



Bakalářská práce

Návrh rámu formule student s využitím MKP

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Autor práce:

Ondřej Polívka

Vedoucí práce:

Ing. Jan Škoda, Ph.D.

Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti

Liberec 2023



Zadání bakalářské práce

Návrh rámu formule student s využitím MKP

<i>Jméno a příjmení:</i>	Ondřej Polívka
<i>Osobní číslo:</i>	S20000098
<i>Studijní program:</i>	B0715A270008 Strojírenství
<i>Zadávající katedra:</i>	Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti
<i>Akademický rok:</i>	2022/2023

Zásady pro vypracování:

Proveďte rešerši dostupné literatury týkající se návrhem, výpočty a konstrukcí trubkových rámu pro sportovní vozidla, zaměřte se zejména na vozidla typu Formule Student. Seznamte se s prostředím zvoleného výpočtového software. Analyzujte stávající řešení a stanovte designové, mechanické a technologické požadavky na nový rám s ohledem na aktuální pravidla FSAE a na dosavadní zkušenosti s předchozími řešeními. Proveďte návrh alespoň dvou odlišných koncepcí a proveďte analýzy tuhostí (zejména torzní) pomocí MKP a zjednodušeného modelu s využitím nosíkových elementů. Na základě srovnání vlastností nových návrhů a původních řešení vyberte nejvýhodnější variantu, kterou rozpracujete do finální podoby dle navazujících konstrukčních celků.

Rozsah grafických prací: dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 40
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: Čeština

Seznam odborné literatury:

HRUŠ, Tomáš. *Základy metody konečných prvků*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2005. ISBN 80-7083-896-5.

SAE International. *Formula SAE Rules 2023 Version 1.0* [online], ©2022. [4.11.2022] dostupné online: <https://www.fsaeonline.com/cdsweb/gen/DocumentResources.aspx>

PUCHMAJER, Pavel. *Pružnost a pevnost*. Praha: ČVUT, Dopravní fakulta, 1999. ISBN 80-01-02059-2.

MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Vyd. 2. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 2001. ISBN 80-01-02375-3.

VALENTA, František. *Pružnost a pevnost III*. Vyd. 2., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02480-6.

Vedoucí práce: Ing. Jan Škoda, Ph.D.
Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti

Datum zadání práce: 1. prosince 2022
Předpokládaný termín odevzdání: 31. května 2024

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

L.S.

doc. Ing. Iva Petříková, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

Návrh rámu formule student s využitím MKP

Abstrakt

Tato bakalářská práce se věnuje konstrukci rámu pro pátou generaci studentské formule TUL. V teoretické části je popsána soutěž FSAE. Poté je provedena rešerše rámu sportovních vozidel včetně vlastností, které jsou u rámu očekávány. V praktické části jsou shrnuty nedostatky třetí a čtvrté generace rámu formule TUL a následně stanoveny požadavky na nový rám. Návrh je podpořen simulací torzní tuhosti pomocí MKP. Vytvořeno bylo pět variant návrhu a na základě simulací byla vybrána nevhodnější varianta, která byla rozpracována až do stavu výroby.

Klíčová slova

FSAE, studentská formule, torzní tuhost, trubkový rám, MKP

Design of Formula Student Frame using FEA

Abstract

This bachelor thesis deals with the construction of the frame for the fifth generation of the TUL student formula. The theoretical part describes the FSAE competition. Then a research of sports car frames is carried out, including the properties expected in a frame. In the practical part, the weaknesses of the third and fourth generation TUL formula frames are summarized and then the requirements for the new frame are determined. The design is supported by torsional stiffness simulations using FEM. Five design variants were created and based on the simulations, the least favourable variant was selected and developed to production condition.

Keywords

FSAE, formula student, torsional stiffness, tubular spaceframe, FEA

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu své bakalářské práce panu Ing. Janu Škodovi, Ph.D. za odborné vedení a poskytnutí cenných rad týkajících se nejen analýzy MKP. Dále bych rád poděkoval týmu FS TUL Racing za možnost spolupracovat na konstrukci monopostu a v neposlední řadě sponzorům, bez kterých by studentská formule TUL nevznikla. Dále bych chtěl poděkovat svým blízkým a rodině za trpělivost a oporu během studia.

Obsah

Úvod	10
Teoretická část	11
1 O soutěži FSAE	11
2 Rámy sportovních vozidel	11
2.1 Druhy ráků.....	12
2.1.1 Žebřinový rák.....	12
2.1.2 Příhradový rák.....	13
2.1.3 Skořepinový rák	14
2.2 Obecné požadavky na rámy sportovních vozidel	15
2.2.1 Torzní tuhost	16
2.3 Stanovení tvarové pevnosti	17
Praktická část	18
3 Návrh rámu pro sezonu 2023	18
3.1 Rozbor stávajících řešení	19
3.2 Vstupní parametry	21
3.2.1 Požadavky týmu.....	21
3.2.2 Restrikce pravidly	22
3.3 Volba materiálu	27
3.4 Volba konstrukčních profilů	28
3.5 Tvorba geometrie.....	29
3.5.1 Varianty návrhu.....	32
3.6 Simulace rámu	34
3.6.1 Ansys Workbench	35
3.6.2 Ansys Spaceclaim	36
3.6.3 Ansys Mechanical	41
3.7 Porovnání jednotlivých konceptů	48
4 Výroba rámu	49
Závěr	51
Použitá literatura	52
Přílohy	53
A Výkresy	53

Seznam použitých zkratk a symbolů

SAE	Society of Automotive Engineers	
IMechE	Institution of Mechanical Engineers	
MKP	Metoda konečných prvků	
PUR	Polyuretan	
ROPS	Roll Over Protective Structure	
CAD	Computational Aided Design	
STEP	Standard for the Exchange of Product model data	
3D	3-dimenziální prostor	
E	Youngův modul pružnosti v tahu	(Pa)
F	Síla	(N)
m	Hmotnost	(kg)
m_E	Hmotnost varianty E	(kg)
r	Poloměr ramene	(m)
L	Délka profilu houpačky	(m)
a	Vzdálenost středu otáčení	(m)
δ	Úhel základní polohy	(°)
β	Pomocný úhel	(°)
φ	Úhel zkroucení	(°)
M_k	Krouticí moment	(N·m)
k	Torzní tuhost	(N·m·deg ⁻¹)
k_E	Torzní tuhost varianty E	(N·m·deg ⁻¹)

Úvod

Tým studentské formule FS TUL Racing vznikl v roce 2016. Od tohoto roku tým vyprodukoval čtyři monoposty vlastní konstrukce, se kterými se účastnil na závodech Formula Student nejen na území České republiky. Jelikož původní složení týmu během roku 2020 zaniklo, vznikl postupně tým tvořený novými členy, který se účastnil v roce 2022 svých prvních závodů na okruhu Varano v Itálii.

Aktuálně probíhá návrh pátého monopostu, který se oproti svým předchůdcům bude lišit hybridním pohonem, který bude tvořen dvěma elektromotory umístěnými v těhlicích předních kol. Spalovací motor z motocyklu Suzuki GSXR, kterým je poháněna zadní náprava zůstává zachován totožný.

Cílem této práce je navrhnutí rámové konstrukce pro pátý monopost na základě aktuálně platných pravidel soutěže a požadavků týmu. Práce obsahuje stručnou rešerši rámu sportovních vozidel a popisuje obecné požadavky kladené na rám. Uveden je postup návrhu podpořený simulací torzní tuhosti. Provedeno je kvalitativní posouzení pěti variant s výběrem nejvhodnější. Na závěr je zmíněn postup výroby finálního návrhu rámu.



Obrázek 1: Tým FS TUL Racing na závodech FS Italy v roce 2022

Teoretická část

1 O soutěži FSAE

Dnes celosvětová studentská soutěž v konstrukci malých jednomístných vozidel formulového typu byla založena organizací SAE v USA roku 1981. Do Evropy pronikla v roce 1998, kdy se ve Velké Británii pod záštitou IMechE konal první evropský závod. Jejím cílem je umožnit studentům bakalářských a inženýrských oborů získat praktické zkušenosti z procesu stavby závodního automobilu, včetně aplikace teoretických poznatků z výuky. Účastníci soutěže navrhují vlastní konstrukci vozidla v souladu s pravidly. V průběhu soutěže jsou týmy a jejich vozidla podrobovány statickým a dynamickým disciplínám. Při statických disciplínách jsou studenti konfrontováni odborníky z průmyslové praxe samotným návrhem – musí si obhájit konstrukci po mechanické, technologické i ekonomické stránce. Během dynamických disciplín je následně prakticky ověřena funkčnost vozidel včetně konkurenceschopnosti vůči jiným týmům. [16]

Tým je v soutěži hodnocen formou bodování. Body lze získat nejen v dynamických disciplínách, ale i za samotné konstrukční provedení, jeho ekonomické a v posledních letech i ekologické aspekty. Návrh je prezentován během tzv. EDR (engineering design report), kdy je posuzována individuálně každá část návrhu, a tedy i rám.

2 Rámy sportovních vozidel

Oproti osobním vozům využívajícím v současnosti převážně samonosných karoserií jsou na konstrukci sportovních vozidel kladeny odlišné požadavky. Konstrukce staví na předpokladu, že jsou funkční celky propojeny co nejpříměji. Funkce rámu jsou následující:

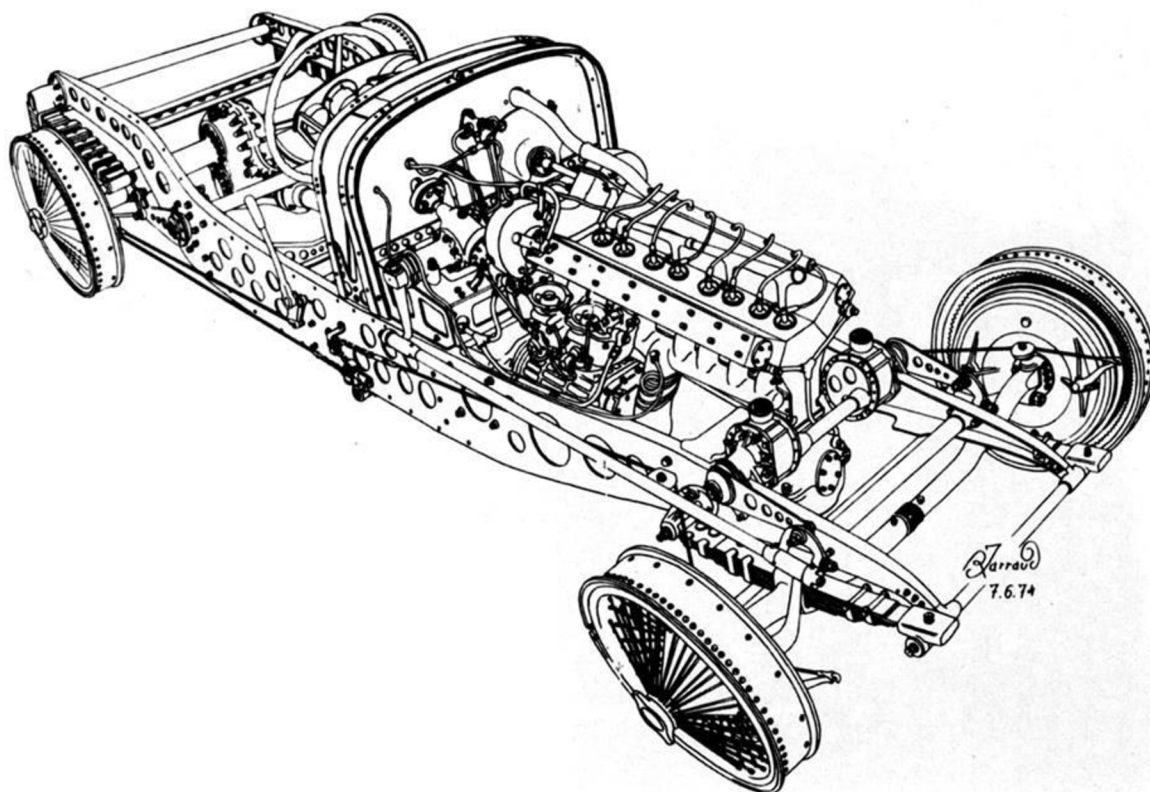
- Připojení zavěšení kol
- Uložení hnacího ústrojí
- Zachycení provozních sil
- Pasivní bezpečnost při nehodě

2.1 Druhy rámu

V průběhu historie motoristického sportu se setkáváme s několika základními konstrukcemi rámu.

2.1.1 Žebřinový rám

Žebřinový rám představuje nejprimitivnější provedení rámu, jehož základ je tvořen dvěma paralelními nosníky. Tento typ rámu je historicky nejstarším představitelem používaným pro sportovní vozidla. Nevýhodou rovinného uspořádání konstrukce je její nízká torzní tuhost. Bezpečnost řidiče je minimální, jelikož karoserie montované na tyto rámy byly zpravidla tvořeny dřevěnou konstrukcí potaženou plechem. Pravidla soutěže FSAE použití tohoto typu rámu nepřipouští.



Obrázek 2: Žebřinový rám vozu Bugatti Type 59 [8]

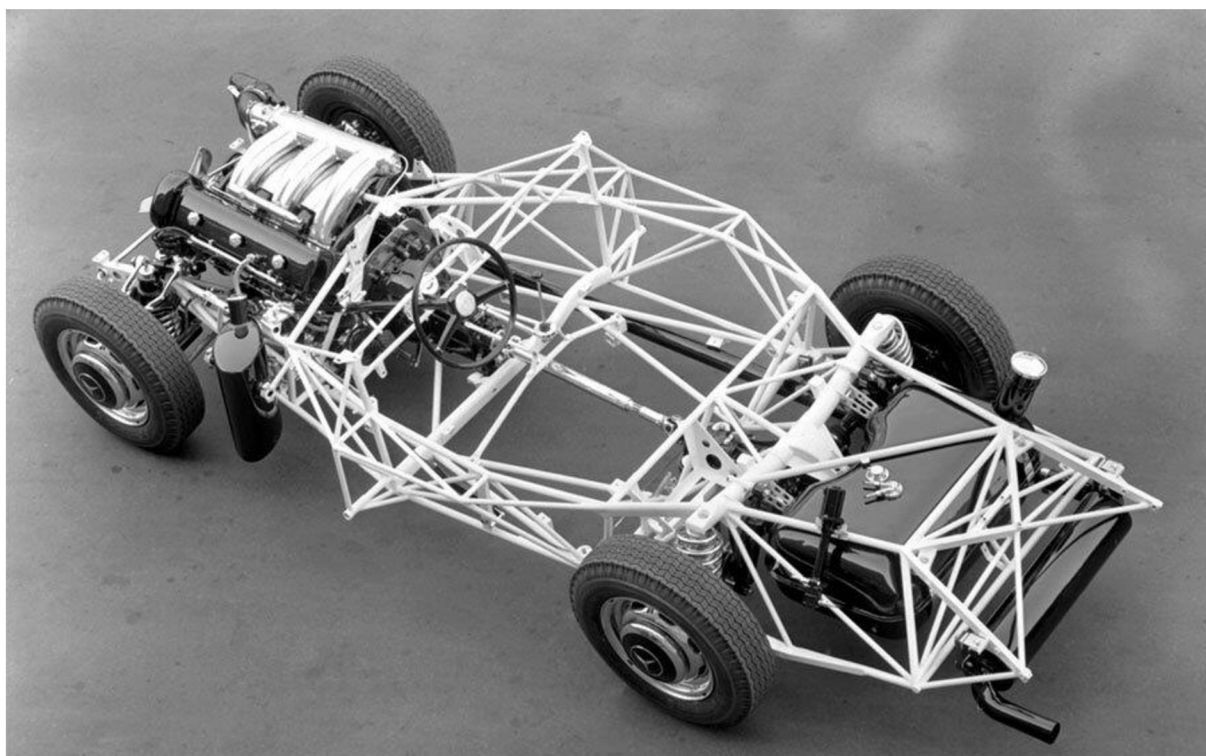
2.1.2 Příhradový rám

Příhradové rámy bývají složeny z přímých a zakřivených tyčových prvků tvořících prostorovou strukturu. Prvky, které tvoří rámy se vyznačují tím, že jejich průřez je v porovnání s délkou malý. Narozdíl od prutových soustav mohou tyto prvky přenášet nejen síly osové, ale i síly příčné včetně momentů způsobujících ohyb či krut. [2][6]

Jelikož je nízká hmotnost rámu pro sportovní vozidla vždy žádoucí, musí být velikost průřezu stavebních prvků rámu co nejmenší. Rozložení plošného průřezu definuje průřezové charakteristiky, které jsou rozhodující pro tuhost daného profilu. Rámy proto bývají zpravidla tvořeny trubkami průřezu mezikruží, které poskytují kompromis vlastností průřezových charakteristik pro odlišné druhy vnějšího zatížení. [2]

Trubkové rámy jsou charakteristické snadnou vyrobiteľností i příznivou cenou v porovnání se skořepinovými. Trubky mohou být spojeny svařováním či tvrdým pájením, některé části mohou být spojeny rozebíratelnými spoji. Mezi přednosti těchto rámu patří snadná modifikovatelnost a přístupnost pro montáž a údržbu. Jelikož se jedná o otevřenou strukturu, je pro ochranu řidiče a funkčních celků nutné externí opláštění.

