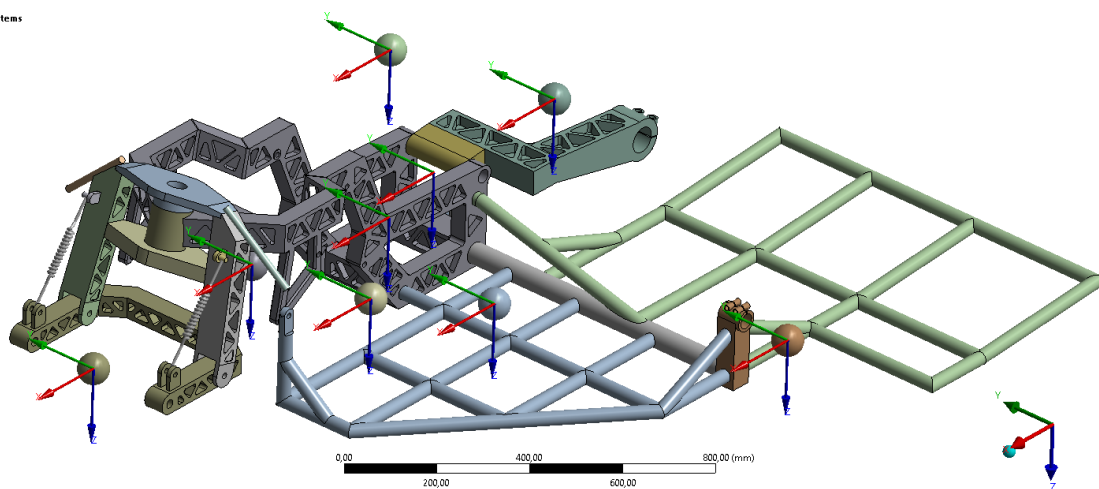
7.3 HMOTNÉ BODY A SOUŘADNICOVÉ SYSTÉMY JEDNOTLIVÝCH BODŮ

První částí po otevření Ansys Mechanical bylo přidání materiálu (EN-AW 2024) jednotlivých komponent celého rámu. V celém rámu musely být vytvořeny globální systémy každého hmotného bodu, aby bylo možné tyto hmotné body vložit do svých souřadných systémů (Obrázek 39). V Tabulka 2 je možné nahlédnout na jednotlivé body souřadnic souřadných systémů. Vzdálenosti jsou měřeny od základního globálního systému.

Tabulka 2: Souřadnice [X,Y,Z] hmotných bodů-navržený rám

| | X [mm] | Y [mm] | Z [mm] | Hmotnost [kg] |
|---------------|---------|--------|--------|---------------|
| Motor | 600 | 0 | -25 | 70 |
| Pilot | 145 | 0 | 50 | 120 |
| Spolujezdec | -200 | 300 | -100 | 120 |
| Příslušenství | 320 | -450 | 10 | 30 |
| Kapota | 580 | -320 | -60 | 30 |
| Přední kolo | 1121 | 0 | 14 | 13 |
| Zadní kolo | -438,93 | 35 | 16,839 | 13 |
| Sajdové kolo | -7,181 | -1003 | 16,7 | 13 |

Coordinate Systems
03.05.2022 1:37



Obrázek 39: Zobrazení hmotných bodů a jejich souřadných systémů-navržený rám

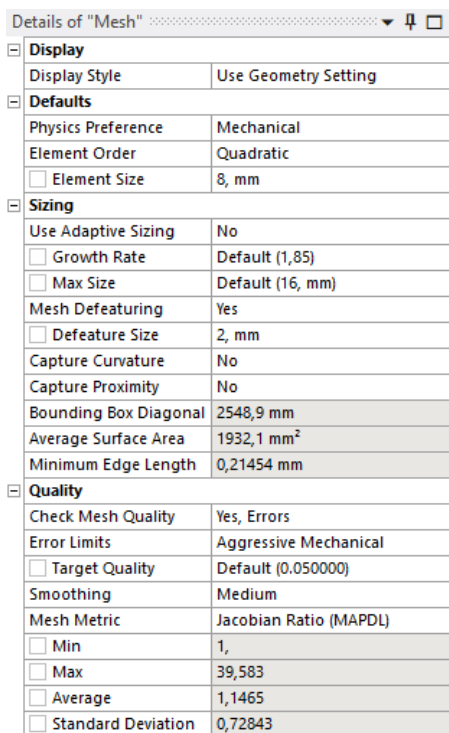
7.4 VYTVOŘENÍ SÍŤE

K vytvoření sítě použijeme Ansys Meshing, který je univerzální, inteligentní a velice používaný komerční software, jenž je součástí Ansysu Workbench. Před Ansys Meshingem, který je nyní prvotní v síťování, byl Gambit. Jeho funkce byly po krocích vloženy do Ansys Meshing. Jedná se o nástroj pro síťování CAD geometrie, která je definována vždy před síťováním. Sám mesher umožňuje jak manuální, tak automatický přístup k vytvoření sítě. Ansys meshing dokáže generovat tetrahedrální elementy, hexahedrální elementy, prismatickou mezní vrstvu, dokáže i vysítovat 2D modely.

7.4.1 DETAILY TVORBY SÍŤE

Pro tento nově navržený rám závodní sajdkáry byla původně použita defaultní síť, která byla pouze jako prvotní zkušební funkce a správnosti nastavení síťování. Použití defaultní sítě se využívá téměř při každé analýze a postupně je možné se dostat zlepšováním sítě k lepším výsledkům (Obrázek 40). Po vysítování defaultní sítě bylo provedeno zmenšení velikosti prvků na 8 mm. V dalším kroku jsem změnil tvar prvku z lineárního na kvadratický. Lineární prvky jsou charakterizovány lineární závislostí a funkcí. To znamená, že uzly se v oblasti sítě posouvají lineárně mezi vzdálenostmi uzlů. Nevýhodou těchto prvků může být, že nezachycují ohyb na rozdíl od prvků kvadratických. Kvadratické prvky se chovají nelineárně. Mezi uzly jsou tedy posuny vyjádřeny pomocí polynomu vyššího řádu. Prvky kvadratických tvarů jsou

mnohem vhodnější pro analyzování komplexnějších a složitých geometrií a ohybových deformací. Samozřejmě s kvadratickými prvky exponenciálně roste náročnost výpočtových rovnic, to má za následek mnohem větší počet prvků než u použití prvků lineárních. U kontroly tvaru prvků byla zvolena agresivní mechanická kontrola, která má za následek mnohem větší a hustější síťovou strukturu. Od všech nastavení sítě se odvíjí jejich výpočetní čas. Síť se zlepšuje do té doby, dokud se nezačnou měnit výsledky. Avšak je zapotřebí zvolit „zlatou střední cestu“ mezi validními výsledky a výpočetním časem. [25] [26]



| Details of "Mesh" | |
|---|------------------------|
| Display | |
| Display Style | Use Geometry Setting |
| Defaults | |
| Physics Preference | Mechanical |
| Element Order | Quadratic |
| <input type="checkbox"/> Element Size | 8, mm |
| Sizing | |
| Use Adaptive Sizing | No |
| <input type="checkbox"/> Growth Rate | Default (1,85) |
| <input type="checkbox"/> Max Size | Default (16, mm) |
| Mesh Defeaturing | Yes |
| <input type="checkbox"/> Defeature Size | 2, mm |
| Capture Curvature | No |
| Capture Proximity | No |
| Bounding Box Diagonal | 2548,9 mm |
| Average Surface Area | 1932,1 mm ² |
| Minimum Edge Length | 0,21454 mm |
| Quality | |
| Check Mesh Quality | Yes, Errors |
| Error Limits | Aggressive Mechanical |
| <input type="checkbox"/> Target Quality | Default (0.050000) |
| Smoothing | Medium |
| Mesh Metric | Jacobian Ratio (MAPDL) |
| <input type="checkbox"/> Min | 1, |
| <input type="checkbox"/> Max | 39,583 |
| <input type="checkbox"/> Average | 1,1465 |
| <input type="checkbox"/> Standard Deviation | 0,72843 |

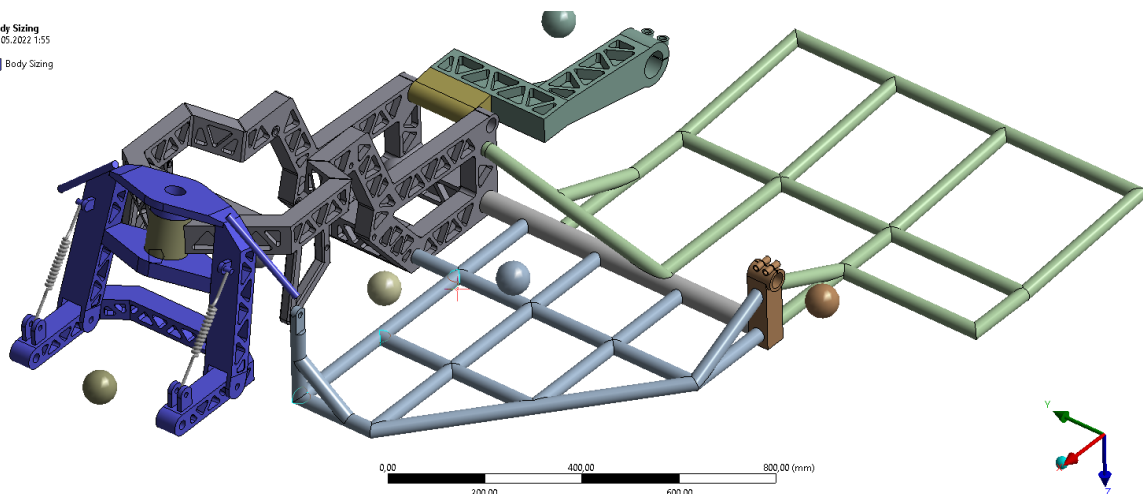
Obrázek 40: Detaily sítě

Na celý předek závodní sajdkáry byl implementován body sizing. Znamená to, že na celém předku jsem zvolil síť, než jak bylo nastaveno (8 mm), kvůli přesnějším výsledkům. Přední část byla tedy síťována s velikostí prvku 6 mm.

- Celkový počet prvků: 407 302
- Celkový počet uzlů: 722 103

Body Sizing
03.05.2022 1:55

Body Sizing

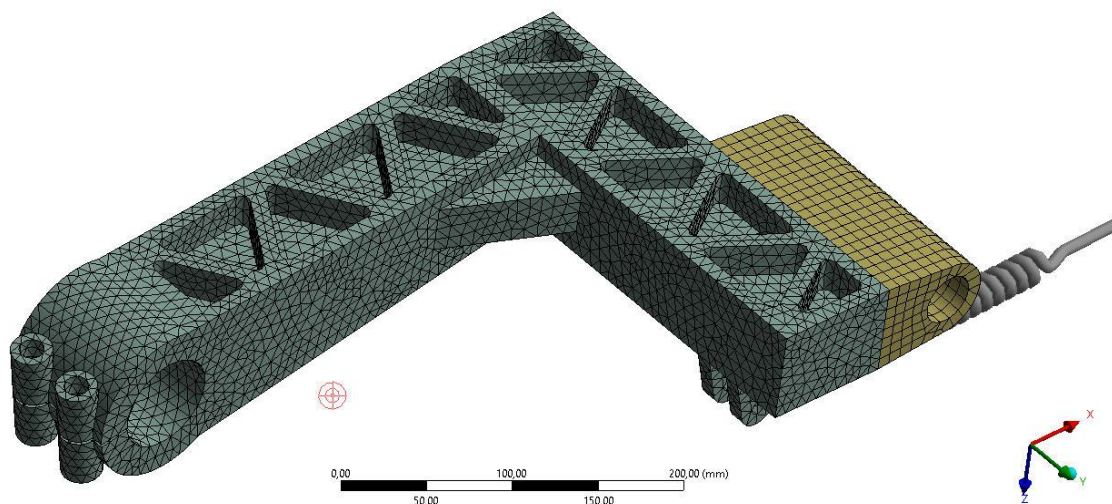


Obrázek 41: Body Sizing na přední části sajdkáry

7.4.2 KONTROLA KVALITY SÍTĚ

Každou síť je potřeba analyzovat, tak aby bylo prokázáno, že je síť dostatečně kvalitní. Od kvalitní sítě jsou očekávány kvalitní výsledky. Síť se dá kontrolovat z více kritérií. Navržený rám bude kontrolován z hlediska Skewness a Jacobian (MAPDL). Z hlediska Skewness, jehož hranice se pohybují od 0 do 1, kdy 1 je nejhorší a 0 nejlepší, síť rámu závodní sajdkáry vychází 0,25. Z hlediska Jacobian (MAPDL), jehož hranice se pohybují od 1 do >1 , kdy 1 je nejlepší a >1 nejhorší, síť rámu závodní sajdkáry vychází 1,1465. Síť je nyní téměř dokonalá a připravená k vyhodnocování výsledků. Pro ukázkou sítě byla vybrána kyvná vidlice (Obrázek 42).

Mesh



Obrázek 42: Ukázka sítě

7.5 DEFINOVÁNÍ KONTAKTŮ A SPOJŮ

V každé analyzované sestavě musíme ještě před nadefinováním okrajových podmínek zadefinovat kontakty a spoje. To znamená, že veškeré kontakty, které mají součásti mezi sebou, například už z jiných modelářů, je potřeba správně zadefinovat. Spoje, které musí být okolo sebe například otočné, je nutné zadefinovat taky, abychom dospěli k validním výsledkům. Avšak pro správný výběr kontaktů nebo spojů je velice důležité znát vlastnosti jednotlivých kontaktů a alespoň základních spojů. Bez těchto znalostí není možné správně modelu nadefinovat spoje a kontakty.

7.5.1 DRUHY A VLASTNOSTI KONTAKTŮ

BONDED

Nastaven automaticky z defaultního nastavení. Neumožňuje žádné posunutí nebo oddělení ploch či hran. Umožňuje lineární řešení (délka/ plocha kontaktu se nemění). Průnik je ignorován a mezery, které jsou v toleranci, jsou uzavřeny.

NO SEPARATION

Velice podobný kontakt jako bonded s tím rozdílem, že se vztahuje pouze na oblasti ploch 3D nebo hran pro 2D.

ROUGH

Přeloženo jako hrubý, je kontakt, který se chová jako dokonale drsný třecí kontakt, tudíž nedochází k žádnému skluzu. Nemá žádné tolerance na automatické uzavírání mezer. Stručně řečeno, stav mezi dvěma dotýkajícími se tělesy odpovídá nekonečnému koeficientu tření.

FRICTIONLESS

U tohoto kontaktu se předpokládá nulový součinitel tření. To znamená, že se model může volně klouzat. Model musí být vždy dobře zavazben. Používá se u nelineárních úloh. Standardní jednostranný kontakt, kde se normálový tlak rovná 0, když dojde k oddělení. Vznik mezer je možný v závislosti na zatížení.

FRICIONAL

Kontakt dvou dotýkajících se těles, která mohou přenášet smyková napětí, do určitého bodu (koeficient tření). Model definuje ekvivalentní smykové napětí, kde začíná klouzání po geometrii jako podíl kontaktu tlaku. Obě tělesa se vůči sobě začnou posouvat v ten moment, kdy je překročeno smykové napětí, do té doby se vůči sobě nepohybují. Koeficient tření může mít jakoukoli kladnou hodnotu.