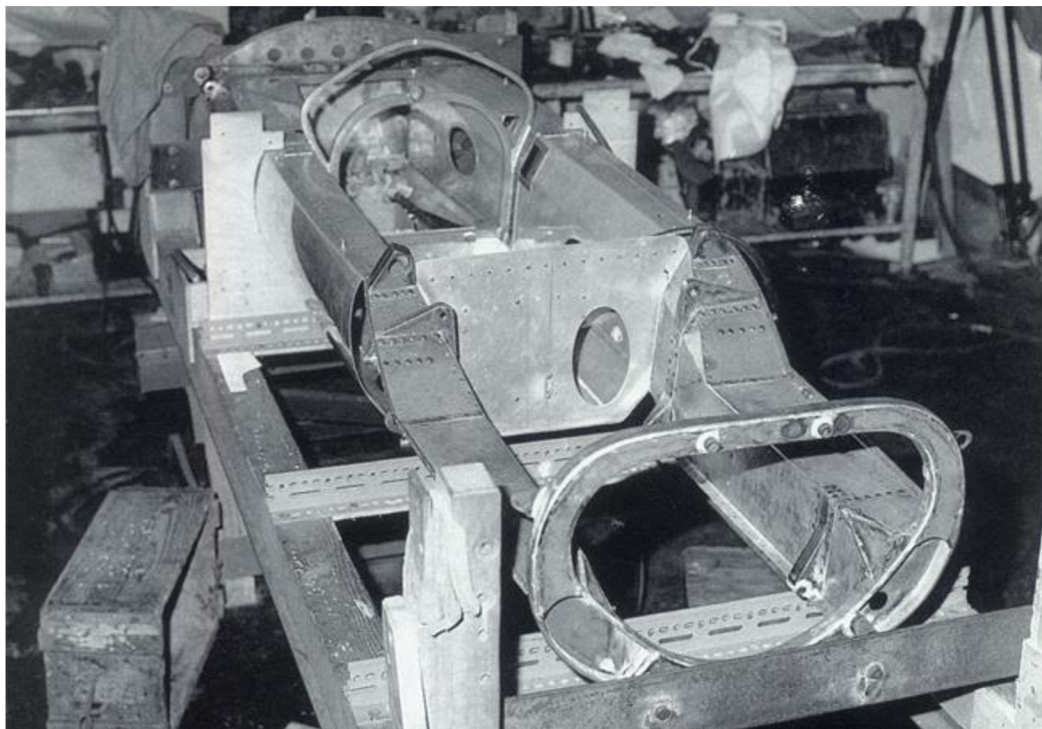
Rámy bývají vyráběny z ocelových trubek (viz obr. 3), případně ze slitin hliníku, které ale mají nízký modul pružnosti v tahu E , který se podílí na nižší tvarové pevnosti oproti oceli. Dalšími nevýhodami jsou obtížná zpracovatelnost, komplikovaná svařitelnost a vyšší cena.



Obrázek 3: Mercedes-Benz Typ 300 SL Coupé z roku 1954 [9]

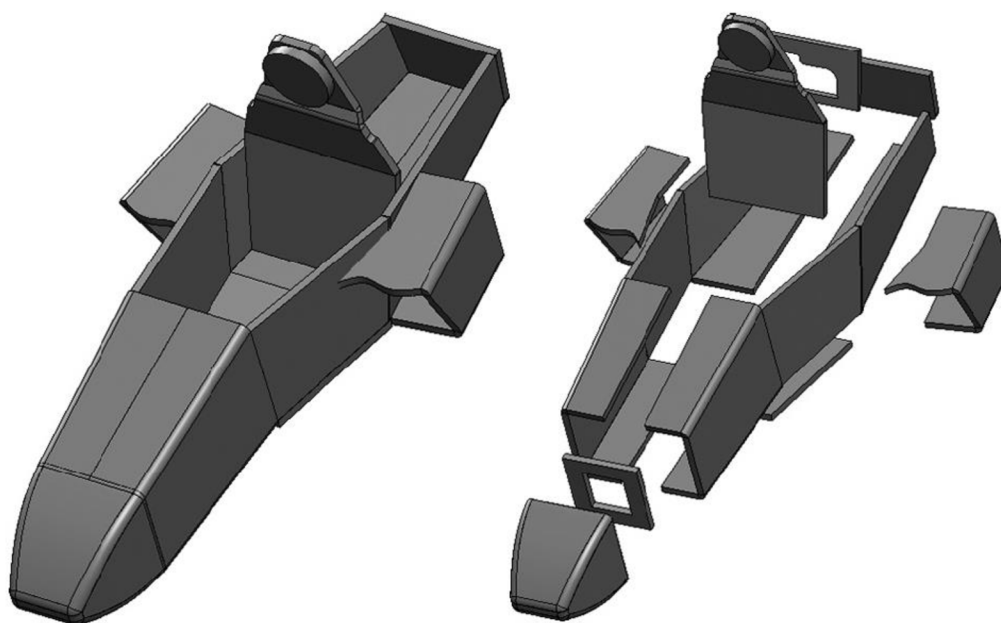
2.1.3 Skořepinový rám

Oproti příhradovým ráům nabízí skořepiny dosažení vyšší torzní tuhosti při nižší hmotnosti. Vývoj skořepinových ráů probíhá usilovně od poloviny 20. století, kdy byla představena převratná konstrukce vozu Lotus 25, jehož rám byl tvořen kombinací žebér a nýtovaných plechů z hliníkových slitin. (viz obr. 4) [10]



Obrázek 4: Rám vozu Lotus 25 [11]

Modernější přístup je využití hliníkové skořepiny ve formě sendvičových panelů. Ty bývají složeny ze dvou paralelních tenkých plechů, které jsou slepeny pomocí tenkého voštinového jádra. Ohybová zatížení jsou zde přenášena okrajovými plechy, kdežto smyková napětí přenáší jádro. Alternativně mohou být použita jádra tvořená polymerem. [12]



Obrázek 5: Monokok týmu FS Cardiff tvořený hliníkovými sendviči [12]

Vrcholem vývoje jsou kompozitní monokoky tvořené skladbou ze tkanin uhlíkových vláken a pěnového či voštinového jádra. jednotlivé komponenty bývají spojeny matricí ve formě vytvrzené pryskyřice. Výhodou takto vyrobených rákůů je oproti výše zmíněným skořepinám nižší hmotnost. Návrh je náročný z hlediska modelování, které probíhá ve formě ploch. Pevnostní analýza je komplikovaná, jelikož se vlastnosti struktury odvíjejí od orientace vláken uhlíkové tkaniny. Finančně velice náročná je jak samotná tkanina a pryskyřice, tak i výroba rozměrných forem. Samotná výroba je zdlouhavá a konstrukce je obtížně modifikovatelná.



Obrázek 6: Monokok týmu FS Oxford tvořený uhlíkovým kompozitem [13]

2.2 Obecné požadavky na rámy sportovních vozidel

Účelem návrhu rámu je dosažení vysoké tuhosti při nízké hmotnosti. Dle [2] na straně 742: „Pro správnou funkci podvozku je důležitá především torzní tuhost v podélné ose, dostatečně tuhý rám zajišťuje, že požadovaná poloha kol určená podvozkem je skutečně zachována. Kromě toho zkrutné stabilizátory fungují dle očekávání pouze s dostatečně tuhým rámem. Ve srovnání s torzní tuhostí je ohybová tuhost méně kritická.“ V návrhu kinematiky podvozku je uvažován rám jako tuhý celek, a tedy pružné deformace skutečného rámu mohou negativně ovlivnit funkci podvozku.

Z pohledu celkového vývoje vozidla není rám nejdůležitějším prvkem a při návrhu je přizpůsobován ostatním funkčním celkům. Návrh rámu se proto provádí až když jsou známa místa pro připojení podvozku, poloha řidiče, hnací ústrojí atd. Tento přístup neplatí u skořepinových rákůů, které svou konstrukcí více podmiňují montážní body. [2]

Vzájemná poloha těžiště vozidla a těžiště odpružené hmoty je společně s jejich výškou od povrchu vozovky rozhodující pro jízdní stabilitu i pro schopnost akcelarovat a brzdit. [2] Jak je uvedeno v [1]: „Nízká těžiště jsou vždy žádoucí, jelikož potlačují problémy s jízdní dynamikou a zlepšují chování vozu v zatáčkách“

Síly působící na rám by měly být rozloženy do největší možné plochy pro zamezení napětových špiček. Takové síly, které mají téměř bodové působišťe by měly být zavedeny do míst, kterými budou přeneseny, aniž by způsobily krut či ohyb. Takovými místy jsou zpravidla u trubkových rákůů styčník trubek a u skořepin žebra. [2]

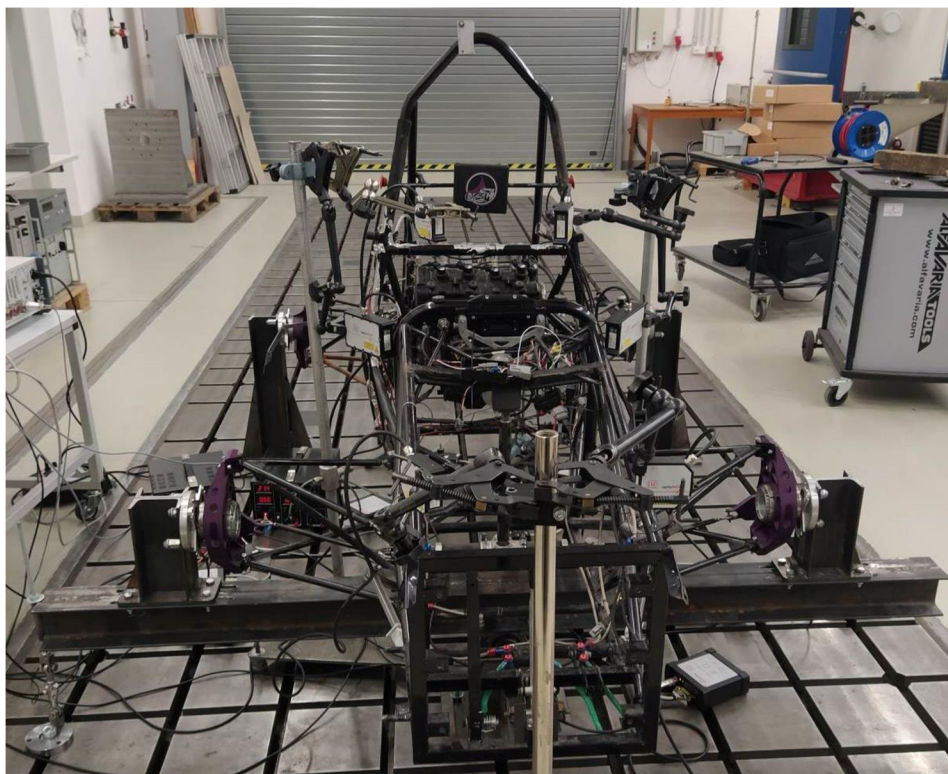
2.2.1 Torzní tuhost

Ačkoli jsou při návrhu kinematiky podvozku uvažovány jeho přípojné body k rámu za fixní vůči souřadnicovému systému vozidla, ve skutečnosti rám za dokonale tuhý nelze považovat. Během provozu je rám vystavován provozním silám, které způsobují jeho pružné deformace. Torzní tuhost vyjadřuje odpor rámu proti zkroucení při zatížení krutem a je definována jako velikost krouticího momentu potřebného pro natočení přední nápravy vůči zadní o jeden úhlový stupeň. Takový moment je vyvozen například přejezdem přes překážku anebo vlivem profilu vozovky. Rám je v takové situaci zkrucován kolem své podélné osy a jelikož dochází k pružným deformacím, lze jeho chování přirovnat k torzní pružině. [2] [5]

Pro správnou funkci podvozku je torzní tuhost rámu stěžejní a je tedy žádoucí cílit na dosažení dostatečné torzní tuhosti již během vývoje. Malá vozidla formulového typu mívají torzní tuhost okolo 4000 N·m/deg, zatímco monoposty formule 1 mohou mít až 16000 N·m/deg.[7]

Torzní tuhost určuje laditelnost podvozku. Příliš poddajný rám bude mít za následek problematický přenos bočního zatížení, což je rizikovým faktorem pro stabilitu vozu. [5] Potřebná torzní tuhost se tedy odvíjí od očekávaného nastavení podvozku a týmy účastníci soutěže Formula Student mají zpravidla na základě vlastních zkušeností zjištěno, jaká velikost torzní tuhosti je pro návrh rámu dostatečná.

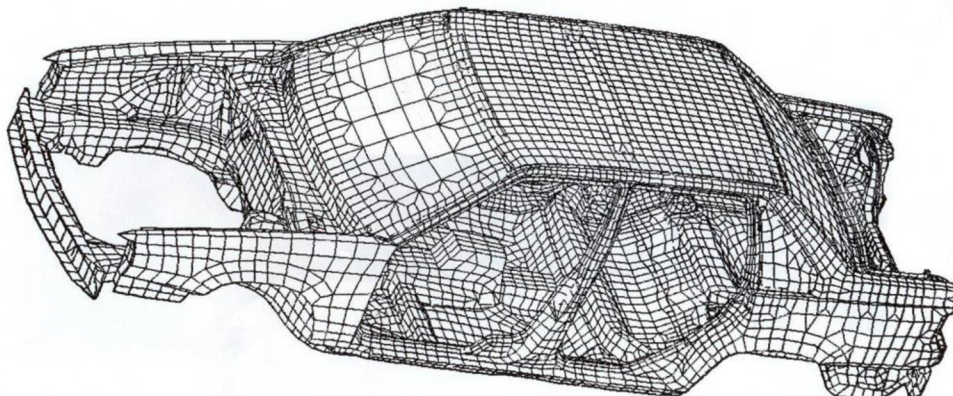
Udávané hodnoty torzní tuhosti jsou velice ovlivněny metodou měření, zejména způsobem uchycení rámu. [5] Pro jednoduchost provedení používá většina týmů studentské formule pro měření rámovou houpačku. Na profil uložený rotačně k podlaze jsou uchyceny náboje kol přední nápravy. Zadní náboje jsou pomocí přípravku pevně spojeny se zemí. Na konci profilu houpačky je silou F vyvozeno posunutí, díky kterému je dopočítáno zkroucení φ přední nápravy vůči zadní. Tlumiče musí být nahrazeny tuhými vzpěrami.



Obrázek 14: Rám třetí generace formule TUL během měření torzní tuhosti

2.3 Stanovení tvarové pevnosti

Vysoká komplexnost konstrukce rámu sportovních vozidel znemožňuje jejich návrh analytickými metodami. Možné je provést experimentální měření, které je však možné až na kompletním rámu. S výhodou se proto při návrhu používají předběžné výpočty, zejména metodou konečných prvků (MKP), kdy je rám reprezentován matematickým modelem skládajícím se z prvků, jejichž deformační vlastnosti známe a dovedeme je tak snadno popsat. Díky znalosti vlastností těchto dílčích prvků lze vypočítat vlastnosti celého systému a stanovit hledané veličiny, kterými jsou zpravidla deformace, síly, momenty či napětí. [3]



Obrázek 15: Síť výpočtového modelu karoserie osobního vozu [14]

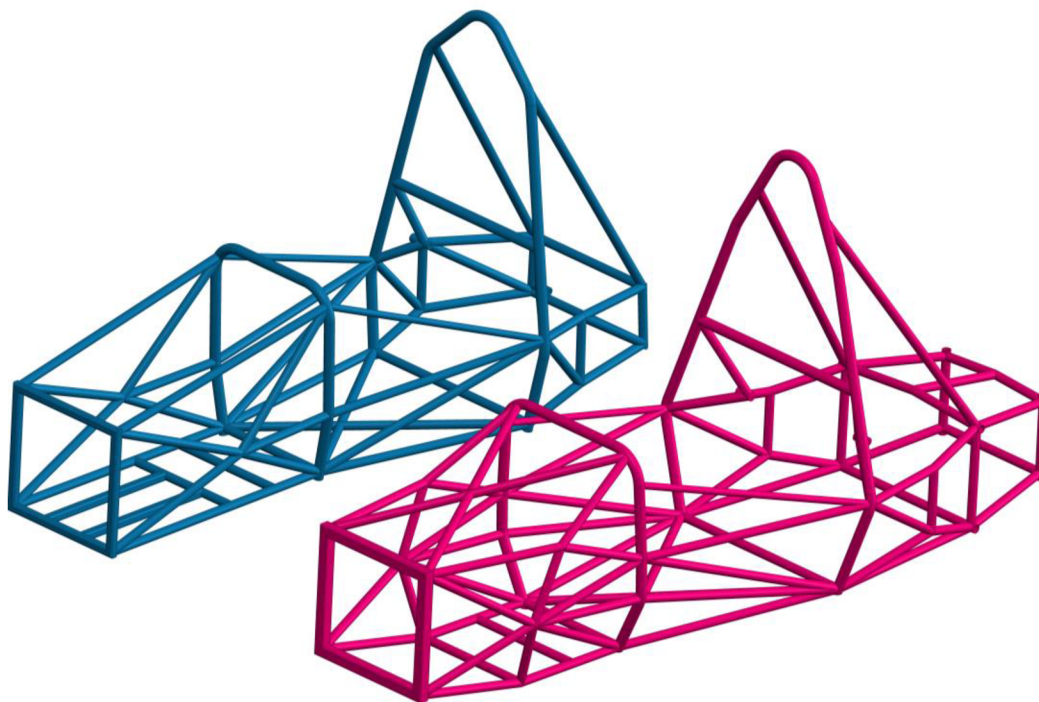
Dle [3] jsou základními prvky pro statickou analýzu:

- Beam – jednorozměrný prvek, který dovede přenést jak axiální síly, tak ohybové momenty
- Rod – jednorozměrný prvek, který dovede přenést pouze axiální síly
- Skořepina – membránové plechové pole (dvourozměrné), deska nebo miska (rovné pole, zakřivené pole)
- Těleso – prostorový prvek, např.: ozubené kolo, klikový hřídel (5 až 6 ploch)
- Superelement – velké systémy, dílčí struktury, styčnickové (uzlové) prvky

Praktická část

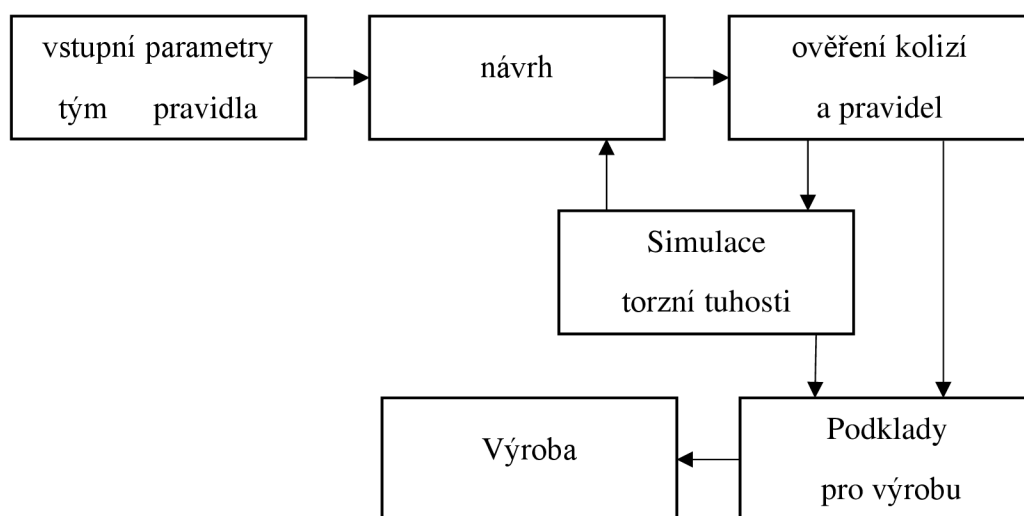
3 Návrh rámu pro sezonu 2023

Návrh nového rámu vychází z předchozích dvou generací studentské formule TUL.



Obrázek 16: Třetí (modrý) a čtvrtý (ružový) rám studentské formule TUL

Průběh tvorby rámu popisuje následující schéma:



Obrázek 17: Schéma postupu při návrhu rámu

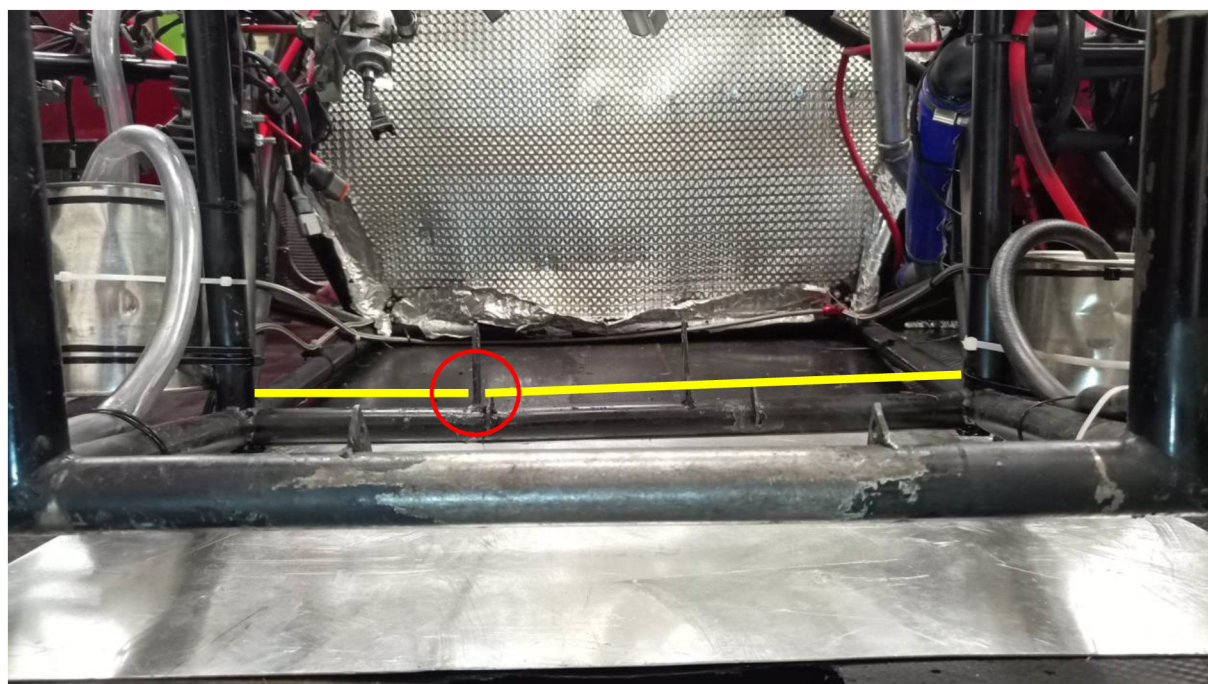
3.1 Rozbor stávajících řešení

Rám třetí generace monopostu v sezoně 2020 vážil 27,3 kg a jeho torzní tuhost byla simulací stanovena na 685 Nm/°. Při fyzickém měření na základě simulačního modelu byla naměřena velikost torzní tuhosti o hodnotě 784 Nm/°. Rozdíl mezi těmito hodnotami činí 14,4 %. V sezoně 2022 byl vytvořen rám čtvrtého vozu s hmotností 33,6 kg, přičemž při identickém nastavení simulace bylo dosaženo hodnoty 1150 Nm/° a při totožném průběhu měření 1266 Nm/°. Zde je rozdíl mezi měřením a simulací 10,1 %. [4]

Torzní tuhost rámu monopostu třetí generace nebyla vyhovující a na závodech měla za následek zhoršenou ovladatelnost vozu. Z toho důvodu doznal rám čtvrté generace řady změn, které skutečně vedly k dosažení vyšší torzní tuhosti. Negativně se ale úpravy projeví na hmotnosti rámu, která se zvýšila o 6,3 kg, což je nárůst o 23 %. Hmotnost rámu představovala na voze o celkové hmotnosti 241 kg podíl 13,9 %.

Kvůli plánované aplikaci hybridního pohonu pro formuli páté generace bylo v rámci plánovací analýzy týmu rozhodnuto, že by měl mít nový rám nižší hmotnost. Torzní tuhost čtvrté generace byla vyhodnocena jako dostatečná. Prvními vstupními parametry pro návrh nového rámu je dosažení nižší hmotnosti a stejné nebo vyšší torzní tuhosti.

Během sezony 2022 se v souvislosti s rámem vyskytlo několik komplikací. Zejména se jednalo o nedostatečně dimenzovanou trubku pod zadními spodními držáky motoru viz obr. 18, kde došlo k trvalému průhybu. Tato deformace byla s největší pravděpodobností způsobena silami pocházejícími z výstupu motoru. Na této trubce jsou odděleně navařeny držáky motoru a sestavy klece diferenciálu. Naklopení diferenciálu vůči motoru mělo za následek křížení řetězového pastorku a rozety sekundárního převodu. To byl hlavní důvod spadnutí řetězu během disciplíny endurance na FS Czech, kvůli kterému tuto část závodu tým nedokončil.

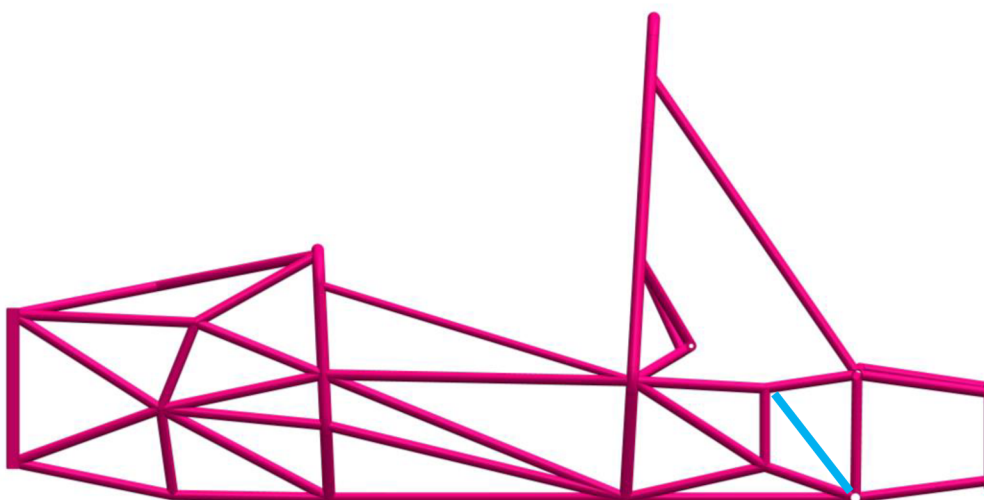


Obrázek 18: Průhyb trubky s držáky motoru a diferenciálu



Obrázek 19: Fotografie z Mostu 2022 – již je patrné naklopení držáku diferenciálu

U rámu čtvrté generace také nebylo splněno pravidlo triangulace primární struktury (viz obr. 20), což způsobilo komplikace během technických přejímk. Spodní držáky šestibodových pásů řidiče byly kotveny k trubkám, které nesplňovaly průřezové parametry dle pravidel. Dalším nesplněním pravidel byla olejová vana motoru přesahující z podlahy rámu. Toto jsou nedostatky, za které by týmu mohla během závodu hrozit diskvalifikace.



Obrázek 20: Rám čtvrté generace s vyznačenou chybějící triangulací

Nevhodné bylo i řešení demontáže motoru spodem rámu, kvůli kterému je nutné odstrojení podlahy a zvednutí celého auta nad zem, což probíhá zpravidla ručně. Tento úkon je fyzicky náročný a je potřeba jej provádět minimálně v šesti lidech. Během závodů taková situace nikdy nenastala, nicméně se jedná potenciálně o časově náročnou činnost. Je tedy žádoucí snížit jak čas, tak počet osob potřebných pro demontáž.

3.2 Vstupní parametry

3.2.1 Požadavky týmu

Na základě výše uvedených nedostatků byly týmem FS TUL Racing stanoveny na nový rám následující požadavky:

- Menší celkové rozměry + snížení těžiště
- Nižší hmotnost při zachování stejné torzní tuhosti
- Lepší ergonomie řidiče, zejména výhled z vozu a vhodnější umístění hlavové opěrky
- Lepší uchycení motoru s diferenciálem, snazší napnutí řetězu
- Menší počet dílů – snazší vyrobitelnost
- Tlumič výfuku před motorem
- Demontáž motoru vrchem rámu

Mimo zmíněné požadavky týmu plynou pro rám další nároky spojené s celkovou koncepcí vozu pro sezonu 2023

- Použití ráfků s poloměrem 10“ namísto 13“ – změna geometrie podvozku
- Aplikace hybridního pohonu – vhodné umístění akumulátoru
- Ovládání spojky motoru pod volantem namísto nožního pedálu

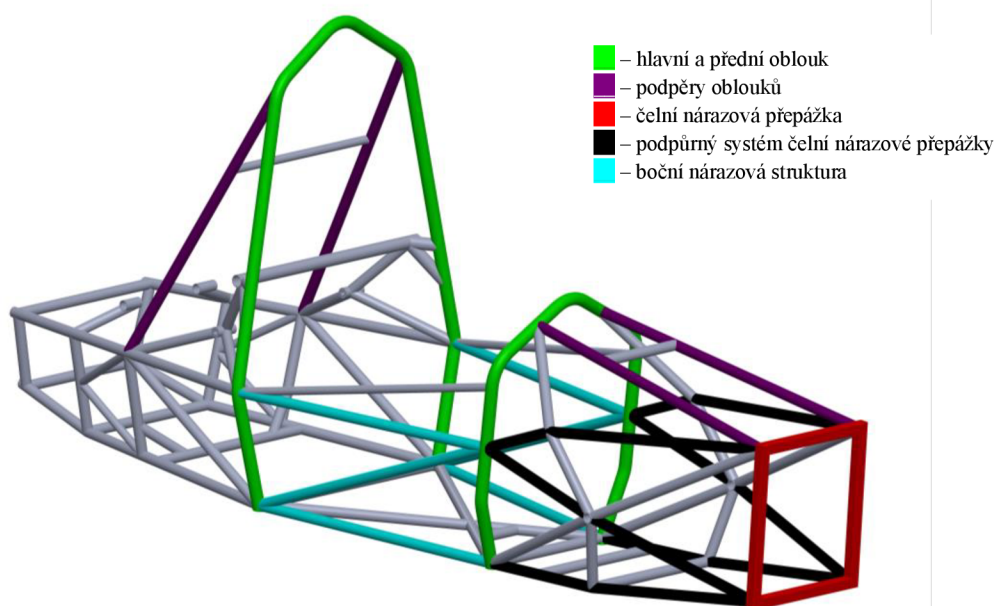
S ohledem na větší množství vstupních neznámých parametrů oproti předchozím sezonám, spojených především s hybridním pohonem, bylo týmem rozhodnuto pro sezonu 2023 opět použít svařovaný prostorový rám. Kromě nároků týmu bylo při návrhu nutno zohlednit především pravidla soutěže omezující možné konstrukční konfigurace.