7.5.2 DRUHY A VLASTNOSTI ZÁKLADNÍCH SPOJŮ

FIXED

Spoj FIXED je definován mezi tělesem a zemí nebo mezi dvěma tělesy. Jak zní z názvu, spoj uzamkne dvě části tak, aby se nemohly vůči sobě natáčet, nebo jinak pohybovat. Jedná se o spoj s nula stupni volnosti pro posun i rotaci. V nastavení je na výběr z definovaných souřadných systémů. V poslední řadě je vybíráno z možností, zda-li chceme, aby se spoj choval jako tuhý, deformovatelný nebo nosný.

REVOLUTE

Revolute spoj je použit vždy, když je zapotřebí rotace mezi jednotlivými komponentami. Zavazbí se většinou rotační plocha u jednoho tělesa a rotační plocha u druhého tělesa. Tyto 2 tělesa se vůči sobě v průběhu deformace budou otáčet.

Dále existuje mnoho dalších spojů jako například Cylindrical, Translational, Slot, Universal, Spherical atd.

7.5.3 NASTAVENÍ KONTAKTŮ, SPOJŮ A PRUŽIN V RÁMU ZÁVODNÍ SAJDKÁRY

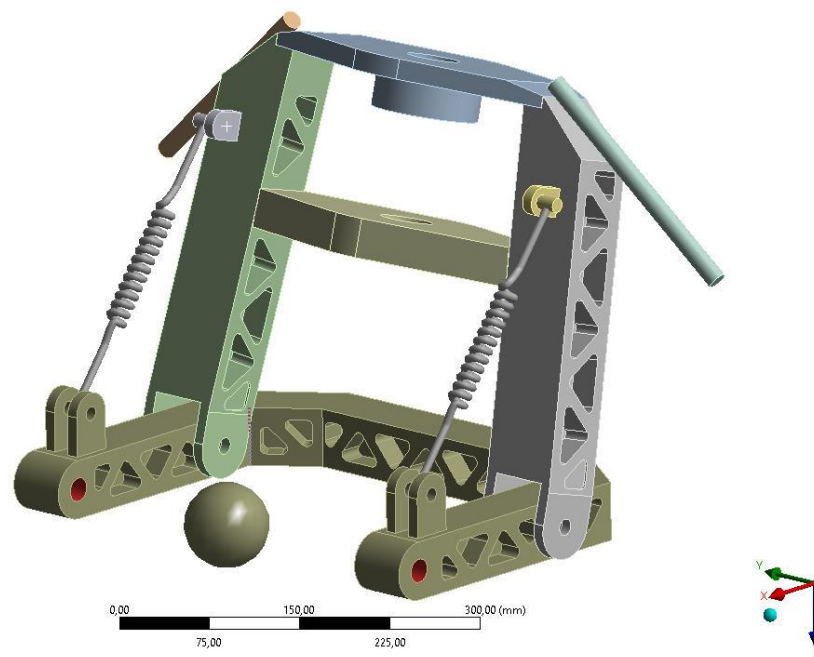
V našem případě rámu závodní sajdkáry byly použity kontakty BONDED a teoreticky by šly použít i kontakty typu NO SEPARATION. Tento kontakt byl využit všude, kde je nutné zamezit veškerému pohybu mezi tělesy při deformaci. U rámu závodní sajdkáry je tento kontakt použit u napojení platform pro spolujezdce a příslušenství, dále mezi říditka a předek řízení atd.

Spoje REVOLUTE byly využity právě pro svoji vlastnost možnosti otáčení mezi sebou při průběhu deformace. V modelu se vyskytují: v přední části mezi kyvnými vidlicemi a přední nápravou, v krku řízení, na zadní kyvné vidlice a poslední u zadního tlumiče v systému přepákování.

Poslední věcí, která je nezbytná pro řešení tohoto modelu je nastavení pružinek, které představují tlumiče (v přední části 2x, v zadní části 1x), které byly modelované pouze jako válce pro názornost a ve Spaceclaimu smazány. Pružiny mají nastavenou podélnou tuhost o velikosti $1 \times 10^7 \text{ N.mm}^{-1}$ (Obrázek 43).

Remote Points

■ Přední_kolo_Remote Point



Obrázek 43: Demonstrace předních tlumičů v programu Ansys

7.6 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Okrajové podmínky jsou poslední věcí, kterou je potřeba zhotovit, abychom mohli přejít k samotným analýzám a vyhodnocování výsledků. Bez okrajových podmínek, které jsou zobrazeny na Obrázek 44, by nebylo možné dospět ke správným výsledkům, tím pádem by Ansys Mechanical nezobrazoval validní výsledky, ke kterým chceme v naší analýze dospět.

Okrajové podmínky mi byly poskytnuty vedoucím práce, který společně s týmem svých kolegů provedli měření na reálném stroji s posádkou. Naměřené hodnoty zrychlení, hmotností, polohy a dalších parametrů mi byly dodány v průběhu modelování rámu závodní sajdkáry. Všechny tyto hodnoty jsem použil ve svém modelu, abychom porovnávali dvě různé konstrukce závodní sajdkáry při použití stejných okrajových podmínek.

7.6.1 TYPY OKRAJOVÝCH PODMÍNEK VYUŽITÝ V ANALÝZE

REMOTE DISPLACEMENT

Neboli vzdálené posunutí. Vzdálené posunutí je používáno tehdy, když je nutné zamezit posuv, například na celý model, a ne pouze na hranu jednotlivé součásti (v tomto případě by byl použit pouze Displacement-posunutí). Okrajová podmínka Remote Displacement nám umožňuje kromě zamezení nebo nastavení požadované hodnoty posuvů X,Y,Z také zamezit nebo nadefinovat rotaci okolo těchto souřadnic. Remote Displacement lze také nadefinovat pomocí tabulky, jakožto možnost deformace měnící se v čase. V poslední řadě je také možný výběr chování této podmínky deformovatelné (deformable) nebo tuhé (rigid).

REMOTE FORCE

Neboli vzdálená síla. Je nejčastěji aplikována na vzdálený bod (Remote point). Remote point je umístěn do středu sledovaného objektu. Avšak vzdálená síla může být aplikována kamkoli. Sílu je možné zadat jako komponentu nebo ji nadefinovat jako vektor. Opět můžeme vybrat její chování na deformovatelné nebo tuhé.

ACCELERATION

Jedná se o hodnotu zrychlení, v našem případě zrychlení závodní sajdkáry v průjezdu pravotočivou zatáčkou. Zrychlení je možné definovat na každé těleso. Pokud nadefinujeme zrychlení jako komponentu, musíme zadat hodnoty zrychlení v osách X, Y a Z. Pokud však definujeme zrychlení jako vektor, vybereme směr zrychlení a zadáme hodnotu zrychlení.

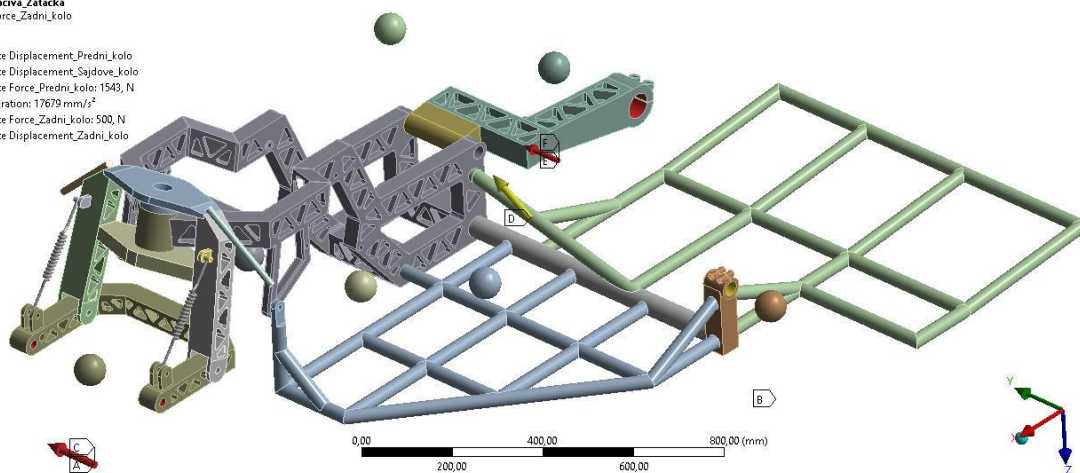
Na můj model rámu závodní sajdkáry byly aplikovány 3x Remote Displacement, 2x Remote Force a 1x Acceleration. Vzdálené posunutí byly zdefinovány na přední, zadní a sajdové kolo. U předního kola závodní sajdkáry byl zamezen pouze pohyb v ose Z. U zadního kola byl zamezen pohyb ve dvou osách, a to v osách X a Z. U posledního sajdového kola bylo zamezeno pohybu v osách Y a Z. Co se týče zdefinování vzdálených působících sil, tak ty byly aplikovány pouze na přední a zadní kolo. Síly byly umístěny do prostoru kontaktu mezi pneumatikou a silnicí. Přední kolo bylo zatíženo silou v ose Y o velikosti 1543 N a zadní kolo bylo zatíženo v téže ose o velikosti 500 N. Jako poslední bylo definováno zrychlení, které bylo definováno jako komponenta zatěžující celý rám závodní sajdkáry. Shrnutí je vše v Tabulka 3.

Tabulka 3: Přehledné okrajové podmínky pro pevnostní analýzu

| | |
|----------------------------------|--|
| Remote_Displacement_Přední_kolo | $UZ = 0$ |
| Remote_Displacement_Zadní_kolo | $UX = UZ = 0$ |
| Remote_Displacement_Sajdové_kolo | $UY = YZ = 0$ |
| Remote_Force_Přední_kolo | $FY = 1543 \text{ N}$ |
| Remote_Force_Zadní_kolo | $FY = 500 \text{ N}$ |
| Acceleration | $AY = 14710 \text{ mm/s}^2$ $AZ = -9806,6 \text{ mm/s}^2$ |

B: Pravoúhelník_Zatačka
Remote Force_Zadní_kolo
Time: 1, s

- A Remote Displacement_Přední_kolo
- B Remote Displacement_Sajdové_kolo
- C Remote Force_Přední_kolo: 1543, N
- D Acceleration: 17679 mm/s²
- E Remote Force_Zadní_kolo: 500, N
- F Remote Displacement_Zadní_kolo



Obrázek 44: Okrajové podmínky

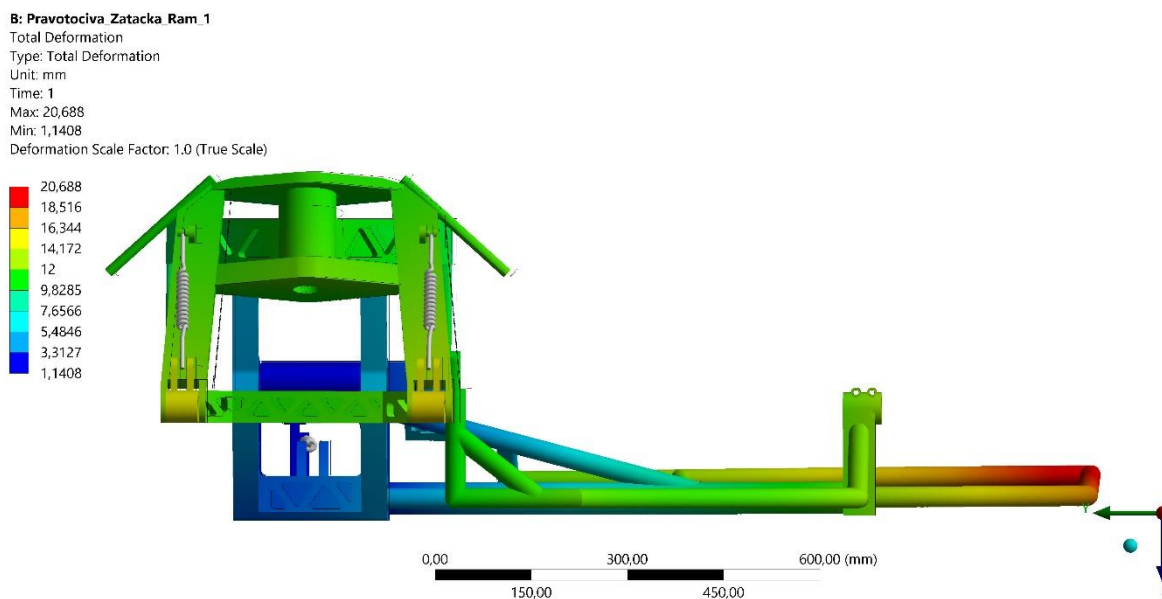
8 PEVNOSTNÍ ANALÝZA NAVRŽENÉHO RÁMU

Po výběru materiálu, úpravě geometrie, vytvoření hmotných bodů a jejich souřadných systémů, vygenerování sítě, nadefinování veškerých kontaktů a spojů a okrajových podmínek je konečně možné se přesunout k samotné pevnostní analýze navrženého rámu. Nejdlejší práce je tedy za námi a nyní za pomoci Ansys Solveru nám budou vyobrazeny výsledky, kterých jsme dosáhli.

Je důležité zmínit, že se jedná pouze o koncepční návrh, takže zde chybí části (příslušenství, uložení náprav v rámu, kapota, atd.), které nemají vliv na mechanické vlastnosti stroje, ale v rámci MKP analýzy jsou uvažovány.

8.1 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA PRAVOTOČIVÉ ZATÁČKY (DEFORMACE)

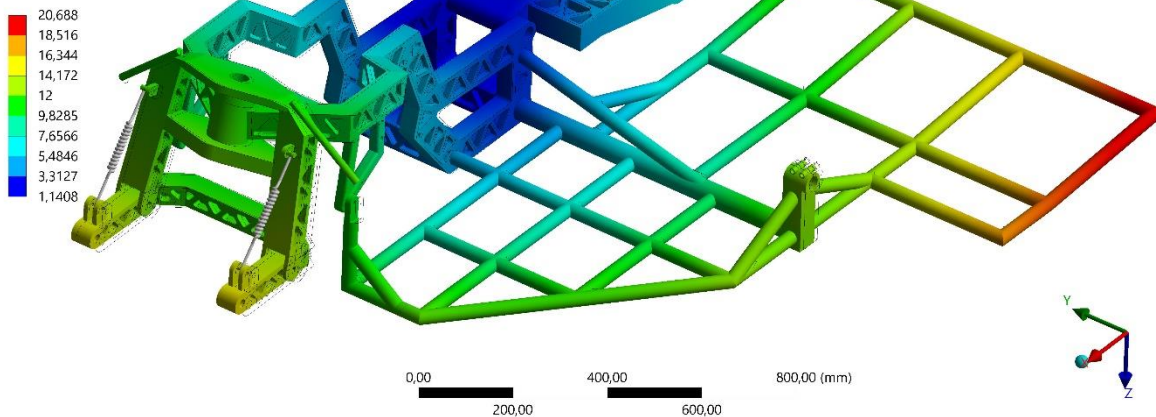
Na Obrázek 45 je možné vidět průběh deformace nově navrženého rámu závodní sajdkáry. Tato deformace vznikla díky zátěžným okrajovým podmínkám, které byly definovány. Jak je možné vidět, největší deformace vzniká na rohu v prostoru, kde se bude pohybovat spolujezdec. Důvod je zřejmý, není zde žádný přidavný materiál (příčná trubka), která by toto místo zpevnila natolik, aby nebyla deformace takto velká. Samozřejmě s přidáním materiálem zvýšíme hmotnost, avšak v některých případech to na zlepšení průběhu deformací nebo napětí je jediné možné řešení.