3.2.2 Restrikce pravidly

Jelikož se jedná o studentskou soutěž, je kladen velký důraz na bezpečnost. Tento aspekt přináší řadu omezení jak pro průběh soutěže, tak i pro samotný návrh vozu. Základem je, že se tým se stejným vozem nesmí účastnit stejného závodu více než v jedné sezoně. Tímto je podmíněna stavba nového vozu pro každou sezonu, což znamená, že musí být rozdílný i rám. Každý rok navíc pravidla prochází změnami, které jsou vždy uvedeny v úvodních stranách pravidel.

Rám pravidla definují jako konstrukční sestavu, která spojuje všechny funkční systémy vozidla a která může být vyrobena jako jeden svařenec, více svařenců či kombinace svařence a kompozitních prvků. Pravidla regulují primární strukturu rámu. Primární struktura je definována následujícími prvky:

- Hlavní oblouk (main hoop)
- Přední oblouk (front hoop)
- Podpěry oblouků a jejich výztuhy (roll hoop braces and supports)
- čelní nárazová přepážka (front bulkhead)
- Podpůrný systém čelní nárazové přepážky (front bulkhead support system)
- Všechny prvky, které přenášejí namáhání ze zádržného systému řidiče do výše uvedených komponent
- Boční nárazová struktura (side impact structure) [15]



Obrázek 21: Základní prvky rámu definované pravidly

Pakliže jsou některé členy primární struktury tvořeny ohnutými trubkami či jsou svařeny z více kusů, je nutno do místa které, je nejvíce odchýleno od spojnice obou konců této trubky připojit výztuhu v podobě další trubky, která musí být stejného rozměru, jaký má vyztužovaný člen. Navíc její druhý konec musí být připojen do uzlu primární struktury. [15]

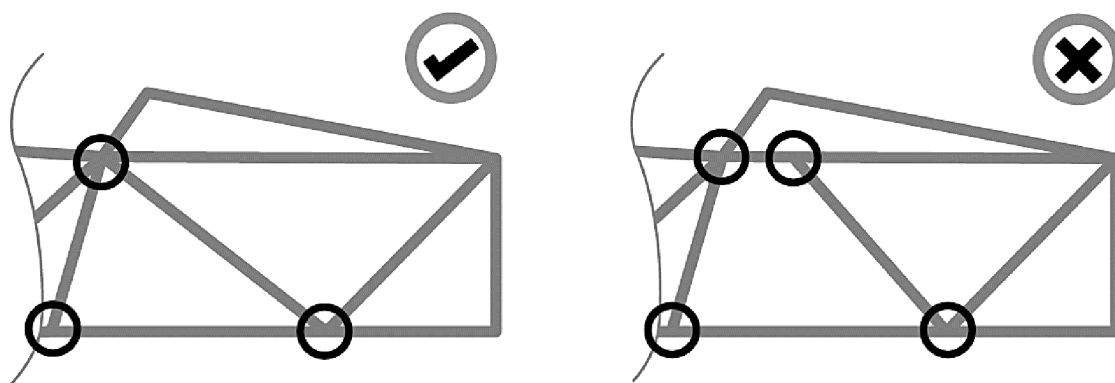
Pravidla dále specifikují minimální požadavky na průřezové charakteristiky dílčích prvků primární struktury, když je tvořena ocelovými trubkami viz tab. 1.

Prvek nebo místo použití	minimální tloušťka stěny (mm)	minimální průřez (mm ²)	minimální kvadratický moment průřezu (mm ⁴)
hlavní a přední oblouk, montáž ramenních pásů	2,0	175	11320
boční nárazová struktura, čelní nárazová přepážka, podpěry oblouků, kotvicí body pásů (mimo výše uvedené)	1,2	119	8509
podpůrný systém čelní nárazové přepážky, výztuhy vzpěr hlavního oblouku	1,2	91	6695

Tabulka 1: Minimální průřezové charakteristiky primární struktury

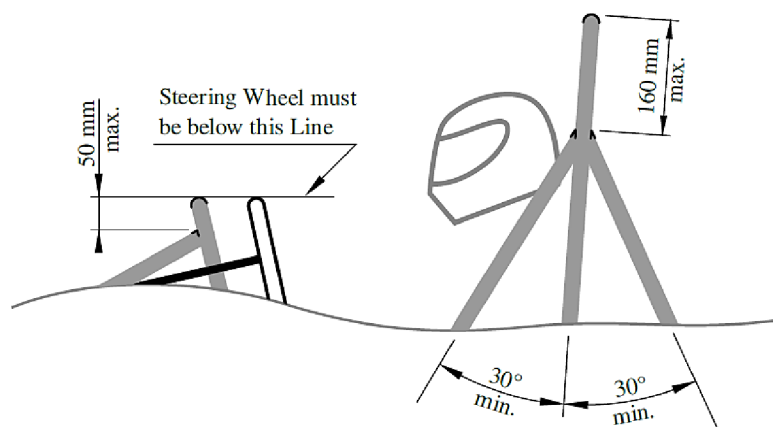
Pro ocelové trubky je možno použít nelegovanou uhlíkovou ocel s maximálním obsahem 0,3 % uhlíku, 1,7 % manganu a 0,6 % ostatních prvků. Kterékoli jiné jakosti jsou považovány za legované a je vyžadováno dodatečné testování dle dalších specifikací pravidel. [15]

Pro prvky primární struktury je vyžadováno dodržení triangulace ze styčnicku do styčnicku. Pro fyzické provedení to znamená, že primární struktura může být sestavena pouze z trojúhelníkových podstruktur viz obr. 22. [15]



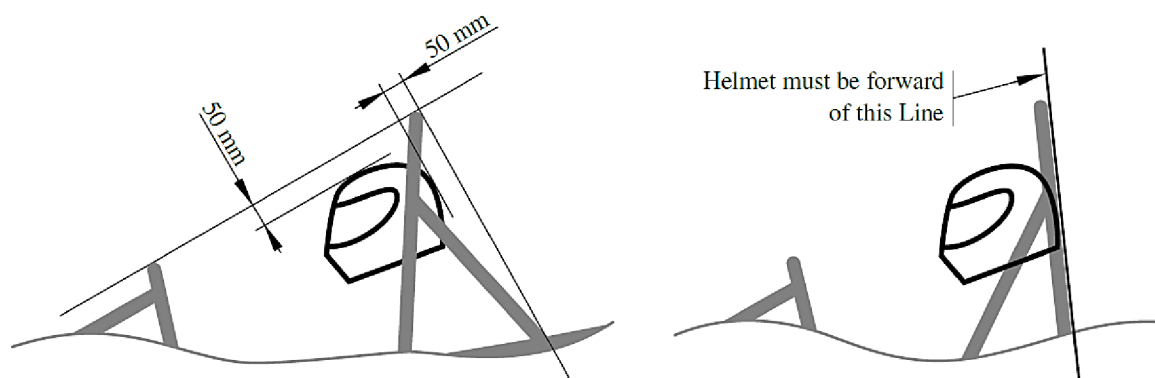
Obrázek 22: Triangulace prvků primární struktury (vlevo správně, vpravo nesprávně) [15]

Pravidla dále vymezují polohy podpěr oblouků z hlediska maximálního přesahu oblouků a úhlů, pod kterými mohou být připojeny podpěry viz obr. 23.



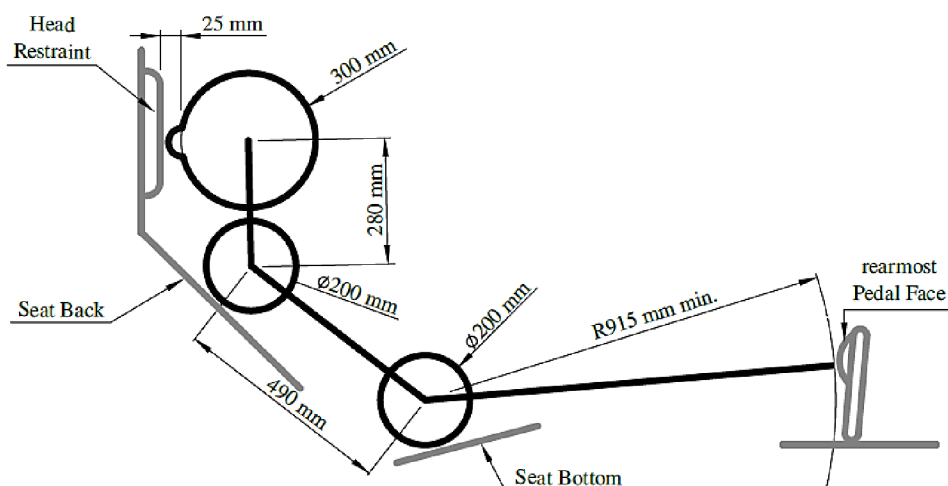
Obrázek 23: Regulované geometrické uspořádání oblouků [15]

Primární funkce oblouků je ochrana řidiče při převrácení vozu, jedná se o tzv. ROPS. Hlava pilota musí v takové situaci ležet v obálce definované oblouky. Správnou polohu helmy zajišťuje pravidlo minimální mezery helmy viz obr. 24.



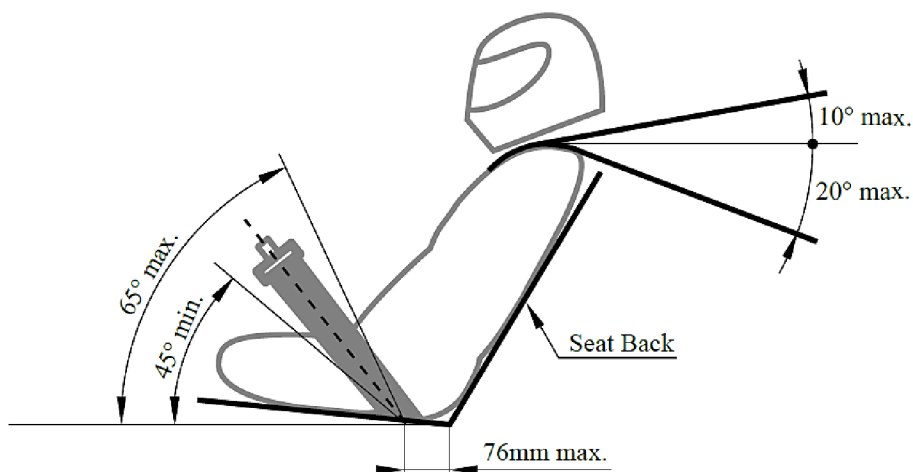
Obrázek 24: Minimální mezera helmy [15]

Tímto pravidlem je však vymezen zástavbový prostor rámu, a tedy i celého vozu. To by mezi týmy s rozdílnými výškami řidičů mělo za následek nerovnocenné podmínky, jelikož tým s nižšími řidiči by mohl navrhovat výrazně menší formuli. Pravidla ale regulují i tyto aspekty, a zavádí se tzv. Percy, což je model 95. percentilu muže (viz obr. 25) a představuje šablonu, která je při technických přejímkách na závodech do vozu umisťována a musí splňovat výše uvedené pravidlo minimální mezery helmy. Navíc podmiňuje minimální vzdálenost pedálů, která má vliv na délku přední části vozu a také polohu hlavové opěrky. [15]



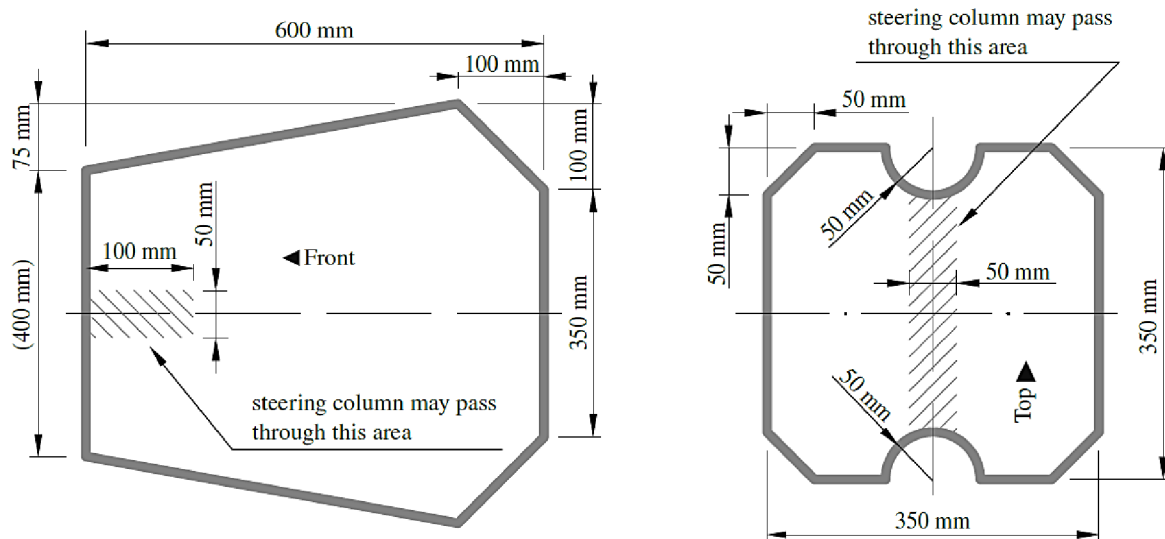
Obrázek 25: umístění Percyho v kokpitu [15]

Sklon úsečky (obr. 25) spojující dva kruhy $\varnothing 200$ mm definuje, zda je poloha řidiče vzpřímená (upright driving position) anebo ležící (reclined driving position), což má vliv na konfiguraci pásů. Pásky musí být použity šesti či sedmi bodové dle specifikací pravidel. Vozidla s polohou jezdce vleže musí být vybaveny pásky proti ponoření (anti-submarine belts). [15]



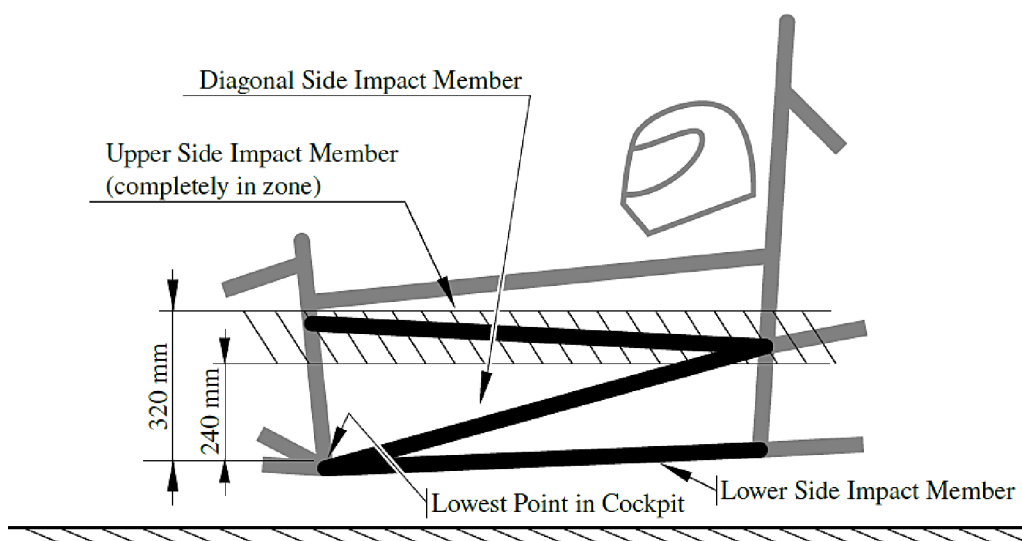
Obrázek 26: Držáky bočních a ramenních pásů [15]

Kokpit řidiče je dále regulován šablonami viz obr. 27, které podobně jako Percy ověřují během technických přejímek, zda je návrh v souladu s pravidly. Nalevo je šablona otevřeného kokpitu (cockpit opening template), která musí při vodorovném zanořování v oblasti sedačky řidiče bez jakékoli kolize projít pod úroveň vrchní trubky (viz obr. 28) boční nárazové struktury. Napravo je šablona vnitřního průřezu kokpitu (internal cross section template), která je držena vertikálně a musí projít po libovolné trajektorii skrze kokpit až 100 mm před nášlap pedálů v nečinnné poloze. [15]



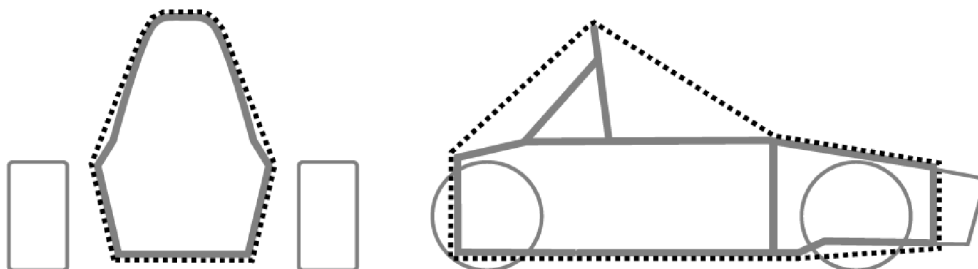
Obrázek 27: Šablona otevřeného kokpitu a vnitřního průřezu kokpitu [15]

Boční nárazová struktura musí obsahovat na každé straně minimálně tři trubky, přičemž vrchní člen musí ležet v příslušné obálce, která je definována rozměry od nejnižšího bodu kokpitu viz obr. 28. [15]



Obrázek 28: Boční nárazová struktura [15]

Primární struktura rámu a prvky k ní připojené, splňující minimální průřezové charakteristiky viz tab. 1, tvoří obálku ochrany při převrácení (rollover protection envelope) viz obr. 29. V obálce ochrany při převrácení musí ležet palivová nádrž, nízkonapěťová baterie, tlakové lahve včetně regulátorů a další komponenty definované pravidly.



Obrázek 29: Obálka ochrany při převrácení, tlustě je vyznačena primární struktura [15]

3.3 Volba materiálu

Na základě předchozích zkušeností s provozem rámu z oceli 25CrMo4 bylo týmem rozhodnuto použít pro nový rám opět tuto slitinu. Ocel 25CrMo4 se vyznačuje oproti uhlíkovým konstrukčním ocelím vyšší pevností při zachování vysoké houževnatosti. Dobrá svařitelnost ji předurčuje pro namáhané konstrukce. Využití této oceli lze zpravidla nalézt u konstrukci malých osobních letadel, motokár, jízdních kol a rámu či zavěšení závodních vozů.

3.4 Volba konstrukčních profilů

Pravidly jsou vymezeny minimální průřezové charakteristiky prvků primární struktury ocelového rámu viz tab 1.

Až na čelní nárazovou přepážku (front bulkhead) byly veškeré profily zvoleny kruhové, protože nejsou jejich kvadratické momenty průřezu závislé na natočení kolem osy profilu. Měnicí se kvadratický moment průřezu by do návrhu vnášel komplikace v podobě nutnosti hledání nejvhodnějšího natočení profilu a jelikož je návrh zaměřen především na torzní analýzu, nebylo by postihnuto veškeré namáhání vztahující se na rám a v neposlední řadě by např. natočené čtvercové trubky činily potíže při samotné výrobě. V následující tabulce je shrnuto porovnání profilů trubek dostupných na trhu.

porovnání parametrů trubek pro primární strukturu										
	trubka	vnější průměr (mm)	tloušťka stěny (mm)	plošný průřez (mm ²)	kvadratický moment průřezu (mm ⁴)	měrná hmotnost (kg/m)	odhadovaná potřebná délka (m)	celkový příspěvek hmotnosti rámu (kg)	kv. moment průřezu měrná hmotnost (mm ⁴ /kg·m ⁻¹)	poznámky
Main and	30x2	30	2	175,8	17329	1,380	5	6,90	12554	sponzoring vč. materiálu
Side impact structure	25,4x1,25	25,4	1,25	94,8	6907	0,744	19	14,14	9282	imperální rozměr
	25x1,5	25	1,5	110,7	7676	0,869	19	16,51	8834	
	26x1,2	26	1,2	93,4	7205	0,734	19	13,94	9822	obtížná dostupnost
Front bulkhead	25x2	25	2	144,4	9628	1,134	8	9,07	8491	
	25,4x1,65	25,4	1,651	123,1	8726	0,966	8	7,73	9029	imperální rozměr
support, main	25,4x1,47	25,4	1,4732	110,7	7955	0,869	8	6,95	9155	imperální rozměr
	26x1,5	26	1,5	115,4	8695	0,906	8	7,25	9599	
hoop bracing supports	26x1,8	26	1,8	136,8	10073	1,074	8	8,59	9382	obtížná dostupnost
	28x1,2	28	1,2	101,0	9089	0,793	8	6,34	11466	obtížná dostupnost
bracing supports	28x1,5	28	1,5	124,8	10997	0,980	8	7,84	11224	
	30x1,2	30	1,2	108,5	11276	0,852	8	6,81	13237	obtížná dostupnost
	30x1,5	30	1,5	134,2	13674	1,054	8	8,43	12976	
									zelená	vyhovuje pravidlům
									červená	nevyhovuje pravidlům

Tabulka 2: Porovnání parametrů trubek pro primární strukturu

Pro hlavní a přední oblouk byla zvolena trubka $\varnothing 30 \times 2$ mm, jelikož se jedná o ohýbané díly, které týmu dodává sponzorská firma včetně vlastního materiálu. Další trubky primární struktury bylo nutno vybrat na základě požadovaných vlastností, kterými je měrná hmotnost a kvadratický moment průřezu, jenž je určujícím parametrem tuhosti profilu. Pro možnost kvalitativního srovnání jednotlivých profilů byl použit poměr udávající kvadratický moment průřezu na měrné hmotnosti, který říká, jak velký je kvadratický moment průřezu vzhledem k hmotnosti jednoho metru daného profilu. Jak je patrné v tab. 2, Pro prvky boční nárazové struktury atd. vychází nejlépe kruhová trubka $\varnothing 26 \times 1,2$ nicméně se nejedná o standardní rozměr a v době návrhu nebyl skladově dostupný, a tedy byla pro tyto prvky zvolena trubka $\varnothing 25,4 \times 1,245$ (neboli $\varnothing 1" \times 0.049"$). Pro správný styk trubek v uzlech rámu je nutné zajistit, aby trubky byly vnějším průměrem podobné. Ačkoli by z výběru bylo pro čelní nárazovou přepážku atd. nejvýhodnější použít trubku $\varnothing 28 \times 1,5$, zmíněné technologické hledisko toto omezuje. S přihlédnutím k očekávané objednávce všech trubek najednou byl vybrán profil $\varnothing 25,4 \times 1,665$ (neboli $\varnothing 1" \times 0.065"$). V dalším návrhu je tedy uvažováno použití trubek imperálních rozměrů.

Ohybová odolnost profilů čelní nárazové přepážky je v případě čelního nárazu rozhodující. Proto budou v návrhu použity trubky čtvercového profilu (jäckly), které mají při jmenovitém rozměru vyšší kvadratický moment průřezu v ohybu než trubky kruhové.

Uvažovány byly až na jáckly pouze trubky přesné bezešvé, jednak kvůli stejnorodým mechanickým vlastnostem po svém obvodu, které nejsou, tak jako je tomu u švových trubek, ovlivněny svarem, ale i z hlediska geometrické přesnosti, kdy konce trubek budou ořezány laserem tak, aby do sebe co nejlépe pasovaly.

3.5 Tvorba geometrie

Návrh rámu vychází především z polohy sedícího řidiče. K přenosu geometrie řidiče do CAD programu využívá tým nastavitelný přípravek pro ustavení ergonomie viz obr. 30. S řidiči proto byla nejprve optimalizována poloha řidiče včetně vzdálenosti pedálů a umístění volantu. Do PUR pěny byl poté proveden otisk sedících řidičů, na jehož základě týmový kolega T. Kubeček s využitím 3D skenu vymodeloval tvar sedačky. Poloha sedadla je proti předchozím generacím na žádost řidičů více vleže. Poloha sedu byla řešena především kvůli pohodlí řidičů, pozitivně se ale projeví i na snížení jejich těžiště.



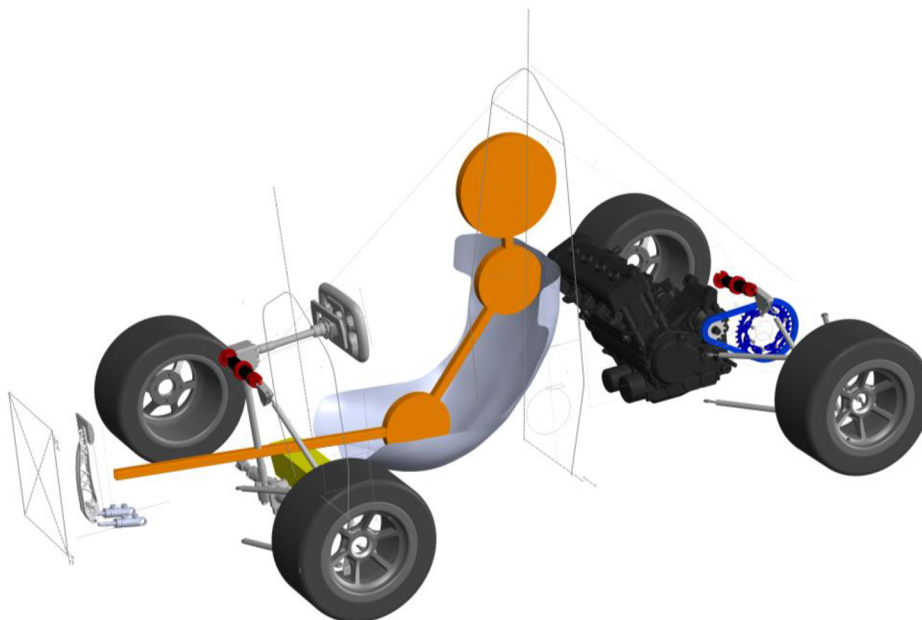
Obrázek 30: Přípravek ergonomie řidiče

Pro tvorbu samotné geometrie rámu byl použit parametrický CAD software Solidworks 2022. Založena byla nová součást, ve které byl vytvořen systém rovin, jejichž polohu lze parametricky upravovat. Následovalo přenesení rozměrů naměřených v přípravku pro ergonomii řidiče do pracovní skici.

Díl s vytvořenými rovinami byl poté vložen do nové sestavy, ve které proběhlo rozmístění součástí, které svou zástavbou zásadně ovlivňují tvar rámu viz obr. x. Jednotlivým součástem byla přiřazena odpovídající hmotnost pro přibližné stanovení polohy těžiště vozu. Rozložení hmotnosti mezi koly v podélném směru tým požaduje 50/50.

Mimo motor se sekundárním řetězovým převodem, šablony Percy a skenu sedačky byly importovány i geometrické body podvozku, který byl navržen týmovým kolegou L. Horálkem v programu Lotus. Podvozek využívá lichoběžníkového zavěšení s trojúhelníkovými rameny. Přenos sil na tlumič je uskutečněn tlačnými tyčemi (tzn. pushrod) přes vahadla.

Žlutě je na obr. 31 interpretován přibližný objem akumulátoru hybridního pohonu, který byl s ohledem na těžiště umístěn pod nohy řidiče u předního oblouku. V prostoru před akumulátorem je nutné zachovat prostor pro přívod náporového vzduchu k jeho chlazení.



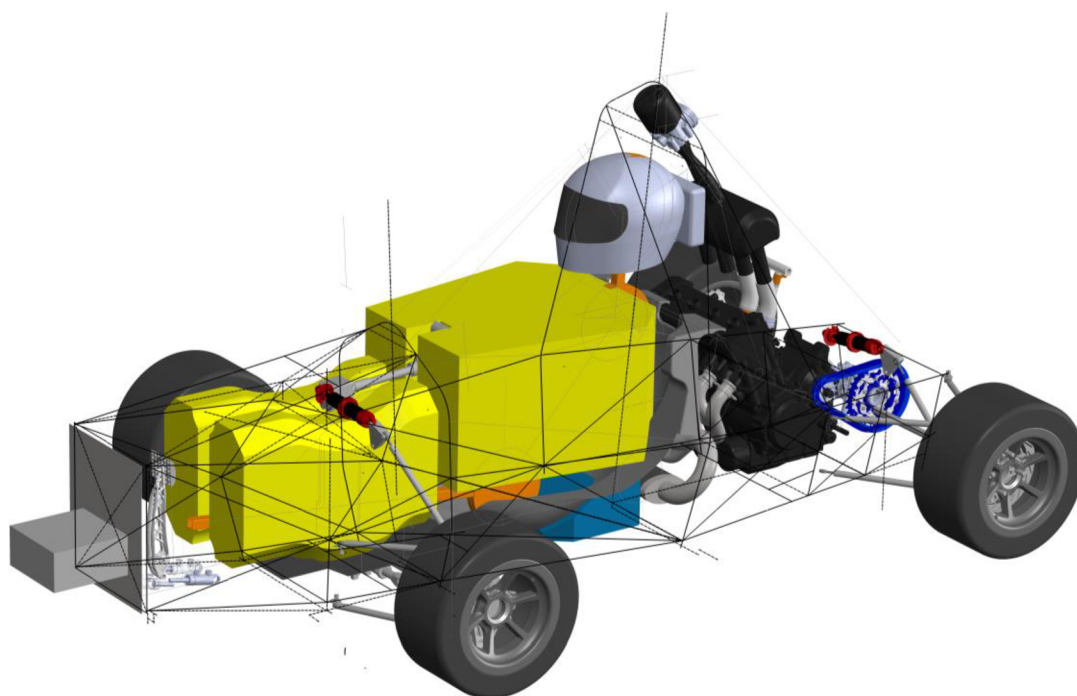
Obrázek 31: Skici oblouků v kontextu sestavy hlavních součástí

Přední oblouk byl proti ráům třetí a čtvrté generace ve středu vrchní části zahnut do tvaru písmene A, což vede ke zvětšení zorného pole řidiče. Na základě požadavku řidičů na ruční ovládání spojky mohlo dojít k eliminaci spojkového pedálu a tím mohla být zúžena čelní nárazová přepážka. Hlavní oblouk byl navržen širší, aby motor mohl být vyjímán vrchem rámu.

Hlavní oblouk byl posunut směrem dopředu (důvod je popsán v kapitole 3.8). To zároveň vedlo ke zvětšení prostoru před motorem, kde je očekáváno umístění tlumiče výfuku. Hlava řidiče je proto situována více pod hlavní oblouk, který díky tomu může být nižší.