Obrázek 45: Pevnostní analýza pravotočivé zatáčky (DEFORMACE) – pohled zepředu (navržený rám)

Na Obrázek 46 můžeme vidět nejméně deformované místo, kterým je rám, a to konkrétně místo, kde sedí pilot. Zde je deformace nejmenší o hodnotě necelých 1,15 mm. Místo s největší hodnotou deformace se deformuje o 20,688 mm.

B: Pravotočivá_Zatačka_Ram_1
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 Max: 20,688
 Min: 1,1408
 Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)

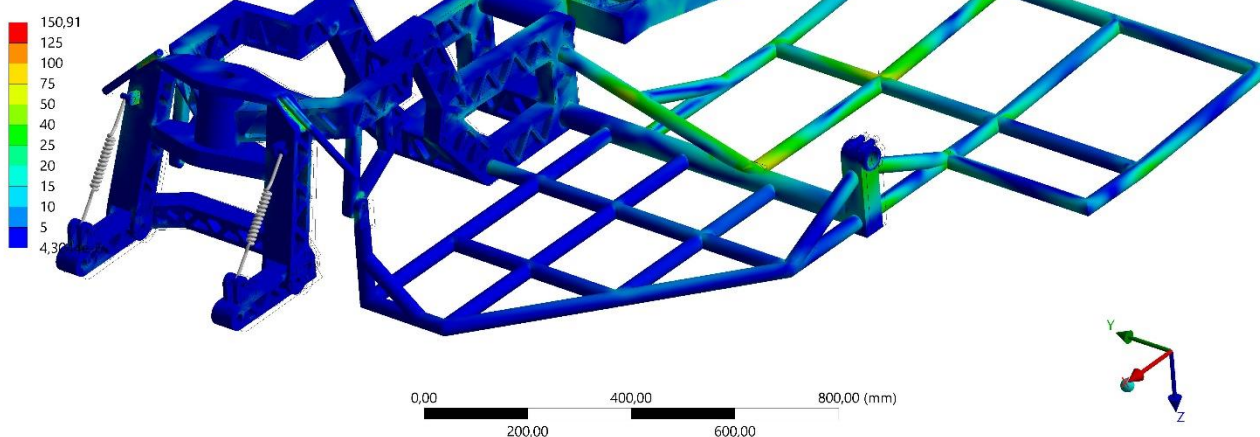


Obrázek 46: Pevnostní analýza pravotočivé zatačky (DEFORMACE) – pohled shora (navržený rám)

8.2 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA PRAVOTOČIVÉ ZATÁČKY (NAPĚTÍ A SOUČINITEL BEZPEČNOSTI)

Při analýze napětí jsme zjistili, že největší napětí nám vychází u vzpěrné trubky, která nám pomáhá zpevnit a zajistit plochy pro spolujezdce a příslušenství. A druhé největší napětí nám vychází v prostoru u spolujezdce. Přesné místo dvou největších napětí je možné vidět na Obrázek 47.

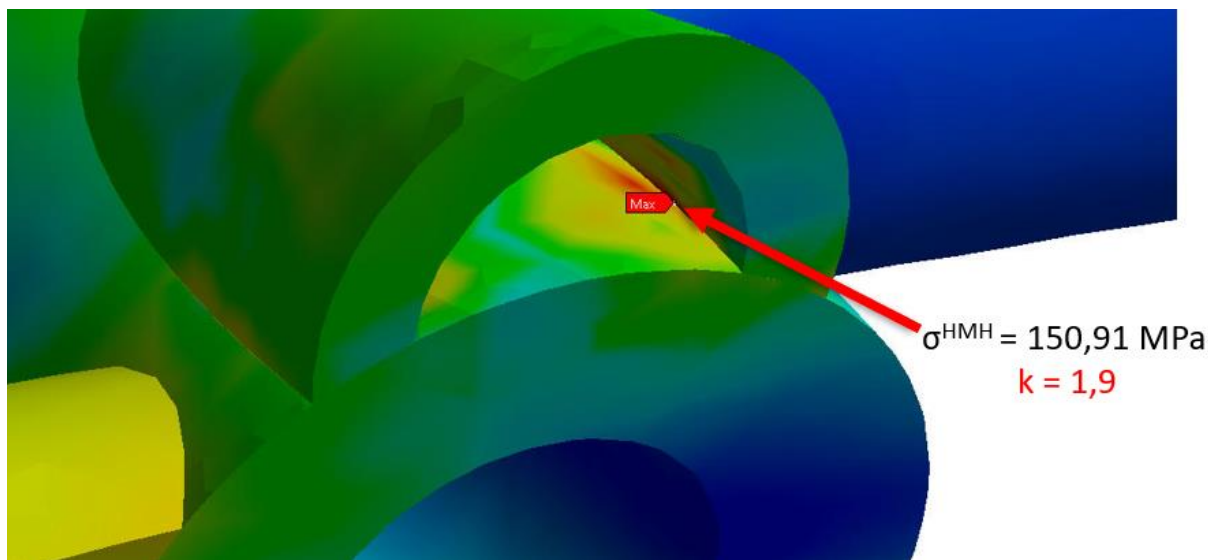
B: Pravotočivá_Zatačka_Ram_1
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 Max: 150,91
 Min: 4,3044e-6
 Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)



Obrázek 47: Pevnostní analýza pravotočivé zatačky (NAPĚTÍ) - navržený rám

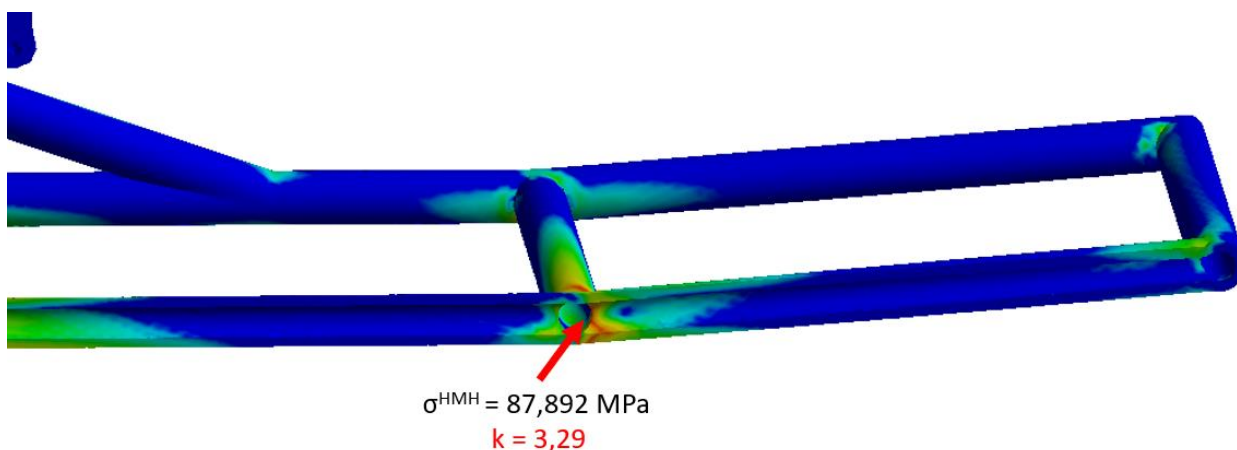
Na Obrázek 48 je pouze detailnější zobrazení průběhu napětí v místě s největším napětím. Hodnota největšího napětí se pohybuje okolo 150 MPa. Místo s největším napětím nám i tak vychází z pohledu součinitele bezpečnosti $k = 1,9$. Bohužel v tomto případě se výsledku nedá

moc věřit, a to konkrétně kvůli zobrazenému průběhu. Jak je možné si všimnout, v bodě největšího napětí je červenou barvou zbarven pouze bod. Z toho vyplývá, že se jedná o singularitu a není zde možné vidět postupný průběh napětí, ale pouze červený bod. Toto místo bylo několikrát upravováno ve Spaceclaimu, bohužel s negativním výsledkem. Na straně druhé je docela možné, že na tomto místě bude napětí vycházet největší a součinitel bezpečnosti nejmenší proto, že je zde trubka vedená od rámu k sajdovému kolu, která je v reálném světě ovlivněna právě v tomto místě svary, a to svary hned ze dvou stran. Svary způsobí tepelné zatížení a jistou změnu materiálového chování, které je určitě potřeba také brát v potaz.



Obrázek 48: Místo s největší hodnotou napětí (Detail)

Místo s druhým největším výskytem napětí se nachází v místě pro spolujezdce. Tento výsledek je již validní a důvěryhodný. Je zde vidět krásný průběh napětí. Na tomto místě byl výskyt takového napětí očekáván. Nachází se zde napětí o velikosti 87,892 MPa. Součinitel bezpečnosti je téměř $k = 3,3$.



Obrázek 49: Místo s 2. největší hodnotou napětí (Detail)

Dále na Obrázek 47 můžeme sledovat větší napětí v zadní části závodní sajdkáry, u děr pro usazení motoru a v poslední řadě u řídicí. V oblasti zadní části máme napětí okolo $\sigma^{HMH} =$

50 MPa a součinitelem bezpečnosti $k = 5,7$. V rámu, kde se nacházejí díry pro upevnění motoru se setkáváme s téměř stejnými hodnotami jako u zadní části. U řídítek se nám objevuje napětí $\sigma^{HMH} = 125,53 \text{ MPa}$ (součinitel bezpečnosti $k = 2,31$). Zde se samozřejmě objevuje špatné chování kontaktu, protože není možné, abychom největší napětí měli na řídítkách. Vyskytuje se zde čárový kontakt a v průběhu celého analyzování v programu Ansys Workbench 2021 je tento kontakt velice problémový a není možné odhadnout jeho chování.

Na základě měřených jízd bylo zjištěno, že při jízdním manévru pravotočivé zatáčky dosahuje sajdkára největších zrychlení, tedy i největšího namáhání rámu. Z toho důvodu je prováděna právě analýza pravotočivé zatáčky. V kombinaci s přejezdy nerovností na vozovce docházelo k mnohem většímu namáhání rámu. Snahou tedy bylo dostat se s hodnotou koeficientu bezpečnosti na 4 abychom měli jistotu, že rám závodní sajdkáry vydrží i větší zatížení.

Dle průběhu napětí (Obrázek 47) a součinitelů bezpečnosti můžeme říci, že je rám závodní sajdkáry z větší části předimenzován. Na některých místech nám analýza součinitelů bezpečnosti ukazuje dokonce až $k = 15$. Je zde tedy velký prostor pro odebrání materiálu na místech s tímto koeficientem. Naopak na místech, které byli výše popsány a které vycházejí o trochu hůře, zvolit vhodnější rozmístění trubek, popřípadě přidat příčné trubky pro zvýšení celkové pevnosti v citlivých místech. Jak již bylo zmíněno, prostor s největším napětím je pouhým bodem anomálního chování. Bylo mnohokrát upravováno, ale bez úspěchu. V tomto ohledu by bylo zapotřebí se analýzou ještě zabývat. Avšak ostatní výsledky by měly být validní a skutečné.

9 PEVNOSTNÍ ANALÝZA EXISTUJÍCÍHO RÁMU

Při pevnostní analýze nově navrženého rámu byl proveden detailní postup nastavení celé analýzy. Zde budou pouze shrnuty důležité informace nebo detaily, které jsou jiné než v předchozí analýze.

První zásadní změnou je materiál. Zatímco předchozí rám byl vyroben z hliníkové slitiny EN-AW 2024, tak tento rám je konstruován z „klasické“ konstrukční oceli. Konstrukční ocel ČSN 11 420 je uhlíková nelegovaná konstrukční ocel se zaručenou čistotou, mezí kluzu a pevnosti v tahu. Její nejčastější použití je pro hřídele, menší ozubená kola, ale především jsou vhodné pro svařované konstrukce.

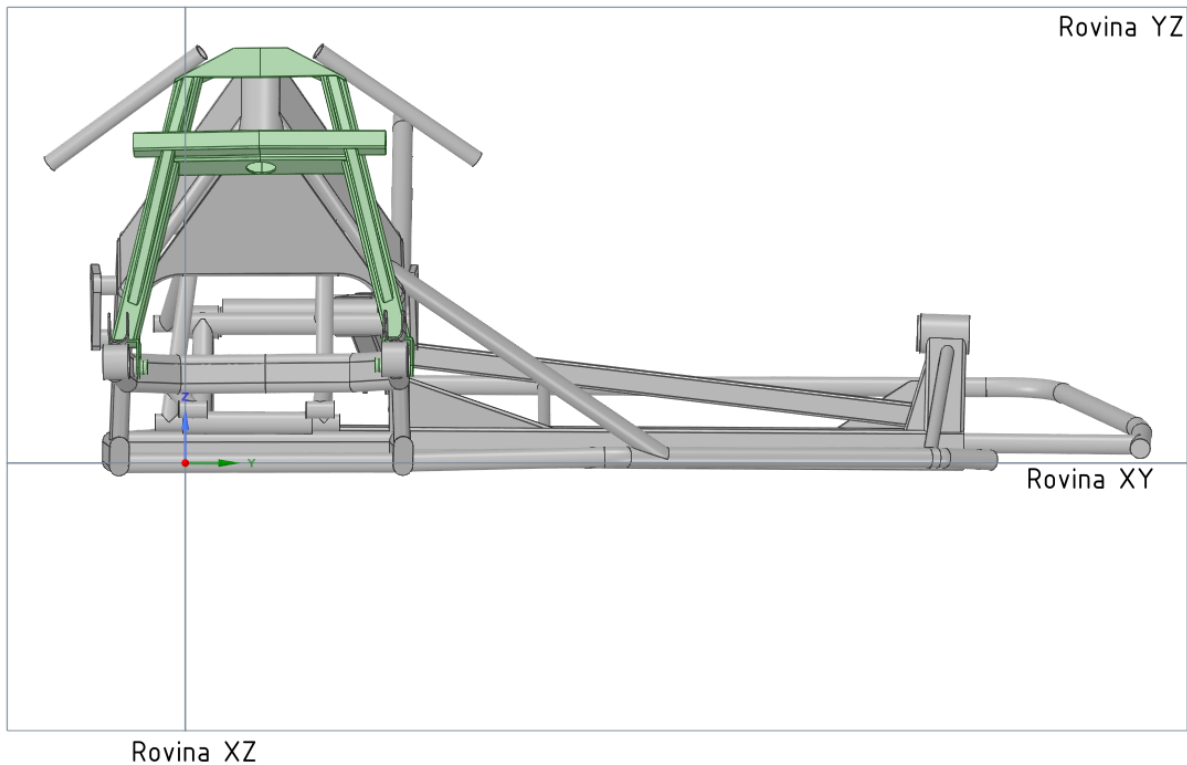
Tabulka 4: Materiálové vlastnosti konstrukční oceli ČSN 11 420

| E - modul pružnosti v tahu [GPa] | μ - Poissonova konstanta [-] | Re- Mez kluzu [MPa] | R _m - Mez pevnosti [MPa] | ρ - Hustota [kg*m ⁻³] |
|----------------------------------|----------------------------------|---------------------|-------------------------------------|--|
| 200 - 210 | 0,3 | 250 | 460 | 7850 |

| Properties of Outline Row 5: Structural Steel | | | | |
|---|---|-------------------------------|--------------------|-----|
| | A | B | C | D E |
| 1 | Property | Value | Unit | |
| 2 | Material Field Variables | Table | | |
| 3 | Density | 7850 | kg m ⁻³ | |
| 4 | Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion | | | |
| 5 | Coefficient of Thermal Expansion | 1,2E-05 | C ⁻¹ | |
| 6 | Isotropic Elasticity | | | |
| 7 | Derive from | Young's Modulus and Poisso... | | |
| 8 | Young's Modulus | 2E+11 | Pa | |
| 9 | Poisson's Ratio | 0,3 | | |
| 10 | Bulk Modulus | 1,6667E+11 | Pa | |
| 11 | Shear Modulus | 7,6923E+10 | Pa | |
| 12 | Strain-Life Parameters | | | |
| 20 | S-N Curve | Tabular | | |
| 24 | Tensile Yield Strength | 2,5E+08 | Pa | |
| 25 | Compressive Yield Strength | 2,5E+08 | Pa | |
| 26 | Tensile Ultimate Strength | 4,6E+08 | Pa | |
| 27 | Compressive Ultimate Strength | 0 | Pa | |

Obrázek 50: Engineering data konstrukční oceli ČSN 11 420

Druhou změnou je samozřejmě celková geometrie. Tato geometrie mi byla poskytnuta vedoucím práce. V této geometrii je jeden velký rozdíl, a to konkrétně rozdíl v uspořádání rámu. Zatímco můj návrh rámu je tažen v prostoru nad motorem a motor je na tuto konstrukci „pověšen“, tak rám již existující konstrukce je tažen naopak v prostoru pod motorem a motor je do rámu „vložen“. Dalším markantním rozdílem je uložení zadního tlumiče. V naší konstrukci jsme se mohli setkat s uložení zadního tlumiče v prostoru pod pilotem. Takové uložení tlumiče bylo především pro ušetření zástavbového místa. Avšak při správném návrhu a spočítání „přepákování“ v zadní části sajdkáry vede k nelineárnímu průběhu stlačení pružiny (tlumiče) v závislosti na pohybu kola, které vede k žádoucí progresivitě odpružení. V této konstrukci se však setkáme s uložení zadního tlumiče vedle zadního kola. Tato konstrukce není vhodná s ohledem na velký zástavbový prostor a díky tomu tak zvětšením hmotnosti, kterou se zde u závodních strojů snažíme zmenšit na minimum.