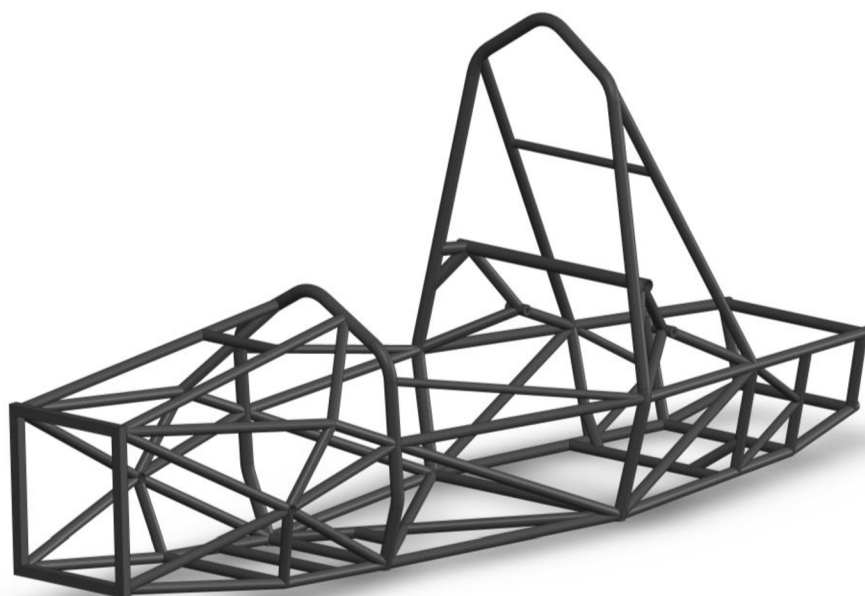
Následně byly do návrhu vneseny šablony kokpitu. Vytvořením vhodné trajektorie šablony vnitřního průřezu kokpitu (internal cross section template) byl vymezen objem, do kterého nesmí zasahovat žádné součásti nacházející se uvnitř rámu. Zde se jedná zejména o sestavu řízení, tlumiče, mechanismus ovládání spojky a chladicí okruh elektromotorů hybridního pohonu. Prostřednictvím 3D skici byla propojena čelní nárazová přepážka s předním obloukem. Skica spojuje body připojení zavěšení a je vedena v dostatečné vzdálenosti od objemu vnitřního průřezu kokpitu.

Boční nárazová struktura byla naskicována s ohledem na objem vymezený trajektorií šablony otevřeného kokpitu (cockpit opening template). Zadní část rámu představuje až po konce podpěr hlavního oblouku primární strukturu, kde musí být dodržena triangulace. Tým očekával zjednodušení rámu v oblasti za hlavním obloukem z důvodu snazší výroby. Výsledek této snahy je na obr. 33



Obrázek 32: 1D geometrie rámu

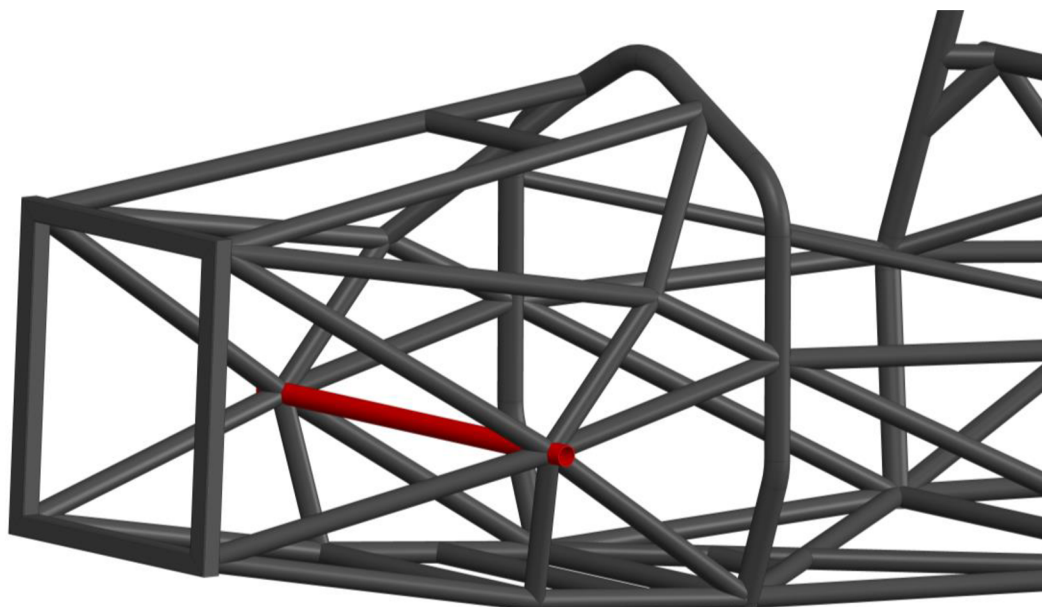
Po dokončení 1D geometrie rámu byly v modulu pro svařované konstrukce jednotlivým čarám přiřazeny odpovídající průřezy. Model byl v tomto stavu exportován do formátu STEP, který posloužil jako vstup simulace.



Obrázek 33: Model hotového rámu

V posledním kroku došlo k ořezání profilů trubek. Podle zkušeností s výrobou předchozích rámu nebyla od ořezu odečtena šířka mezery, protože jsou trubky ořezávány trubkovým laserem, přičemž oříznutí bývá přesné. Případné doladění je vhodnější provést ručním úběrem materiálu.

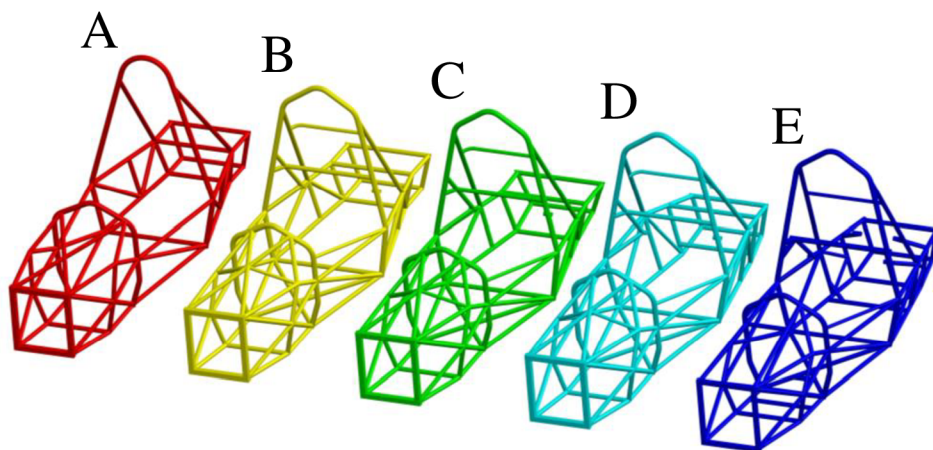
Při návrhu rámu byl kladen důraz na technologii výroby, proto spodní trubky rámu leží v jedné rovině, aby bylo možné je pomocí svorek ustavit ve svařovacím přípravku. V přední části byla přidána příčná trubka, která bude uchycena ve svařovacím přípravku a díky ní budou body připojení podvozku v tomto místě ležet po celou dobu svařování v jedné ose. Trubka bude zevnitř po svaření rámu vyříznuta.



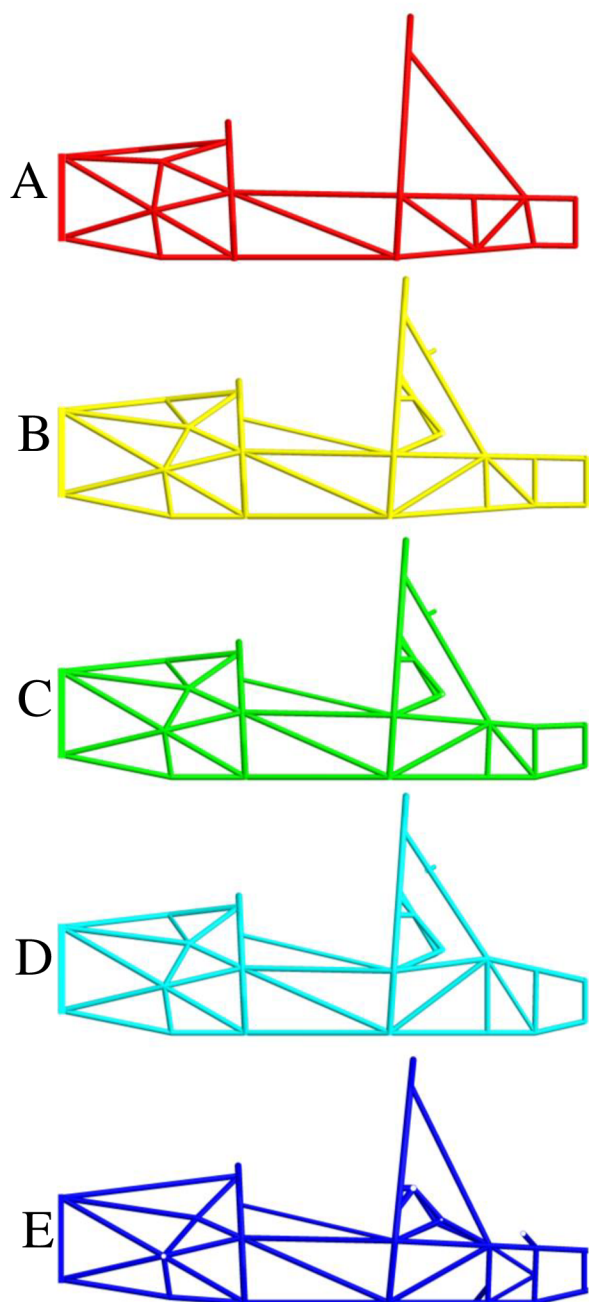
Obrázek 34: Trubka pro upnutí ve svařovacím přípravku

3.5.1 Varianty návrhu

Na bázi předběžného návrhu, který je na ob označen jako varianta A, bylo postupnými úpravami vytvořeno celkem pět variant rámu. Z tohoto důvodu nejsou mezi jednotlivými koncepty výrazné rozdíly. Nepříliš výrazné změny vychází i z analýzy torzní tuhosti, která byla provedena pro každou variantu. Pakliže by namísto několika podobných variant bylo vytvořeno několik zcela odlišných, nebylo by snadné detekovat, které konkrétní změny vedly ke zlepšení. Bylo proto cílem se zaměřit spíše na lokální úpravy menšího rozsahu. Jednotlivé varianty jsou zobrazeny na obr. 35 a 36.



Obrázek 35: Varianty návrhů rámu



Obrázek 36: Boční pohled na varianty návrhu

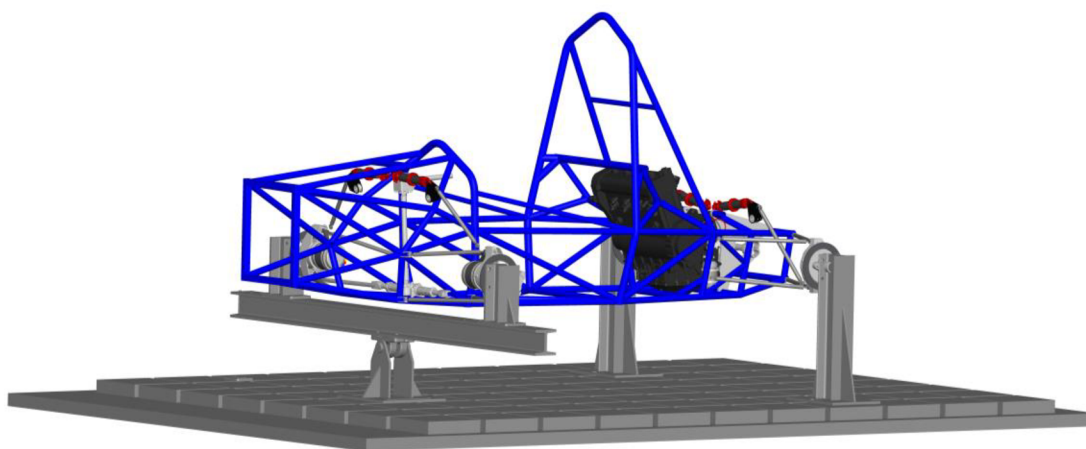
3.6 Simulace rámu

Díky znalosti torzních tuhostí předchozích dvou generací rámu, které byly stanoveny simulací i experimentálním měřením (viz 3.1), lze při shodném sestavení simulačního modelu očekávat, že se výsledek simulace bude lišit od skutečného měření do 20 %, přičemž torzní tuhost stanovená simulací bude pravděpodobně nižší.

Jelikož je známa předpokládaná velikost odchylky, je patrně možné se domnívat, že lze podobné chování očekávat i pro jiné analýzy MKP prováděné na rámu. Protože je ale tato úvaha postavena na porovnávání s konkrétní statickou strukturální simulací, lze ji vztáhnout pouze na úlohy stejného charakteru, tedy statické strukturální analýzy při působení sil, momentů či předepsaných posunutí. Tohoto předpokladu bude využito pro kontrolní simulaci rámu na ohyb vlivem vlastní hmotnosti vozu a řidiče. Na technických přejímkách je kontrolována minimální světlá výška vozu předepsaná pravidly. Snahou týmu je docílit světlé výšky na stanoveném minimu, neboť v takové pozici je dosaženo nejnižší polohy těžiště vozu. Aby bylo možné navrhnout podvozek na minimální světlou výšku, musí být zaručeno, že nedojde k průhybu rámu po zatížení řidičem natolik, aby vozidlo neprošlo přejímkami. Proto bude kromě simulace torzní tuhosti vytvořena i kontrolní simulace průhybu rámu.

Analýza torzní tuhosti byla provedena v programu Ansys Mechanical s nadstavbou Ansys Workbench. Pro přehledné seznámení s postupem simulace bude dále popsán průběh simulace pouze jedné z variant rámu, přičemž ostatní verze byly odsimulovány zcela identicky.

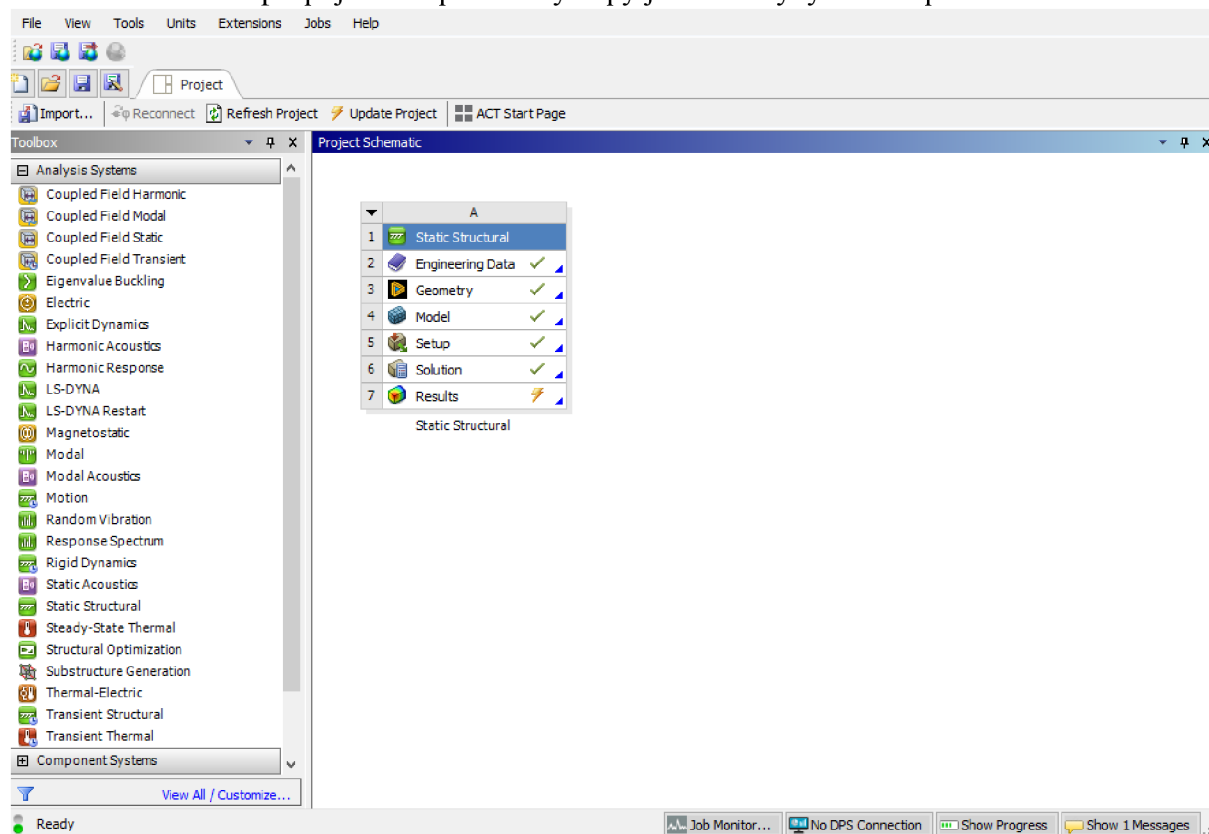
Sestavení simulačního modelu vychází z fyzického měření, kterým byly podrobeny poslední dvě generace formule TUL. Tým FS TUL Racing se rozhodl zhotovit přípravek pro měření torzní tuhosti typu rámová houpačka z důvodu porovnatelnosti výsledků měření s ostatními týmy, které zpravidla měření provádějí právě za pomoci rámové houpačky. Na obr. 37 je vyobrazen model E varianty rámu v rámové houpačce uložený v drážkovém roštu měřicího stanoviště.



Obrázek 37: Model E varianty rámu v houpačce pro měření torzní tuhosti

3.6.1 Ansys Workbench

Ansys Workbench je blokové prostředí, které zahrnuje většinu simulačních programů Ansysu. Každý blok vložený do pracovní plochy představuje jednu konkrétní analýzu, přičemž do pracovní plochy lze vkládat více analýz různých oborů, které je možné propojovat mezi sebou a snadno tak propojovat například výstupy jedné analýzy do vstupů druhé.

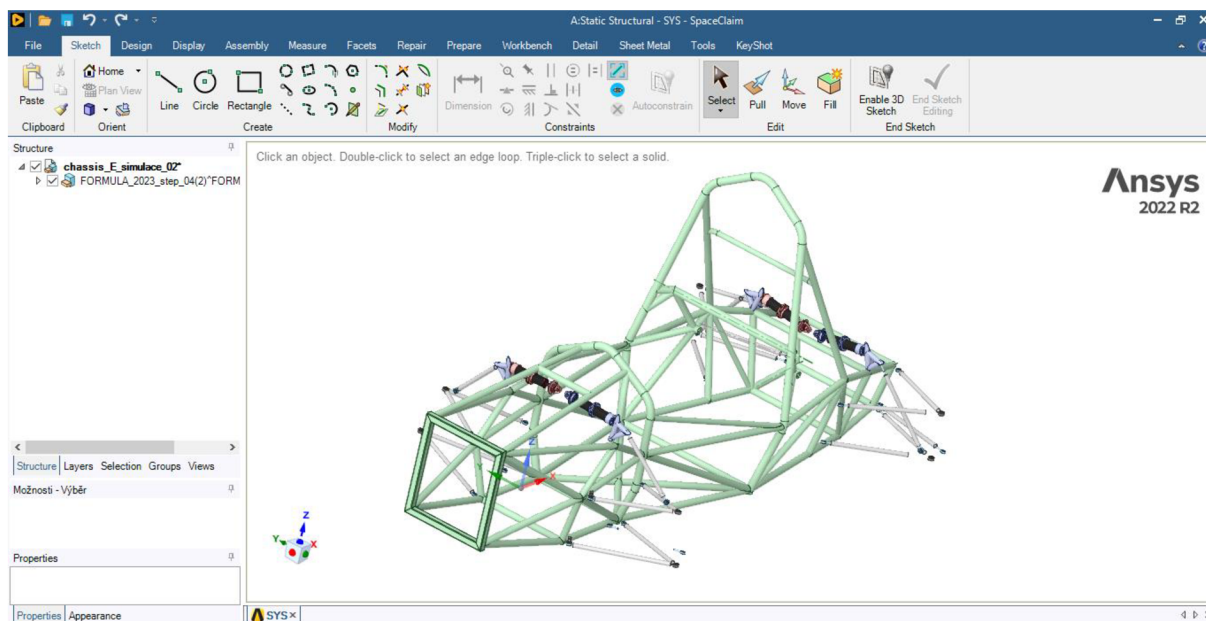


Obrázek 38: Prostředí Ansys Workbench

Ve Workbench byl založen nový projekt statické strukturální analýzy (Static Structural), který obsahuje veškeré informace spojené se simulací a zajišťuje jejich plynulý přestup mezi několika úrovněmi projektu (cad, preprocessor, procesor, postprocessor), které toto rozhraní podporuje. Model rámu včetně zavěšení byl ve formátu STEP importován a následně otevřen v CAD nástroji SpaceClaim, ve kterém proběhla příprava modelu pro simulaci. Paralelně s úpravou modelu byl definován materiál v záložce Engineering Data.

3.6.2 Ansys Spaceclaim

Prvotním úkonem je příprava modelu v integrovaném CAD prostředí SpaceClaim, které představuje modelování pomocí přímých úprav (bez stromu prvků). Na obr. je zobrazen SpaceClaim bezprostředně po importu STEP modelu vygenerovaného v Solidworks.

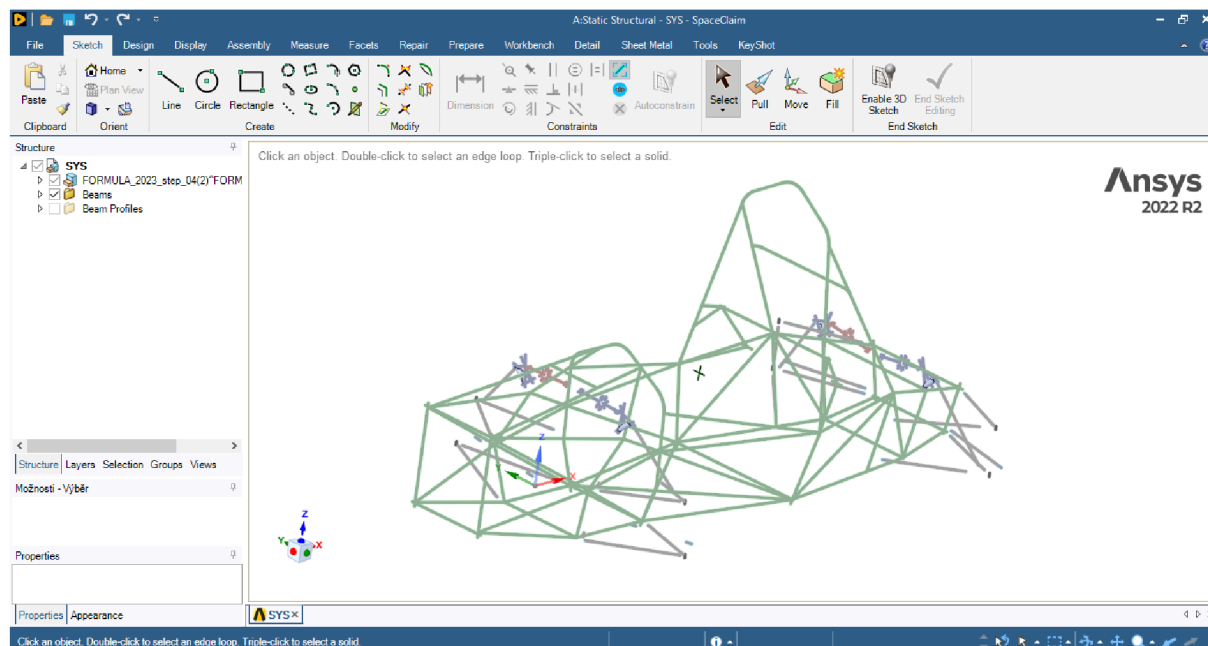


Obrázek 39: CAD model rámu vč. zavěšení po otevření v Ansys Spaceclaim

Import modelu do Ansysu proběhl bez drážkového roštu a měřicího přípravku. Důvodem tohoto rozhodnutí je, že vlastnosti drážkového roštu budou během simulace interpretovány okrajovými podmínkami a houpačka jako taková, protože se jedná o svařenec, se skládá z nadbytečného množství dílů, které v simulaci nemají zásadní roli a profily přípravku budou pro zjednodušení nahrazeny tyčovými prvky typu beam.

Podle metodiky simulace rámu, kterou vypracoval týmový kolega Michal Macek (viz [4]) lze trubky rámu zjednodušit na 1D elementy typu beam, které vyžadují nižší nároky na hardware počítače. Díky tomu lze docílit ve srovnání s prvky typu solid nebo shell rychlejšího průběhu výpočtu, což vede ke krácení času při simulacích dílčích změn a zvýšení efektivity práce.

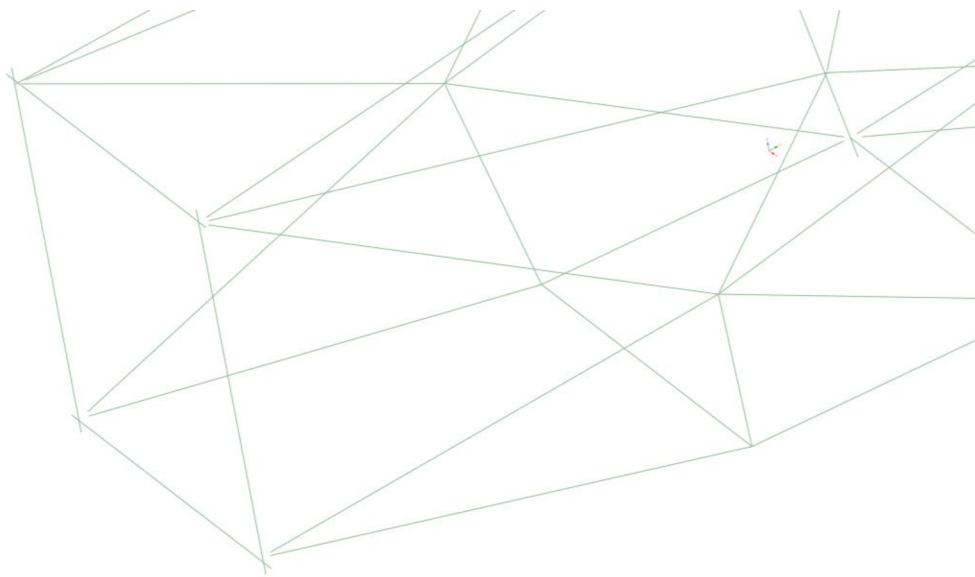
V prostředí SpaceClaim existuje nástroj pro redukci tyčových profilů na geometrii úseček. Pomocí tohoto nástroje dochází k extrakci profilu, jehož vlastnosti jsou automaticky přiřazeny dané úsečce. Na obr. 40 Je znázorněn rám se zavěšením po extrakci profilů.



Obrázek 40: CAD model rámu vč. zavěšení po extrakci profilů

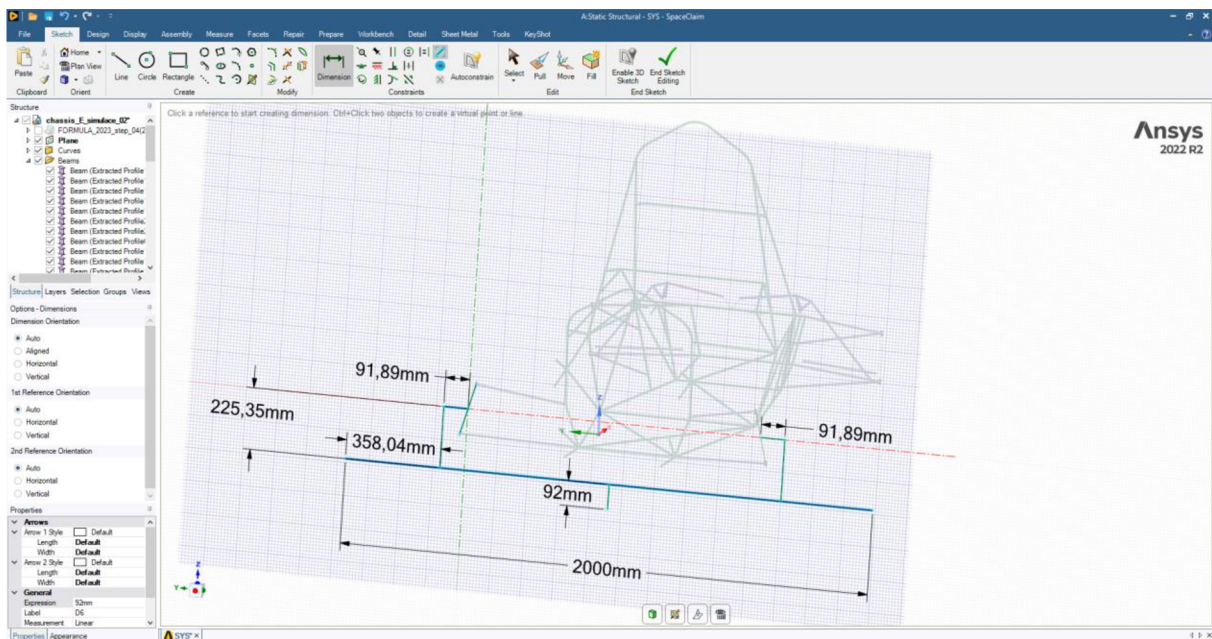
Nevýhoda tohoto postupu je, že konce úseček se po extrakci často nestýkají v bodech původních uzlů rámu a je nutná následná ruční oprava. Dále u komponent, které jsou tvořeny jako sestava z více součástí, dochází k extrakci nadbytečných profilů. To je dobře vidět na obr.40 kde po extrakci geometrie tlumiče, došlo k nahrazení beam prvkem nejen těla tlumiče a pístnice, ale třeba i matic, podložek a dokonce děr. Stejná je situace pro kloubové hlavice v zavěšení. Tyto prvky bylo nutno eliminovat, u kloubů bylo nutno zachovat pouze bod odpovídající centru rotace.

Tomuto druhu ručních úprav lze předejít importem modelu v 1D formátu, tedy 3D skici. Ani při tomto přístupu nicméně nelze ruční úpravy eliminovat, jelikož je třeba vytvořit samotný průřez profilu a ten následně přiřadit odpovídajícím úsečkám (viz popis modelování houpačky níže). Jedná se oproti výše zmíněnému postupu o zdouhavější proces, který je navíc zatížen dvojím rizikem vzniku chyby – při tvorbě profilu a při přiřazování profilu úsečkám.



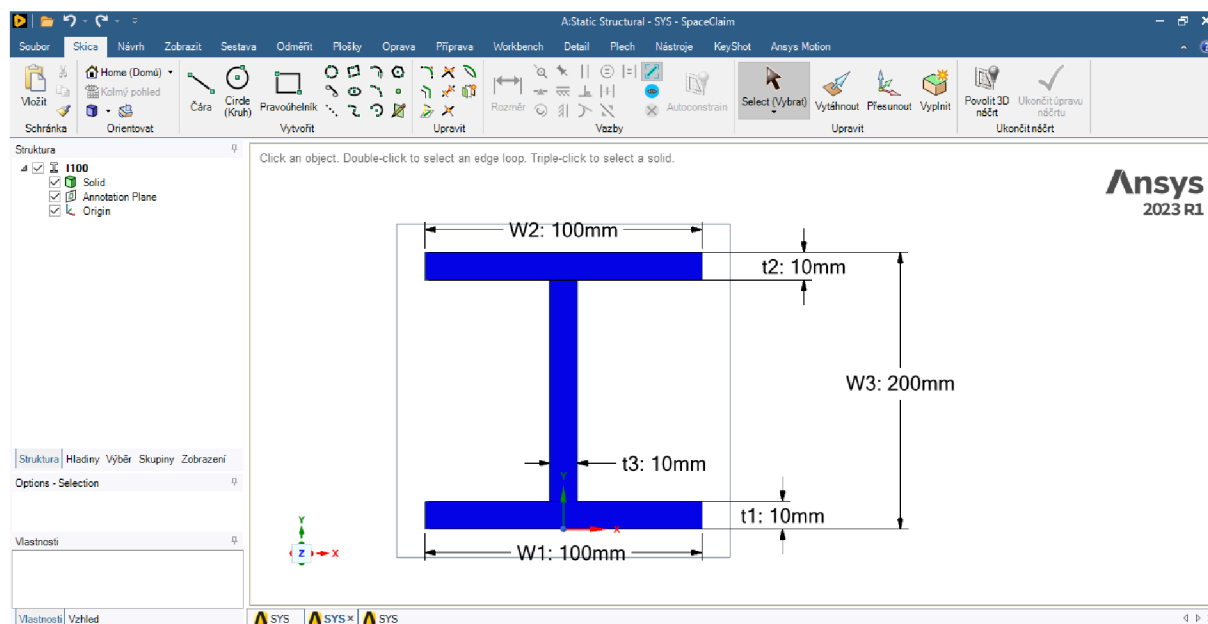
Obrázek 41: Nespojitost úseček v uzlových bodech

Následovalo domodelování houpačky pro přední nápravu podle jejích skutečných rozměrů viz obr. 42.