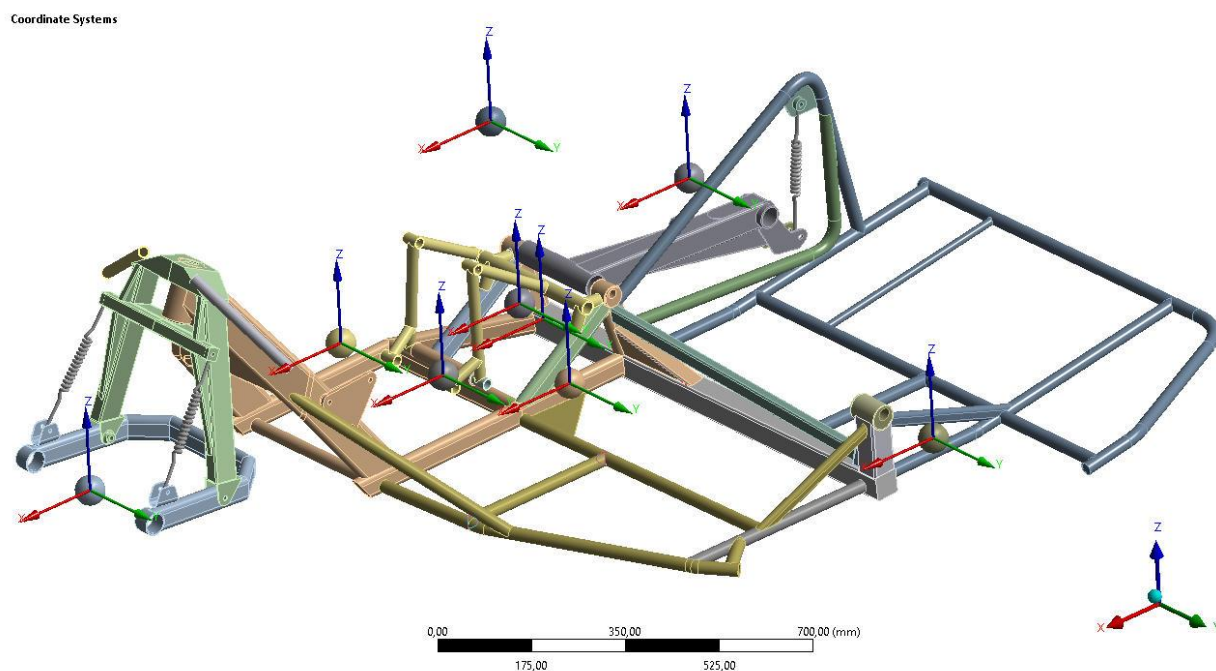


Obrázek 51: Zobrazení rovin (XY, XZ, YZ) a souřadného systému-existentjící rám

Co se týče hmotných bodů a jejich souřadných systémů, tak zde se velké rozdíly nenachází, pouze byly přepočítány souřadnice X,Y a Z kvůli rozdílným základním souřadným systémům. Hmotnost všech prvků vstupujících do výpočtů musí být ponechána, aby nedošlo ke změně zatížení a celkové změně hodnot výsledků. Hodnoty jednotlivých souřadnic každého jednoho hmotného bodu můžeme vidět v Tabulka 5.

Tabulka 5: Souřadnice [X,Y,Z] hmotných bodů-existující rám

| | X [mm] | Y [mm] | Z [mm] | Hmotnost [kg] |
|---------------|---------|--------|--------|---------------|
| Motor | 570 | 90 | 200 | 70 |
| Pilot | 130 | 89,522 | 115 | 120 |
| Spolujezdec | -150 | -300 | 250 | 120 |
| Příslušenství | 320 | 450 | 150 | 30 |
| Kapota | 560 | 370 | 230 | 30 |
| Přední kolo | 1198,6 | 89,552 | 130,38 | 13 |
| Zadní kolo | -328,19 | 54,522 | 190,84 | 13 |
| Sajdové kolo | 21,243 | 1140 | 170,71 | 13 |



Obrázek 52: Zobrazení hmotných bodů a jejich souřadných systémů-existující rám

Po rozložení souřadných systémů jednotlivých hmotných bodů se přesuneme k vytvoření sítě. K vytvoření jsem opět použil defaultní velikost prvků 8 mm a agresivní mechanickou kontrolu. V tomto modelu bylo nezbytné využít opět funkce Body sizing, tentokrát však nebyla aplikována pouze na přední část závodní sajdkáry, ale na více prvcích, které nám po prvotní zkoušce síťování a analyzování výsledků vycházely s velkým rozdílem. Proto byly tyto prostory zjemněny, abychom se dostali k co nejpresnějším výsledkům.

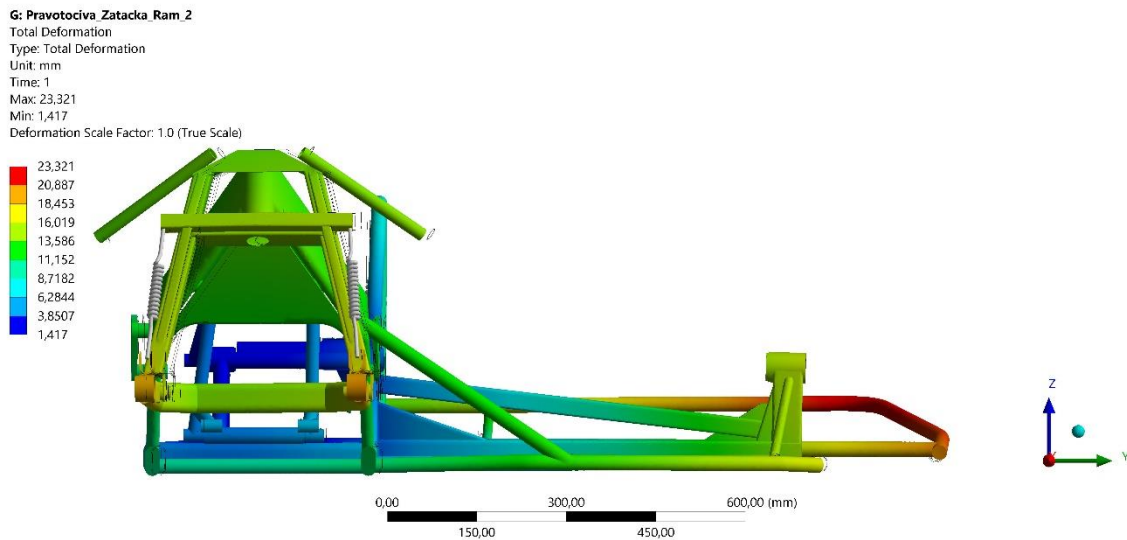
- Celkový počet prvků: 308 272
- Celkový počet uzlů: 635 851

V další části byly opět definovány kontakty a spoje, které jsou zde ve stejné logice jako v předchozí analýze. To znamená, že veškeré svařované spoje mají kontakt BONDED. Spoje, kde je potřeba vůči sobě dovolené natočení, jako je krk řízení, kyvná vidlice atd., mají spoj s názvem REVOLUTE. A v poslední řadě zde byly nastaveny tuhosti předních a zadních tlumičů jako demonstrace předepnutých pružinek se stejnou tuhostí $1 \times 10^7 \text{ N.mm}^{-1}$.

Úplně nakonec byly nastaveny okrajové podmínky, které jsou naprosto totožné s okrajovými podmínkami použitými v předchozí pevnostní analýze navrženého rámu závodní sajdkáry.

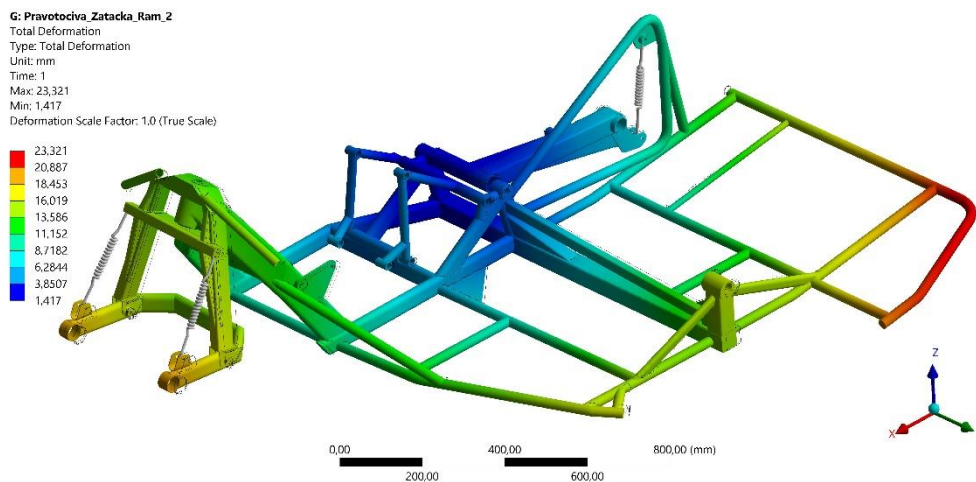
9.1 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA PRAVOTOČIVÉ ZATÁČKY (DEFORMACE)

Na Obrázek 53 je opět možné vidět průběh deformace tentokrát již existujícího rámu závodní sajdkáry. Jak je patrné, i zde je největší deformace vidět právě v rohu platformy, kterou obsluhuje spolujezdec. Jak bylo již zmíněno, důvodem jsou především chybějící příčné vzpěry, které by tento prostor zpevnily mnohem důkladněji než pouhé vodorovně tažené profily kruhového průřezu.



Obrázek 53: Pevnostní analýza pravotočivé zatáčky (DEFORMACE) – pohled zepředu (existující rám)

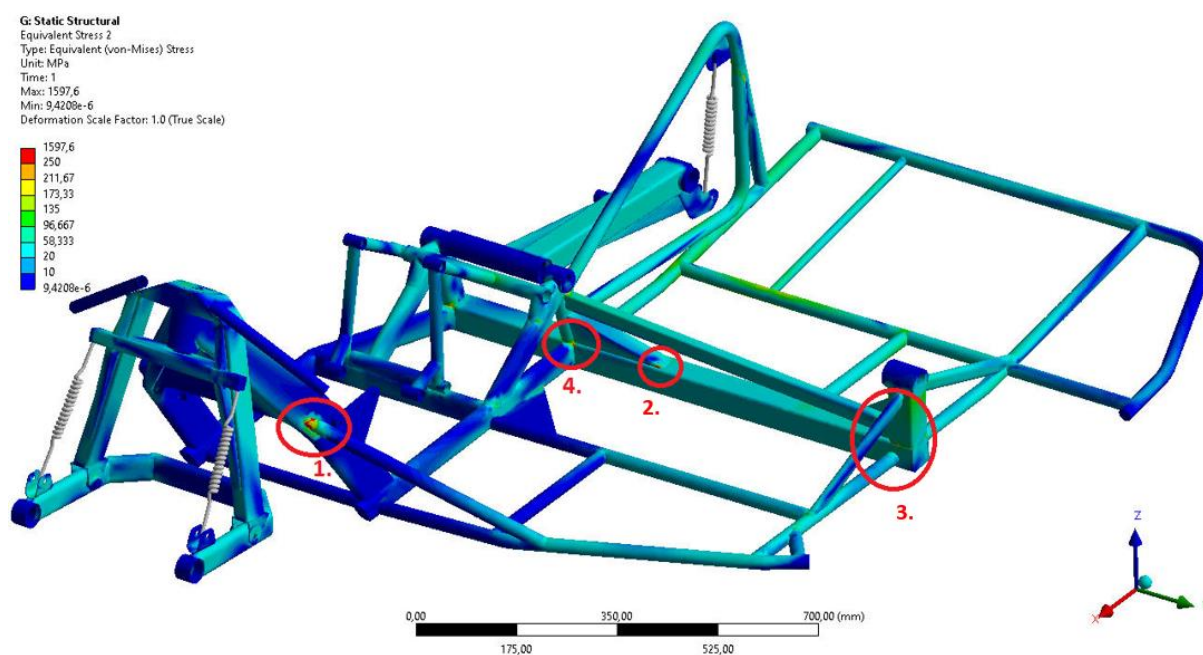
V prostoru pilota je deformace nejmenší, a to z důvodu ohromného množství materiálu, dále hmotnosti řidiče a v první řadě díky okrajovým podmínkám tvorby deformace. Tyto okrajové podmínky jsou sepsány v Tabulka 3.



Obrázek 54: Pevnostní analýza pravotočivé zatáčky (DEFORMACE) – pohled shora (existující rám)

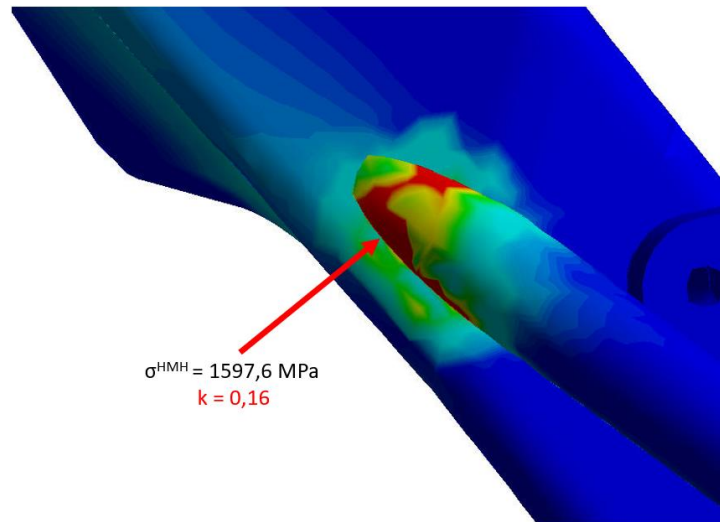
9.2 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA PRAVOTOČIVÉ ZATÁČKY (NAPĚTÍ A SOUČINTEL BEZPEČNOSTI)

V pevnostní analýze již existujícího rámu je patrné, že rám v určitých oblastech přesahuje mez kluzu konstrukční oceli 11 420. Překročí-li napětí hodnotu meze kluzu (250 MPa), stává se pro nás kritickým místem, protože je jeho součinitel bezpečnosti menší než 1. Na Obrázek 55 byly vyznačeny pouze 4 oblasti s největším napětím. Nejkritičtější místo se nachází v oblasti č.1.



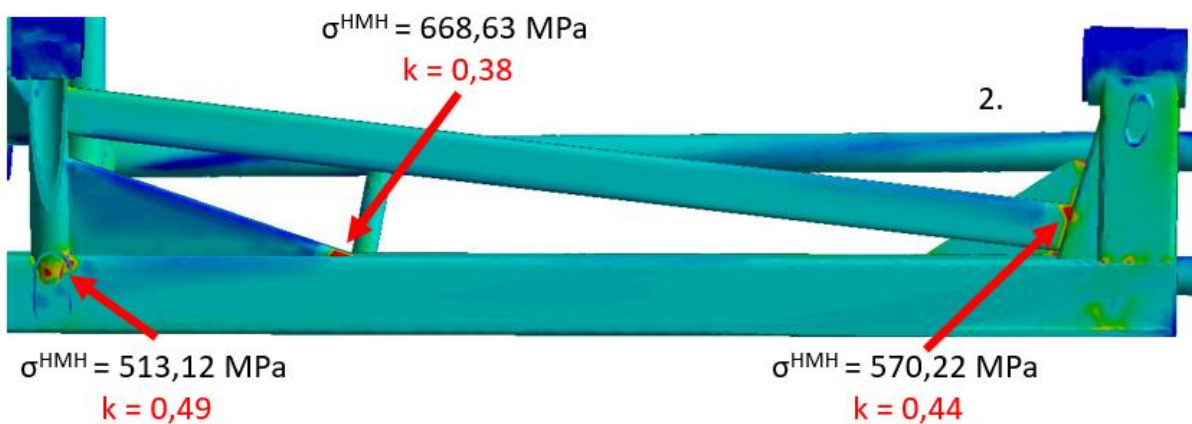
Obrázek 55: Pevnostní analýza pravotočivé zatáčky (NAPĚTÍ) - existující rám

Při pohledu na Obrázek 56 můžeme vidět detailnější průběh napětí v oblasti č.1. Maximální napětí zde dosahuje téměř 1600 MPa, je tedy zřejmé, že tento konkrétní spoj je velice kritický při tomto zatížení. Když porovnáme mez kluzu konstrukční oceli a maximální napětí, které jsme analyzovali, vychází nám součinitel bezpečnosti 0,16. S takto malou bezpečností můžeme očekávat, že dané místo zatížení nevydrží. Danému místu bychom mohli odlehčit další vzpěrnou tyčí od rámu k platformě příslušenství.



Obrázek 56: Místo s největší hodnotou napětí (Detail)

V detailním zobrazení dalších kritických míst na Obrázek 57 jsou znázorněné oblasti s vysokým napětím, tedy i oblasti s nízkým koeficientem bezpečnosti. Všechna tato místa nemají hodnotu bezpečnosti ani 0,5. Nejkritičtějším místem je v tomto pohledu příčný rám zhruba uprostřed, který má koeficient bezpečnosti pouze 0,38. Poddimenzované oblasti by bylo možné vyztuzit přidáním materiálu trojúhelníkového tvaru nebo zvětšením tloušťky profilů problematických míst. Všechno jsou to pouze tipy, které nejsou odzkoušeny.



Obrázek 57: Další místa s kritickými hodnotami (Detail)

Existující rám závodní sajdkáry, jehož hodnoty maximálního napětí jsou mnohokrát několikanásobně větší, než je mez kluzu konstrukční oceli, není možné zatížit takovým zatížením. Těchto míst se na celém rámu nachází přibližně 10. Ve většině případů se však jedná o drobné nedostatky. Tyto nedostatky by bylo možné odstranit lepším uspořádáním ocelových profilů, které jsou někdy nevhodně uloženy. Dalším způsobem by mohly být již zmiňované výtzuhy v kritických místech, které by mohly pomoci se zvýšením koeficientu bezpečnosti.

10 TUHOST NAVRŽENÉHO, EXISTUJÍCÍHO RÁMU A JEJICH POROVNÁNÍ

V mé diplomové práci je jedním z cílů porovnání mnou navrženého rámu s rámem již existujícím, který mi poskytl vedoucí práce. Rozhodl jsem se porovnávat tyto rámy dle jejich torzních a bočních tuhostí. Nejprve byl analyzován rám mé závodní sajdkáry, poté mi byl poskytnut rám již existující pro porovnání výsledků a vyhodnocení rámu ohledně torzních a bočních tuhostí.

10.1 KONSTRUKČNÍ TUHOST

Každý jednotlivý komponent musí mít svoji vlastní tuhost. Společně dávají sajdkáře určitou tuhost, která je klíčovým faktorem na definování výkonu s ohledem na ovladatelnost. Je-li hodnota tuhosti vysoká, zaručuje přesnost na dráze při vysokých rychlostech. Pokud je hodnota tuhosti příliš vysoká, přináší určité nevýhody. Mnohdy řidič pocítuje jako byl stroj nervózní, zejména při nerovnostech nebo mokré vozovce. Motocykl v ustálených podmínkách, při lineárním pohybu, tak i při zatáčení je stroj vystaven silám působícím v jeho rovině symetrie, kdežto v podmínkách přechodových je vystaven bočním silám, které působí na bod kontaktu kola s vozovkou, a setrvačným silám způsobeným příčnými silami. Najít správnou tuhost rámu je ovšem těžké. Tímto tématem se zabývají konstruktéři již delší dobu a navrhnout rám s ideální tuhostí je složité i z důvodu toho, že každému jezdcí vyhovuje jiná tuhost rámu. [27]

10.2 TORZNÍ TUHOST

Torzní tuhost se dá jednoduše popsat jako schopnost součásti (v našem případě rámu) odolat zkroucení. Torzní tuhost je pozorována nejen u závodních dopravních prostředků, ale i u dopravních prostředků osobních. Avšak větší důraz na správnou torzní tuhost je u závodních strojů. Pro představu je možné si celý rám představit jako tuhoun pružinu. Tato tuhá pružina se nachází mezi nápravami. Je-li pružina dostatečně tuhá, dá se tato pružina zcela zanedbat. To znamená, je-li rám navržen s dostatečnou tuhostí, nebude se jakkoli deformovat, popřípadě nebude docházet ke snížení životnosti jednotlivých součástí kvůli únavě materiálu. Bude-li rám špatně navržen, působící síly nebudou správně rozloženy mezi kola, a rám se bude chovat právě jako pružina.

10.2.1 MĚŘENÍ TORZNÍ TUHOSTI

Torzní tuhost lze měřit různými způsoby. Ve většině případů se od sebe liší pouze uchycením měřicího rámu nebo způsobem zatěžování.

STATICKÝ RÁM S VAHAMÍ

Tento způsob je z větší části určen pro mobilní řešení torzní tuhosti karoserie. Automobil je umístěn na měřicí rám se speciálně navařenými břity, které působí na váhy v určitém bodě (zajištěny neměnné pozice působících reakcí od jednotlivých kol). Z tenzometrických vah, které jsou umístěny pod měřicím rámem pod přední nápravou, jsou odečteny reakce, ze kterých je vypočítán zátěžný moment. [28]

RÁMOVÁ HOUPAČKA

U tohoto způsobu měření torzní tuhosti je karoserie upnuta do rámu v jedné rovině nápravy, tak aby působení všech zátěžných sil bylo co nejpřesnější jako u skutečného stroje. V druhé

rovině nápravy je celá karoserie kroucena okolo otočného čepu, u kterého je možný boční posuv. U této zkoušky je vyšetřováno zkroucení mezi nápravami pro určitý zkrutný moment. [29]

10.3 ANALÝZA TUHOSTI ZÁVODNÍCH RÁMŮ SAJKÁR

V této práci byla zaměřena analýza na tuhost rámu navrženého a již existujícího. V každém z nich byly provedeny 4 analýzy, a to konkrétně analýza na tuhost v ohybu okolo osy X, dále tuhost v ohybu okolo osy Y, poté tuhost v krutu okolo osy X a v poslední řadě tuhost v krutu okolo osy Y. Analýzy jsou tedy rozděleny do dvou kategorií.

V první kategorii budou rámy deformovány podle nastavené tabulky o pár milimetrů v ose X a Y. Díky přednastavené tabulce deformací, získáme zátěžné síly, které byly potřeba na to, abychom rám zdeformovali právě o určitou hodnotu. V předchozích kapitolách bylo napsáno, že rám závodní sajdkáry se chová jako pružina. V případě této úvahy nic dalšího k výpočtu boční tuhosti nepotřebujeme.

Výpočet boční tuhosti:

$$k_{Tuhost} = \frac{F}{\Delta l} [N/m] \quad (1)$$

V druhé kategorii budou rámy deformovány rovněž podle nastavené tabulky, ale tentokrát o pár stupňů v ose X a Y. Opět byla v programu Ansys přednastavena tabulka s deformacemi, kterými jsme rámy zkrucovali. Získali jsme zátěžné momenty, které jsme potřebovali k výpočtu torzní tuhosti.

Výpočet torzní tuhosti:

$$C = \frac{T_k}{\alpha} [Nm/^\circ] \quad (2)$$

Tabulka 6: Okrajové podmínky pro jednotlivé analýzy tuhosti

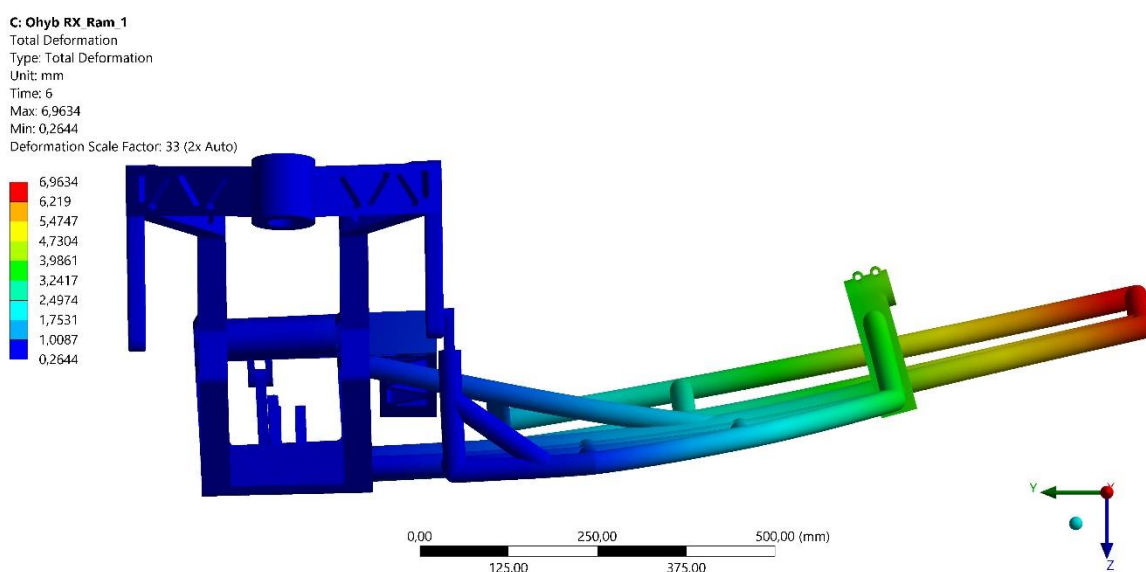
| | Přední_kolo | Zadní_kolo | Sajdové_kolo | Krk_řízení |
|------------------|-----------------------|-----------------------|------------------|------------|
| Ohyb okolo osy X | UX = UY = UZ = RX = 0 | UY = UZ = RX = 0 | UZ > 0 | N / A |
| Ohyb okolo osy Y | UZ ≠ 0 | UX = UY = UZ = RY = 0 | UY = UZ = RY = 0 | N / A |
| Krut okolo osy X | RX ≠ 0 | UX = UY = UZ = RX = 0 | UY = UZ = 0 | N / A |
| Krut okolo osy Y | N / A | UX = UY = UZ = RY = 0 | UY = UZ = RY = 0 | RY ≠ 0 |

10.3.1 ANALÝZA BOČNÍ TUHOSTI OKOLO OSY X

Při analýze boční tuhosti okolo osy X je nutné do modelů definovat správné okrajové podmínky, bez kterých by nebyly výsledky validní. Okrajová podmínka je v těchto analýzách pouze jedna, jedná se o Remote Displacement (Vzdálené Posunutí). Pro výpočet tuhosti bude zapotřebí využít v každé analýze 4x tuto okrajovou podmínku, vždy ale jinak definovanou. V Tabulka 6 můžeme v prvním řádku vidět okrajové podmínky pro analýzu tuhosti okolo osy X. Jednoduše je v tabulce řečeno, že u předního kola jsou zamezeny posuvy v osách X, Y i Z a zároveň je zamezena i rotace okolo osy X. U zadního kola jsou zamezeny posuvy pouze pro

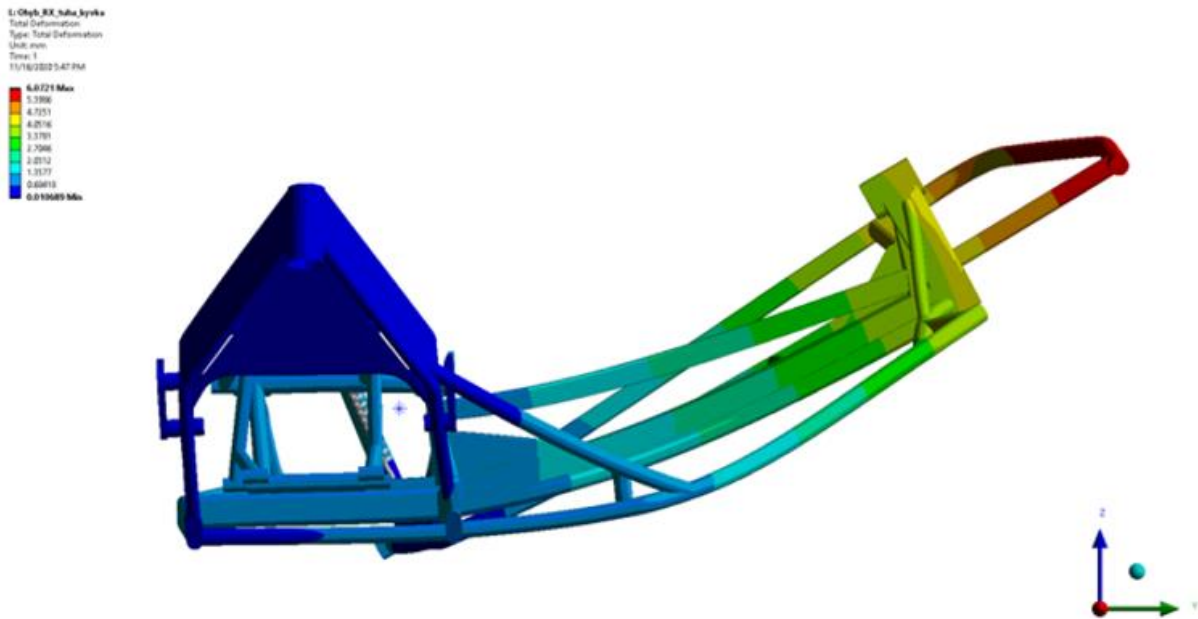
osy Y a Z a pro rotaci X. U sajdového kola hodnota $UZ > 0$ znamená, že vzdálený bod (Remote Point) může nabývat všech deformací větších jak 0. V této analýze bylo nastaveno, že deformace bude probíhat v 5 krocích. Každý krok bude deformován o 1 mm. Ve výsledku se tedy objevuje deformace v intervalu $< 1,5 >$. Ve sloupci posledním se objevuje okrajová podmínka N/A (Not Applicable – neaplikovatelné), která značí, že se zde žádná okrajová podmínka nenachází.

Na Obrázek 58 se nachází nově navržený rám závodní sajdkáry. Rám byl podroben analýze, která byla popsána výše. Dostali jsme zatěžující síly, které jsou nezbytné pro deformace. Všechny hodnoty deformací můžete vidět v Tabulka 7 níže. V prvním sloupci se nachází počet kroků, v druhém sloupci se nachází hodnota deformace a v posledních dvou sloupcích jsou umístěny hodnoty výsledných sil rámu navrženého a existujícího. V průměru nám boční tuhost vychází přibližně 247 N/mm.



Obrázek 58: Analýza boční tuhosti okolo osy X – navržený rám

Existující rám zobrazený na Obrázek 59 má průměrnou hodnotu tuhosti okolo 308 N/mm. Na této analýze jsou ideálně znázorněny prvky, které jsou ohýbány nejvíce. Jedná se především o části jako jsou platformy pro příslušenství a spolujezdce a ostatní součásti od rámu až k sajdovému kolu.

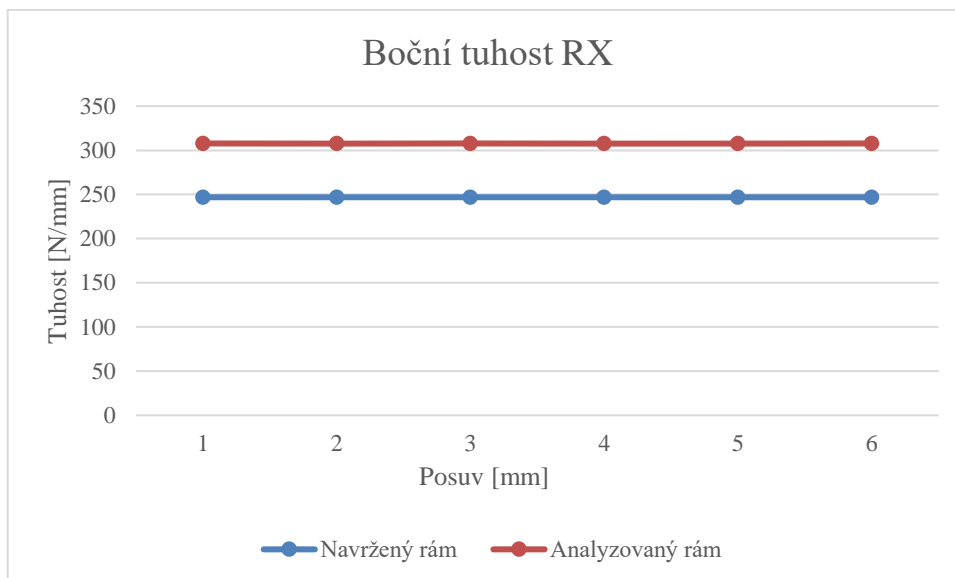


Obrázek 59: Analýza boční tuhosti okolo osy X – existující rám

Tabulka 7: Silové reakce vzniklé hodnotou deformací (ohyb okolo osy X)

| Kroky [-] | Deformace [mm] | Silová_Reakce_Navržený_Rám [N] | Silová_Reakce_Existující_Rám [N] |
|---------------------------------|----------------|--------------------------------|----------------------------------|
| 1. | 1 | 246,88 | 307,63 |
| 2. | 1,75 | 432,05 | 538,35 |
| 3. | 2,5 | 617,21 | 769,08 |
| 4. | 3,5 | 864,1 | 1076,7 |
| 5. | 4,5 | 1111 | 1384,4 |
| 6. | 5 | 1234,4 | 1538,2 |
| Průměrná hodnota tuhosti [N/mm] | | 246,88 | 307,6339312 |

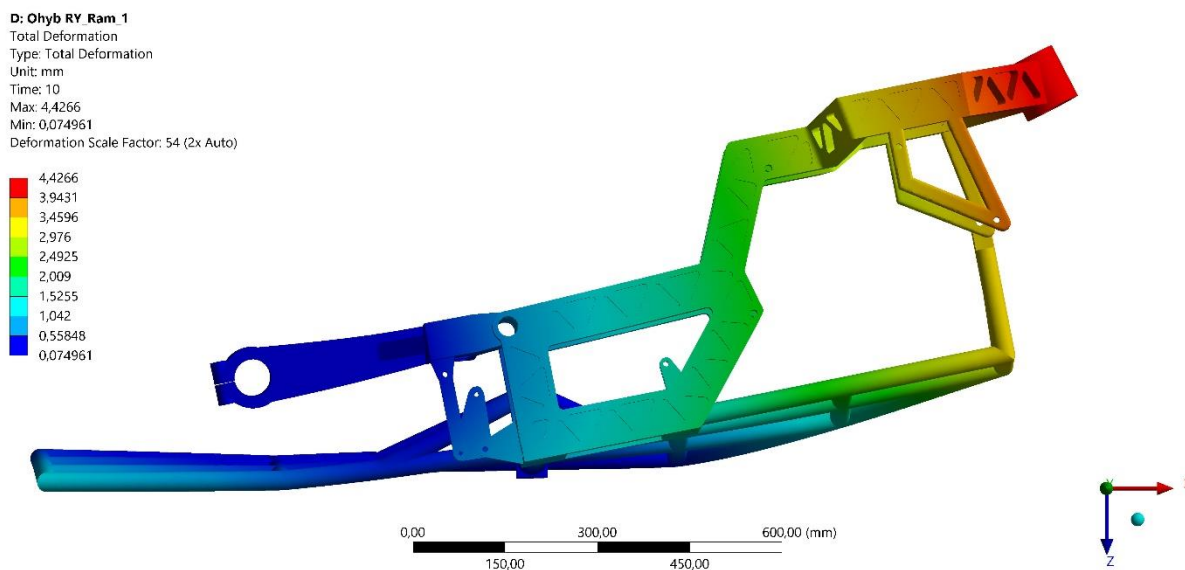
Z Obrázek 60, na kterém je znázorněn graf bočních tuhostí okolo osy X je patrné, že navržený rám nedosahuje takových hodnot jako rám existující. Průměrné hodnoty bočních tuhostí obou rámu můžeme vidět v přehledné Tabulka 7, která je umístěna výše. Rozdíl tuhostí se pohybuje přibližně okolo 50 N/mm. Nejedná se o markantní rozdíl, který by nezaručil dostatečnou tuhost rámu a z předchozích kapitol víme, že různým jezdcům vyhovují rámy s různou tuhostí. Některým vyhovují rámy tužší a některým rámy poddajnější. Takže v tomto ohledu je existující rám závodní sajdkáry sice tužší, ale neznamená to, že by byl výhodnější oproti rámu mnou navrženým.



Obrázek 60: Graf bočních tuhostí (okolo osy X)

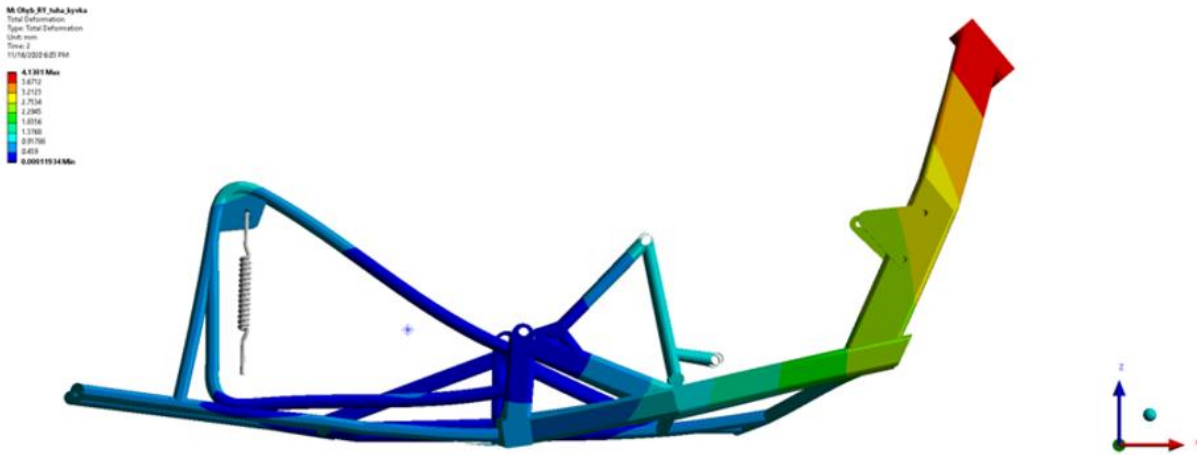
10.3.2 ANALÝZA BOČNÍ TUHOSTI OKOLO OSY Y

V druhé analýze byla kontrolována boční tuhost okolo osy Y (Obrázek 61, Obrázek 62). Okrajové podmínky byly nadefinovány tak, aby byl možný pouze ohyb v ose Y. Pro přední kolo platí, že posuv v ose Z může být kladný, či záporný, ale nesmí být 0. U předního kola byla opět vytvořena tabulka deformací, která bude krok po kroku prováděna. Deformace bude definována v intervalech $\langle -5^\circ, -1^\circ \rangle \cup \langle 1^\circ, 5^\circ \rangle$. Nulová deformace je pořád 0, proto není důvod tento bod zaznamenávat. Zadní kolo má zamezen posuv v ose X, Y a Z a má navíc zamezenou rotaci v ose Y. Sajdové kolo má podobné okrajové podmínky jako zadní kolo, ale může se posouvat v ose X. Co se týče krku řízení, ten je zde opět nedefinován. V Tabulka 6 jsou tyto okrajové podmínky shrnuty. Hodnoty zátěžných sil jsou zaznamenány v Tabulka 8.



Obrázek 61: Analýza boční tuhosti okolo osy Y – navržený rám

Obrázek 62 znázorňuje analýzu boční tuhosti okolo osy Y u existujícího rámu závodní sajdkáry. Zadní část sajdkáry je definována okrajovými podmínkami tak, aby byla téměř nedeformovatelná, zatímco přední část sajdkáry je v krocích deformována podle předdefinovaných hodnot.



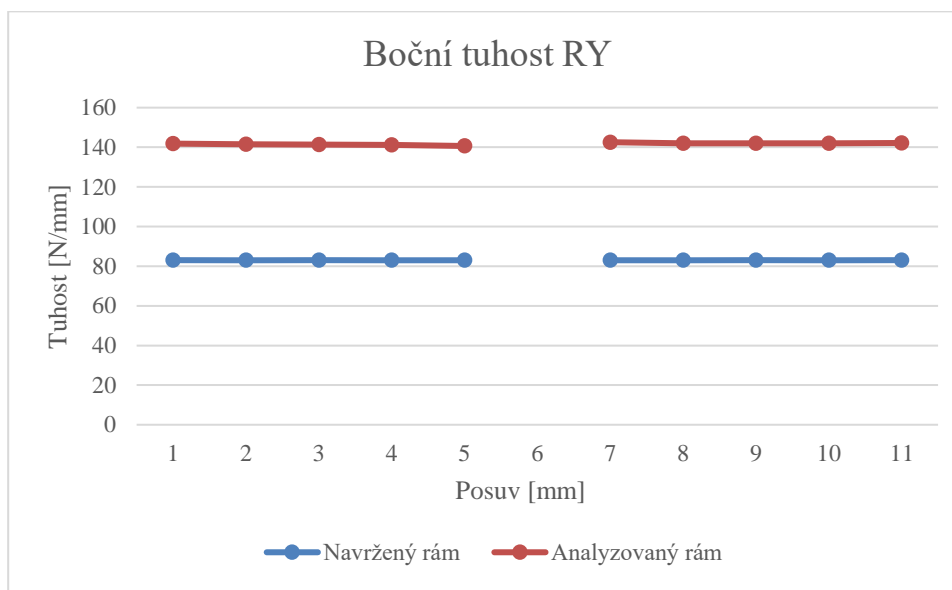
Obrázek 62: Analýza boční tuhosti okolo osy Y – existující rám

Tabulka 8: Silové reakce vzniklé hodnotou deformací (ohyb okolo osy Y)

| Kroky [-] | Deformace [mm] | Silová_Reakce_Navržený_Rám [N] | Silová_Reakce_Existující_Rám [N] |
|---------------------------------|----------------|--------------------------------|----------------------------------|
| 1. | -5 | -414,97 | -709,18 |
| 2. | -4 | -331,98 | -566,15 |
| 3. | -3 | -248,98 | -423,93 |
| 4. | -2 | -165,99 | -282,3 |
| 5. | -1 | -82,994 | -140,66 |
| 6. | 0 | 0 | 0 |
| 7. | 1 | 82,994 | 142,55 |
| 8. | 2 | 165,99 | 284,14 |
| 9. | 3 | 248,98 | 425,97 |
| 10. | 4 | 331,98 | 568,24 |
| 11. | 5 | 414,97 | 711,05 |
| Průměrná hodnota tuhosti [N/mm] | | 82,99 | 141,73735 |

V grafu na Obrázek 63 můžeme vidět průběh bočních tuhostí okolo osy Y. V grafu se můžeme přesvědčit, že znovu rám závodní sajdkáry mnou navržený není tužší nebo podobně tuhý jako rám existující. Průměrná hodnota mého rámu je přibližně 83 N/mm, kdežto průměrná hodnota boční tuhosti u rámu existujícího je okolo 140 N/mm. Opět je zde rozdíl necelých 60 N/mm. Dle mého názoru je tento rozdíl způsoben vedením rámu. Ale čím je rozdíl určitě způsoben, je použitý materiál. Hliníková konstrukce je mnohem poddajnější než

konstrukce ocelová. Pokud by byla konstrukce lépe navržena domnívám se, že by se i hliníkový rám mohl rovnat s rámem ocelovým, alespoň co se týče tuhosti. Opět to ovšem neznamená, že by byl mnou navržený rám horší než rám existující.

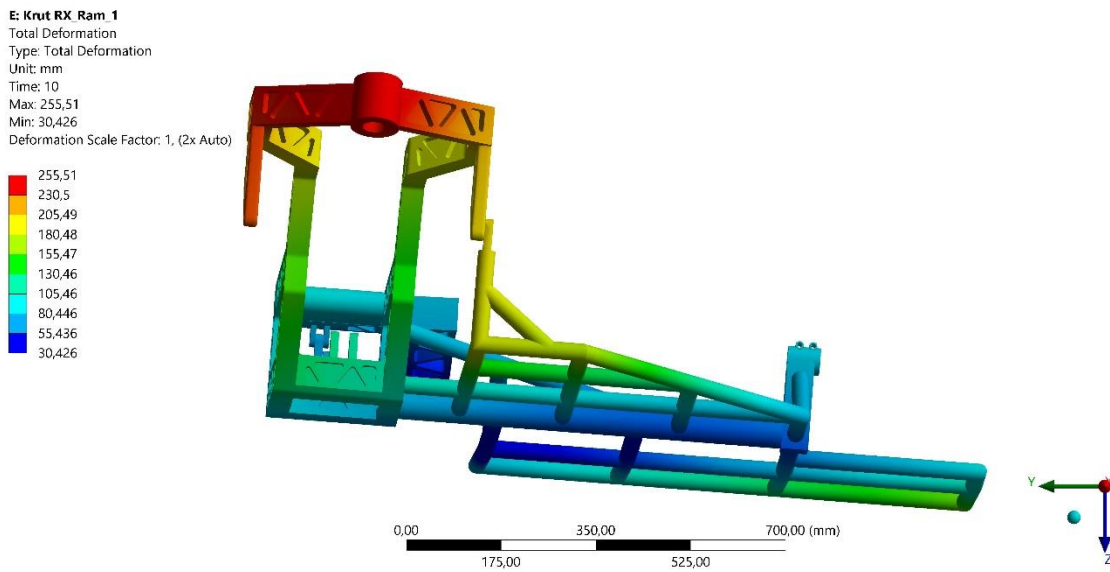


Obrázek 63: Graf bočních tuhostí (okolo osy Y)

10.3.3 ANALÝZA TORZNÍ TUHOSTI OKOLO OSY X

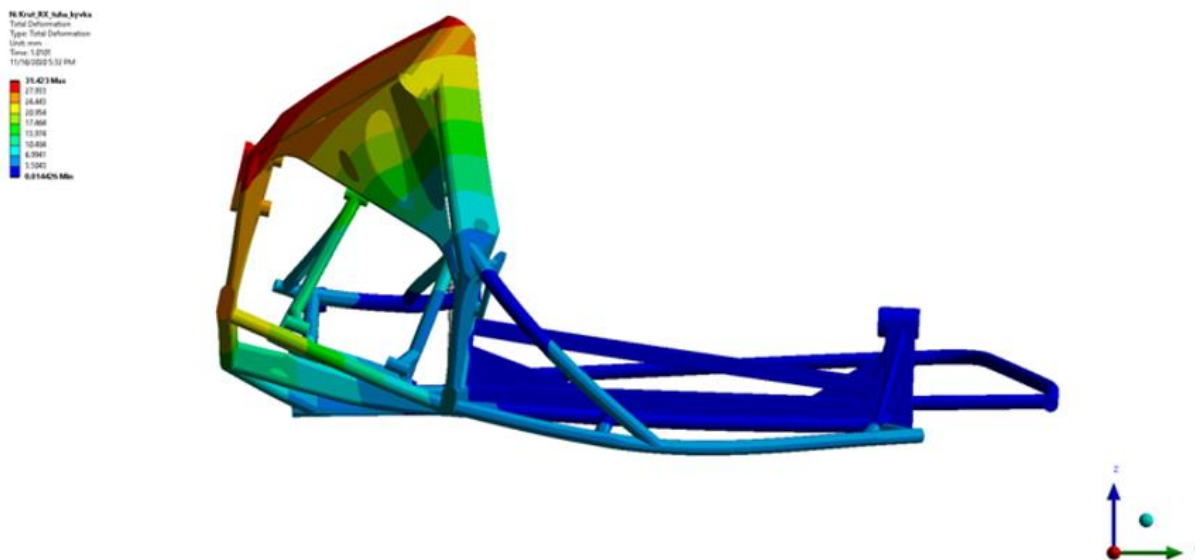
V druhé kategorii se zaměříme na torzní tuhosti navrženého a existujícího rámu. V první části analyzujeme torzní tuhost (krut kolem osy X). Začneme opět okrajovými podmínkami. V Tabulka 6 jsou shrnuty okrajové podmínky pro tuto analýzu. Pro přední kolo platí, že rotace okolo osy X může nabývat hodnot větších nebo menších než 0° . Nulové natočení nám s rámem nepohne, proto je opět 0 přeskočena. Opět jsme předdefinovali deformační tabulku, tentokrát však ne pro posuv, ale pro natočení. Hodnoty natočení jsou $\langle -5^\circ, -1^\circ \rangle \cup \langle 1^\circ, 5^\circ \rangle$. Zadnímu kolu byly zamezeny posuvy v ose X, Y a Z a zároveň rotace kolem osy X. U sajdového kola byl zamezen posuv pouze v osách Y a Z. Krk řízení je stále bez zamezení posuvů či rotací.

Na Obrázek 64 můžeme pozorovat největší deformaci na krku řízení. Model byl zatížen předdefinovaným zatížením (natočením) krok po kroku. Průměrná torzní tuhost nám vychází přibližně $1530 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$.



Obrázek 64: Analýza torzní tuhosti okolo osy X – navržený rám

U analýzy torzní tuhosti okolo osy X existujícího rámu se objevuje průměrná hodnota necelých 4430 N·m/°. Existující rám zatížený krutem (okolo osy X) je možné sledovat na Obrázek 65.

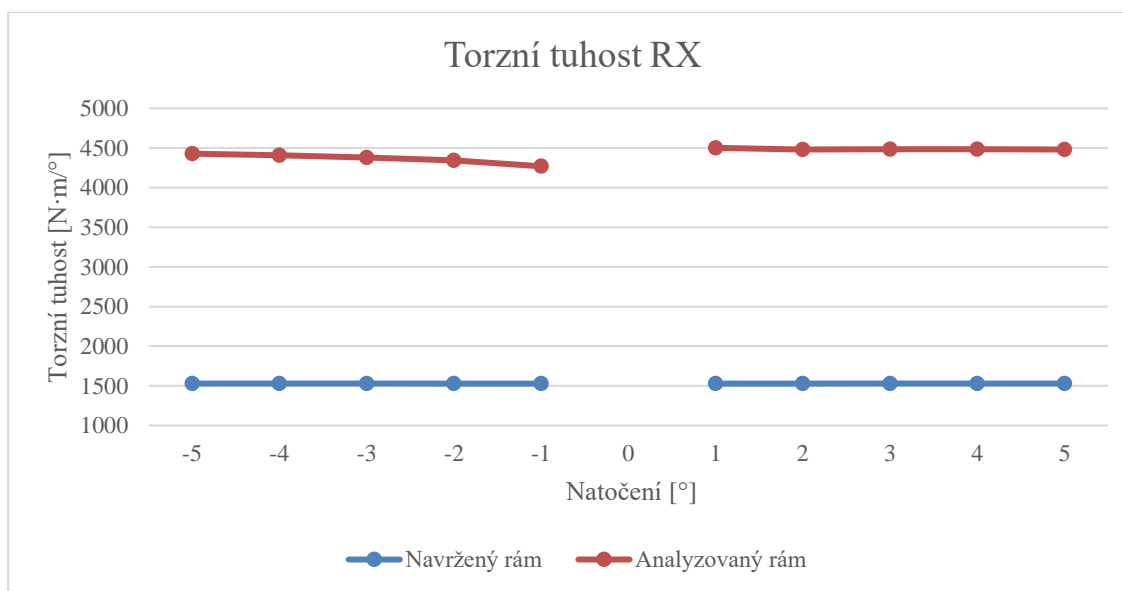


Obrázek 65: Analýza torzní tuhosti okolo osy X – existující rám

Tabulka 9: Momentové reakce vzniklé hodnotou deformací (krut okolo osy X)

| Kroky [-] | Deformace [°] | Momentová_Reakce_Navržený_Rám [N·m] | Momentová_Reakce_Existující_Rám [N·m] |
|----------------------------------|---------------|-------------------------------------|---------------------------------------|
| 1. | -5 | -7641,7 | -4428,4 |
| 2. | -4 | -6113,3 | -4407,45 |
| 3. | -3 | -4585 | -4380,67 |
| 4. | -2 | -3056,7 | -4345,65 |
| 5. | -1 | -1528 | -4269,6 |
| 6. | 0 | 0 | 0 |
| 7. | 1 | 1528 | 4501,9 |
| 8. | 2 | 3056,7 | 4482,15 |
| 9. | 3 | 4585 | 4484,67 |
| 10. | 4 | 6113,3 | 4485 |
| 11. | 5 | 7641,7 | 4479,8 |
| Průměrná hodnota tuhosti [N·m/°] | | 1528,27 | 4426,529 |

Na Obrázek 66 jsou znázorněny průběhy torzních tuhostí obou rámu. V této situaci je zcela zřejmé, že jsou výsledky rozdílné především kvůli materiálovým rozdílům. Rozdíl mezi průběhy torzních tuhostí obou rámu je téměř 3000 N·m/°. V tomto případě je rozdíl, už docela značný a nemusel by příznivě přispět k ovladatelnosti stroje při závodu.

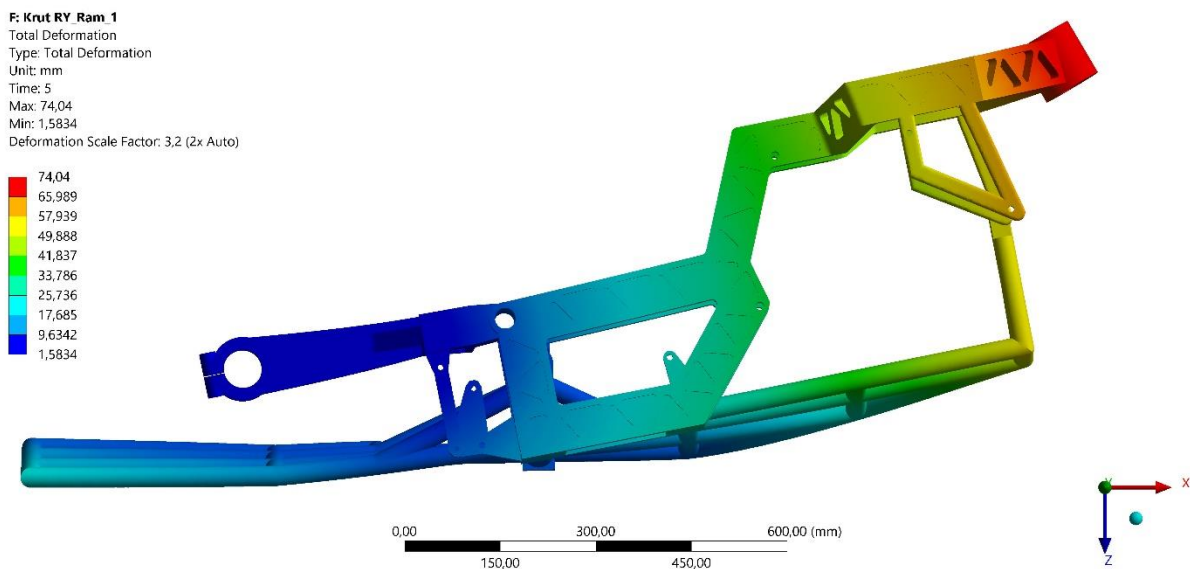


Obrázek 66: Graf torzních tuhostí (krut okolo osy X)

10.3.4 ANALÝZA TORZNÍ TUHOSTI OKOLO OSY Y

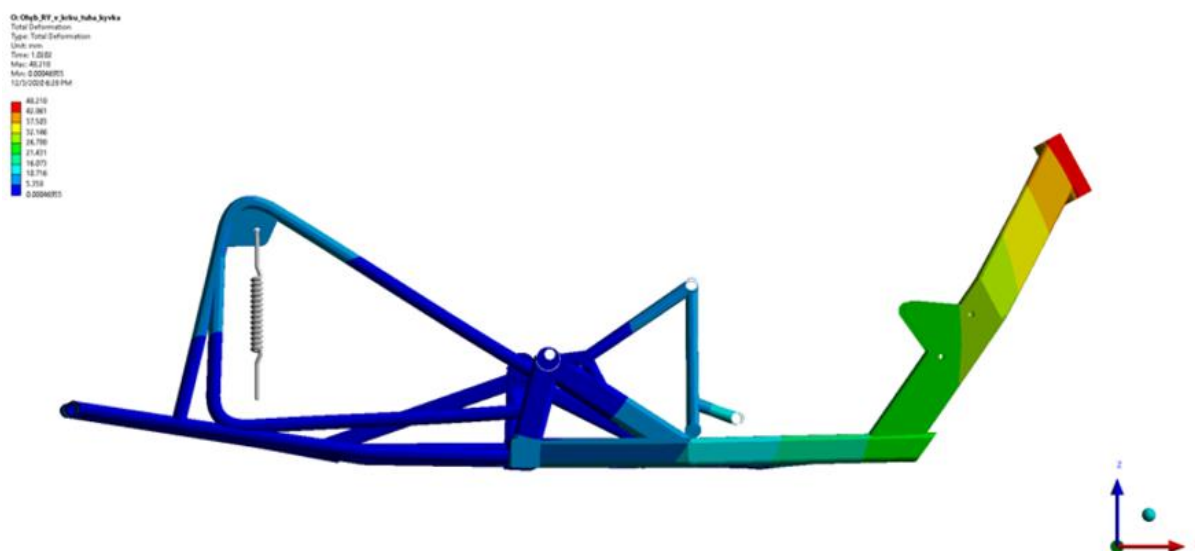
V poslední analýze se zaměříme na torzní tuhost (krut okolo osy Y). Průběhy analýz je možné vidět na Obrázek 67 a Obrázek 68. V případě analýzy předního kolu nebylo definováno nic (N/A). Zadnímu kolu byl zamezen posuv v ose X, Y a Z a rotace kolem osy Y. Téměř stejnými okrajovými podmínkami, jako má zadní kolo, bylo definováno i kolo sajdkovému, které má navíc povolen posuv v ose X. V okrajových podmínkách se nově objevuje i krk řízení, který nebyl pro předešlé analýzy definován nijak. Zde má krk řízení opět předdefinovanou tabulku deformačních hodnot. Znovu bude deformace probíhat v intervalech $< -5^\circ, -1^\circ > \cup < 1^\circ, 5^\circ >$. Pro větší přehlednost jsou všechny okrajové podmínky zaznamenány v Tabulka 6.

Navržený rám závodní sajdkáry, zatížen krutem kolem osy Y (Obrázek 67), dosahuje průměrné hodnoty torzní tuhosti přibližně $1805 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$. Vypsané dílčí tuhosti se nacházejí v Tabulka 10.



Obrázek 67: Analýza torzní tuhosti okolo osy Y – navržený rám

Torzní tuhost existujícího rámu závodní sajdkáry nám vychází průměrně $1707 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$. Na průběh analýzy je možné se podívat na Obrázek 68, kde je zřejmé, v jaké části sajdkáry se nacházejí největší deformace od zatížení.

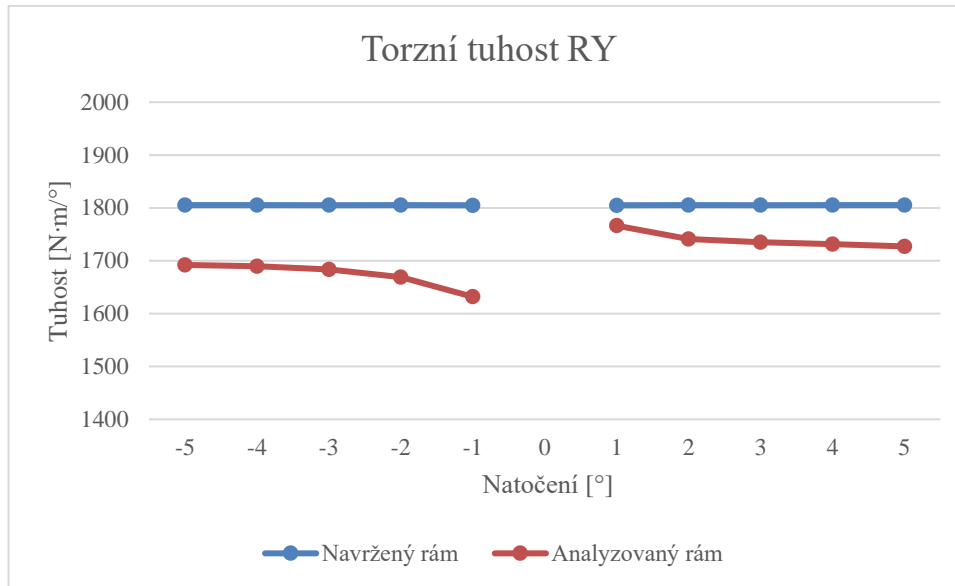


Obrázek 68: Analýza torzní tuhosti okolo osy Y – existující rám

Tabulka 10: Momentové reakce vzniklé hodnotou deformací (krut okolo osy Y)

| Kroky [-] | Deformace [°] | Momentová_Reakce_Navržený_Rám [N·m] | Momentová_Reakce_Existující_Rám [N·m] |
|----------------------------------|---------------|-------------------------------------|---------------------------------------|
| 1. | -5 | -9025,1 | -1692,16 |
| 2. | -4 | -7220,1 | -1689,8 |
| 3. | -3 | -5415,4 | -1683,3 |
| 4. | -2 | -3610,1 | -1669,05 |
| 5. | -1 | -1805 | -1631,8 |
| 6. | 0 | 0 | 0 |
| 7. | 1 | 1805 | 1766,3 |
| 8. | 2 | 3610,1 | 1741,4 |
| 9. | 3 | 5415,4 | 1734,77 |
| 10. | 4 | 7220,1 | 1731,65 |
| 11. | 5 | 9025,1 | 1727,4 |
| Průměrná hodnota tuhosti [N·m/°] | | 1805,05 | 1706,763 |

Z grafu (Obrázek 69), který nám znázorňuje průběh torzních tuhostí, je viditelné, že první ze čtyř analýz tuhostí nám vychází tužší než rám, který byl zde na škole analyzován (existující). Torzní tuhost je větší zhruba o 100 N·m/°. Podíváme-li se na Obrázek 67 a Obrázek 68, rozdíl v konstrukci je znatelný. Mnou navržený rám je o mnoho mohutnější než rám existující, a to by mohlo být důvodem rozdílných výsledků. Pokud se ohlédneme zpět, toto je pouze jedna ze čtyř analýz, kde je mnou navržený rám tužší než rám existující. V těchto analýzách se však nedá říci zda-li je lepší rám tužší nebo poddajnější.



Obrázek 69: Graf torzních tuhostí (krut okolo osy Y)

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navržení celého rámu závodní sajdkáry, následná pevnostní analýza při průjezdu pravotočivou zatáčkou a poté analýza tuhostí, která byla porovnána s již existujícím rámem na fakultě strojního inženýrství. Abychom byli schopni zkonstruovat rám závodní sajdkáry, bylo nutné prostudovat různé předpisy a pravidla, kterými jsou konstrukce řízeny.

Prvotním důležitým bodem byla konstrukce. V programu Autodesk Inventor 2021 byl vymodelován koncepční návrh závodní sajdkáry. Model obsahuje rám, krk řízení, kyvné vidlice (přední, zadní), platformy pro příslušenství a spolujezdce, excentricky uložená kola (zadní, sajdkové) a přední a zadní tlumiče. Konstrukce je odlišná od klasických konstrukcí závodních sajdkár. Vycházelo se z rámu závodních motorek, které mají rám tažený nad motorem. Většina závodních sajdkár má rám tažený pod motorem a motor následně do rámu vložen. Dalším velice důležitým bodem byla volba materiálu. Po dlouhém hledání byl objeven materiál, který je svými materiálovými vlastnostmi vhodný právě pro rám závodní sajdkáry. Jedná se o hliníkovou slitinu EN-AW 2024.

Navržený rám byl převeden do programu Ansys Workbench, kde byla provedena pevnostní analýza při průjezdu pravotočivou zatáčkou. V rámci časového prostoru byla tato analýza provedena i pro existující rám, který mi byl dodán od vedoucího práce. Při průjezdu pravotočivou zatáčkou, kdy se rám nejvíce deformuje, bylo naměřeno zrychlení $a = 17\,679\text{ mm/s}^2$, síla v kontaktu předního kola $F_{\text{přední}} = 1543\text{ N}$ a zadního kola s vozovkou $F_{\text{zadní}} = 500\text{ N}$. Tyto hodnoty zatížení byly implementovány na obě koncepce rámu závodních sajdkár. Koncepce navrženého rámu závodní sajdkáry má nejnižší koeficient bezpečnosti 1,9. Avšak tento výsledek je třeba brát s rezervou kvůli nesprávnému chování kontaktů. Tyto kontakty byly mnohokrát upravovány ve Spaceclaimu, bohužel opraveny nebyly. Snahou bylo sajdkáru zkonstruovat tak, aby byl koeficient bezpečnosti nejméně 4 kvůli chování rámu sajdkáry při průjezdu nerovnostmi na vozovce, které značně mění zatížení. Kdežto koeficient bezpečnosti u existující sajdkáry se na mnoha místech pohybuje pod hodnotou 1. Mez kluzu konstrukční oceli se pohybuje okolo 260 MPa a největší napětí vzniklé zatížením je přibližně 1600 MPa. Z čehož je patrné, že konstrukce existující sajdkáry podléhá zatížení ($k = 0,16$).

V poslední části této diplomové práce byly vytvořeny analýzy bočních a torzních tuhostí navrženého a existujícího rámu. V tomto ohledu je existující rám mnohem tužší než rám mnou vytvořený. Každý rám byl podroben čtyřem analýzám (Ohyb RX, Ohyb RY, Krut RX, Krut RY). V prvních dvou analýzách se výsledky téměř nelišily. Rám mnou navržený byl v obou případech o nepatrný rozdíl, asi $50 - 60\text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$, poddajnější. Torzní tuhost okolo osy X byla jednoznačně lépe vycházející u rámu existujícího. Důvodem je především použitý materiál, kdy u rámu již existujícího byla použita konstrukční ocel, zatímco u mnou navrženého rámu byla použita hliníková slitina. Poslední analýzou této diplomové práce byla analýza torzní tuhosti okolo osy Y, kde je již můj návrh nepatrně tužší než rám existující. Důvodem je především mohutnost krku řízení oproti druhému rámu.

Návrh rámu závodní sajdkáry a rámu obecně byl mnou prováděn poprvé. Z tohoto důvodu jsou zde prostory pro optimalizaci, především v konstrukci. Konstrukce by byla řešena nyní zcela jinak, než jak byla tvořena ze začátku diplomové práce. Platformy pro příslušenství a spolujezdce by byly tvořeny spíše příčnými vzpěrami, které by celkovou pevnost a tuhost rámu zlepšily. Platformy by bylo vhodnější zkonstruovat z konstrukční oceli vzhledem k její pevnosti. V hliníkovém rámu jsou platformy uloženy s přesahem a pojištěny šroubem, takže

by toto řešení nebylo nereálné. Pevnostní analýze by bylo vhodné se z části ještě pověnovat a to především z důvodu, že kritická místa vycházejí v místech náhlých tvarových přechodů nebo v jejich těsné blízkosti.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Sidecar. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2022 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Sidecar>
- [2] What is a sidecar. In: *Madhwn0rm* [online]. London: DMCA Protection Status, 2015 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <http://madhwn0rm.blogspot.com/2015/02/what-is-sidecar.html>
- [3] Postranní vozík. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2020 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Postrann%C3%AD_voz%C3%ADk
- [4] A Short History of Sidecars. In: *Ridermagazine* [online]. U.S.: Rider Magazine, 2011 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://ridermagazine.com/2011/05/13/a-short-history-of-sidecars/>
- [5] BUTCHER, Shannon. A BRIEF HISTORY OF MOTORCYCLE SIDECARS. In: *Classicracer* [online]. Wales: Mortons Media Group Ltd., 2020 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.classicracer.com/a-brief-history-of-motorcycle-sidecars/>
- [6] Sidecar World Championship. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Sidecar_World_Championship
- [7] *Motosport* [online]. In: . [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.pinterest.co.uk/pin/334814553520516618/>
- [8] Bob Mitchell – Sidecar superstar. In: *Oldbikemag* [online]. Austrálie: nextmedia Pty Ltd, 2018 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.oldbikemag.com.au/bob-mitchell-sidecar-superstar/>
- [9] BARTÁK, Petr. Staví si sajdkáry: Tříkolový osud. In: *Svetmotoru* [online]. Praha: CZECH NEWS CENTER a.s, 2017 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://svetmotoru.auto.cz/clanek/zabava/6013/stavi-si-sajdkary-trikolovy-osud.html>
- [10] Japokra z roku 1984. In: *Ec-classic* [online]. ČR: EC Classic, 2021 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.ec-classic.com/inzerce?catid=2&start=840>
- [11] ŠPAČEK, Bohumír. Tak to je „MASEC“. In: *Motorkari* [online]. Brno: Motorkáři.cz, 2011 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/clanky/veterani/tak-to-je-masec--17887.html>
- [12] T., Thomas. Seymaz Yamaha sidecar (1975). In: *Flickr* [online]. Evropa: SmugMug+Flickr, 2011 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/theadventurouseye/5633209651>
- [13] FAST, Eddie. Windle F2 sidecar powered by Yamaha R1. In: *Kiwibiker* [online]. Dunedin: vBulletin Solutions Inc, 2014 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z:

<https://www.kiwibiker.co.nz/forums/showthread.php/166425-Windle-F2-sidecar-powered-by-Yamaha-R1>

- [14] Derbyshire ??? NO ! It's a Rumble chassis !. In: *Steveenglish* [online]. Francie: Forum Software, 2011 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <http://www.steveenglish.com/forum/viewtopic.php?t=39239>
- [15] The Machines: Evolution of the Sidecar. In: *Sidecarracers* [online]. Shannonville: SRA, 2018 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <http://www.sidecarracers.com/the-machines.html>
- [16] CHUNG, Denis. Under The Skin Of A KTM RC8 R-Powered Sidecar Racer. In: *Blog.motorcycle* [online]. Toronto: VerticalScope Inc, 2013 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://blog.motorcycle.com/2013/05/23/manufacturers/ktm/under-the-skin-of-a-ktm-rc8-r-powered-sidecar-racer/>
- [17] Yamaha YZF-R6 Specs. In: *Ultimatespecs* [online]. Ultimate Specs - Motorcycles, 2019 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.ultimatespecs.com/motorcycles-specs/yamaha/yamaha-yzf-r6-2019>
- [18] Honda CBR 600RR: nezklame ani nepřekvapí. In: *Motoforum* [online]. Praha: MotorCom s.r.o., 2009 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.motoforum.cz/supersporty/honda-cbr-600rr/>
- [19] *FIM Sidecar: World Championship Regulations*. St Mary's Platt, Borough Green Kent, 2021.
- [20] Integy Piggyback Shock (2), Silver: SCX-10 by Integy. In: *Amazon* [online]. Amazon.com, 2020 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.amazon.com/Integy-Piggyback-Shock-Silver-SCX-10/dp/B015YS8LRG>
- [21] FOX RC1 PIGGYBACK SHOCKS 13.5", BLACK 98-21 SPORTSTER. In: *Aftermarket-custom-parts* [online]. CENON: PRISMOVE, 2020 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://aftermarket-custom-parts.com>
- [22] *Metoda konečných prvků*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2015, 24 s.
- [23] KLIMEŠ, M. *Deformačně-napjatostní analýza převodové skříně pomocí MKP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2006. Diplomová práce. Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Michal Vaverka, Ph.D.
- [24] EN AW-2024 AlCu4Mg1. In: *Proal* [online]. Ostrava-Svinov: NPS PROAL Ostrava, 2019 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://proal.cz/hlinik/slitiny-hliniku/en-aw-2024/>
- [25] Linear vs Quadratic FE Elements. In: *Featips* [online]. FEA Tips, 2019 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://featips.com>

- [26] What is Fixed Joint ?. In: *Graspingengineering* [online]. 2021 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.graspingengineering.com>
- [27] COSSALTER, Vittore. *Motorcycle Dynamics*. Second Edition. Padova: LULU, 2006. ISBN 1430308613.
- [28] APETAUR, M., HANKE M., ROST M. a KEJVAL Z. *Karosérie*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00955-6.
- [29] JANIŠ, L. *Deformační měření s využitím zařízení TRITOP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009, 60 s. Diplomová práce. Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Ondřej Blaťák.
- [30] YZF-R6 2017- Spareengine. In: *Yart7* [online]. Heimschuh: Stefan Pirs, 2017 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://yart7.com/?product=yzf-r6-2017-spareengine>
- [31] Used Engine Honda CBR 600 RR. In: *Oeo-7* [online]. Dorno: Company Oro-7., 2019 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.oeo-7.xyz/products.aspx?cname=cbr+600+engine&cid=66>
- [32] British F1: Three makes of F1 Chassis on the grid in 2021. In: *Rkb-f1-sidecars* [online]. Borough Green, Kent: RKB-F1 Motorsport, 2021 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://rkb-f1-sidecars.com/british-f1-three-makes-of-f1-chassis-on-the-grid-2021/>
- [33] RYDE sidecar Racing Chassis. In: *Facebook* [online]. 2020 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: https://m.facebook.com/rydesidecarchassis/photos/pcb.863848800808128/863847667474908/?_rdr
- [34] Boite à vitesses YAMAHA YZF-R6. In: *Moto-doc.fr* [online]. 2020 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.moto-doc.fr/boites-a-vitesses/2384-boite-a-vitesses-yamaha-yzf-r6.html>
- [35] Převodovka - ozubené kolečko, hřídel. In: *Tipmoto* [online]. MotoStar, 1997 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.tipmoto.com/dily-moto/motory/prevodovka/82939-prevodovka-ozubene-kolecko-hridel.html>
- [36] Avon Tyres back on board for 2021. In: *RKB-F1 Motorsport* [online]. Wiltshire: COOPER TIRE & RUBBER COMPANY EUROPE LIMITED, 2021 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://rkb-f1-sidecars.com>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|----------------|---------|---|
| C | [N·m/°] | Torzní tuhost |
| ČSN | | České technické normy |
| DOHC | | Double over head camshaft |
| F | [N] | Síla působící na pružinu |
| FEM | | Finite element methods |
| F_F | [N] | Odstředivá síla (pravotočivá zatáčka) |
| F_{ges} | [kg] | Celková hmotnost |
| FIM | | International Motorcycling Federation |
| F_m | [kg] | Hmotnost na kolech motorky |
| F_s | [kg] | Hmotnost na kole postranního vozíku |
| H | [m] | Výška těžiště |
| k | [-] | Součinitel bezpečnosti |
| k_{Tuhost} | [N/m] | Boční tuhost |
| l_m | [m] | Vzdálenost těžiště od svislé osy vozidla |
| l_s | [m] | Vzdálenost těžiště od kola postranního vozíku |
| MKP | | Metoda konečných prvků |
| S | [-] | Těžiště |
| T_k | [N·m] | Zkrutný moment |
| α | [°] | Úhel natočení při působení zkrutného momentu |
| Δl | [m] | Rozdíl délek (před deformací – po deformaci) |
| σ^{HMH} | [MPa] | Napětí dle kritéria HMH |