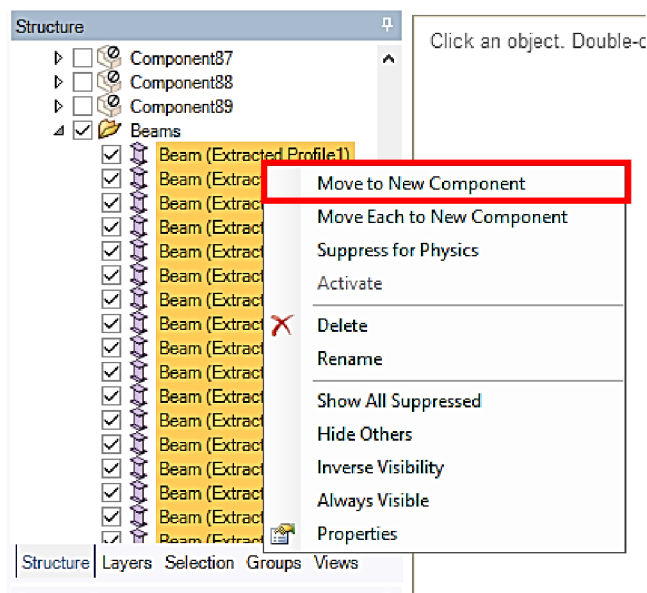
Obrázek 42: Skica rámové houpačky v prostředí SpaceClaim

Pro součásti houpačky byl definován ve SpaceClaimu I profil dle obr. 43, který byl následně přiřazen geometrii tvořící houpačku. Stejný profil byl použit i pro interpretaci motoru.



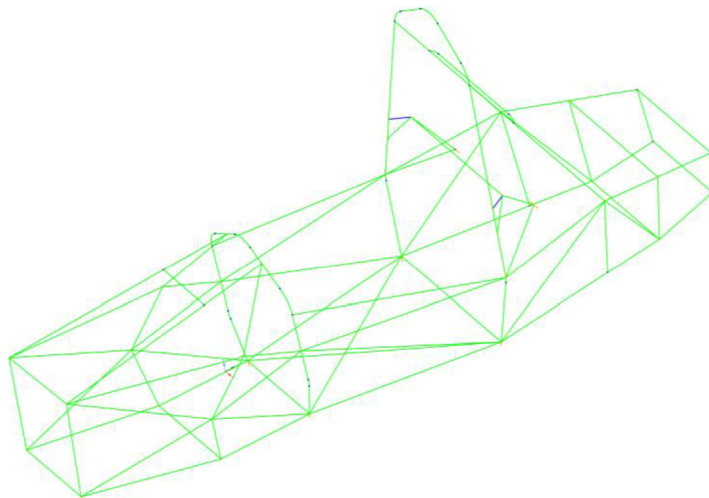
Obrázek 43: Vytvoření uživatelem definovaného profilu pro prvky houpačky

Jelikož se jedná o systém tvořený rámem, který představuje samostatný díl, ke kterému je připojeno pohyblivé zavěšení tvořené podsestavou pro každé kolo a houpačkou představující jeden díl s povolenou rotací kolem čepu, je nutno tyto informace definovat pro řešič. V prvním kroku je vhodné dílčí geometrie příslušející jednotlivým součástem označit a přesunout do nové součásti viz obr. 44.



Obrázek 44: Sloučení dílčích prvků rámu do nové součásti

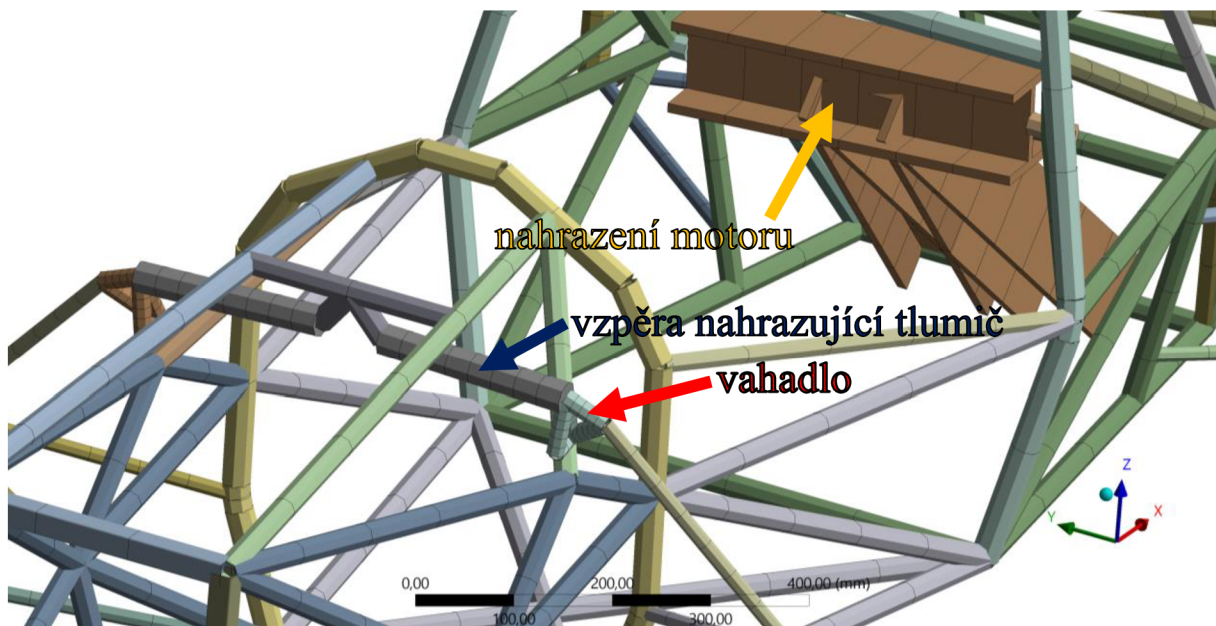
V rámci této nově definované součásti je nutné sdílet uzly tvořících prvků viz obr 45. Tím je jednoznačně určeno, že tyto prvky tvoří právě jednu součást a při následné simulaci nemůže dojít k posunům či natočením jejich prvků mezi sebou. Deformace způsobená vnějším zatížením na vzájemně sdílených prvcích bude spojitá.



Obrázek 45: Sdílení uzlů tvořících prvků rámu v nové součásti

Takto je ve SpaceClaimu výhodné seskupit do nových dílů postupně všechny součásti. Sdílení uzlů je u prvků, které tvoří jednu součást, nutné vždy. Výhodné je také součásti setřít do složek, které odpovídají montážním celkům. Například veškeré komponenty, které tvoří levé přední zavěšení, je účelné seskupit, jelikož při následující přípravě simulace bude zajištěna přehlednost.

Vahadla přepákování tlumiče byla pro jednoduchost interpretována nosníkovou strukturou spojující body připojení viz obr. 46. Podobným způsobem byl vytvořen i motor, přičemž nosníkové prvky spojují místa, kde je motor přišroubován k rámu. Tlumiče, tak jako tomu bylo při měření s rámy předchozích generací, jsou nahrazeny tuhými vzpěrami opět v podobě nosníkových prvků.



Obrázek 46: Interpretace vahadel a motoru nosníkovými prvky

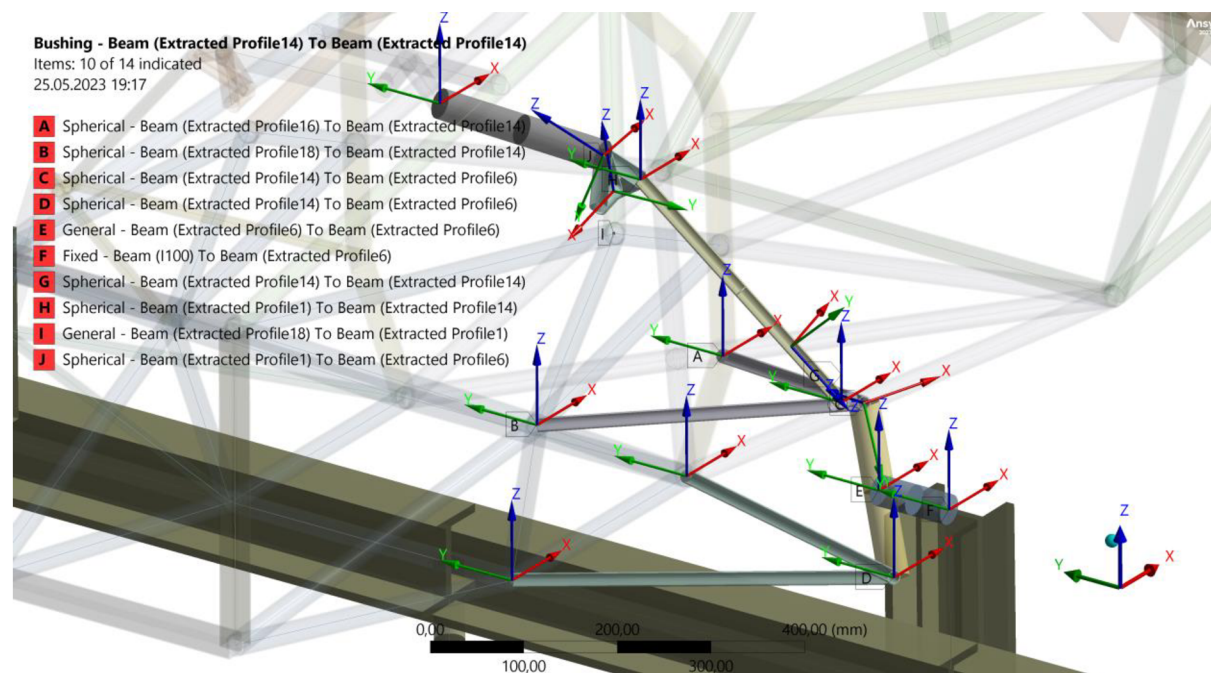
Simulační model ale může být tvořen nejen prvky typu beam, přičemž postup při sdílení např. několika ploch, které tvoří plechovou součást je identický. Pakliže je na již existující geometrii požadováno vytvoření bodu (příkladem může být potřeba vytvoření vazby jednoho konce úsečky ke druhé v určité vzdálenosti od jejího konce), je tento bod nutno shodně zahrnout do této součásti a sdílet ho se zbylými tvořícími prvky.

Výše uvedenou přípravu modelu před simulací by alternativně bylo možné provést i v integrovaném Ansys DesignModeler, který představuje oproti SpaceClaimu starší prostředí a nepodporuje úpravy v takovém rozsahu. Pro práci s importovanou 1D geometrií by však bylo výhodné jej použít z důvodu jednoduchého rozhraní.

3.6.3 Ansys Mechanical

Otevřením modulu Mechanical dojde k načtení modelu ze SpaceClaim. Záložka geometry obsahuje seznam veškerých dílů, které byly definovány ve SpaceClaimu. Zde je nutno přiřadit všem součástem odpovídající materiál, který byl zaveden ve Workbench v knihovně Engineering data. Přehled všech materiálů uložených v Engineering data lze zobrazit v záložce Materials. Obdobně lze zobrazit i extrahované průřezy ze SpaceClaim, přičemž je i zde umožněno změnit, kterému prvku náleží, popřípadě lze vytvořit obdobně jako ve SpaceClaim i nový uživatelem definovaný průřez. Záložka Coordinate Systems zobrazuje existující souřadné systémy a umožňuje zavedení nových. Pro simulaci sestavy je nejdůležitější záložka Connections, ve které se zavádí vazby mezi jednotlivými součástmi.

Příklad nastavení vazeb je zobrazen na obr. 47 levého předního zavěšení, kde jsou konce ramen, pushrodu i tlumiče fyzicky spojeny pomocí kloubových hlavice. Zde je provedeno nahrazení sférickou vazbou (spherical joint) definovanou mezi těmito prvky v uzlu jejich styku. Použití sférických vazeb na koncích pushrodu nebylo dostatečné, jelikož umožňovalo rotaci kolem jeho vlastní osy, což se při pozdějším spuštění výpočtu projevilo chybovou hláškou. Oprava byla provedena přidáním dodatečné vazby typu pružné lůžko (bushing) s definicí nulových tuhostí s výjimkou té kolem vlastní osy pushrodu, čímž došlo k omezení jeho rotace.

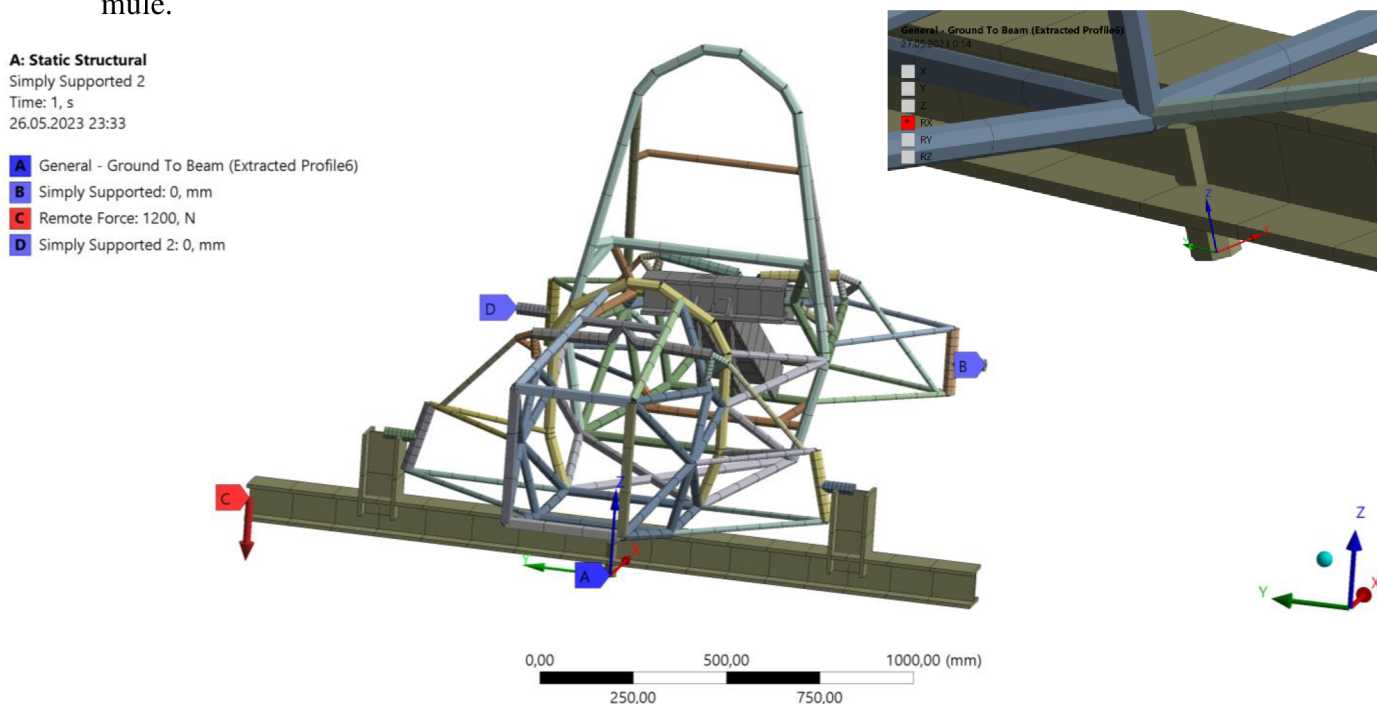


Obrázek 47: Vazby levého předního zavěšení

Jelikož přední pushrody nejsou kolmé na osu výkyvu vrchního ramene, ke kterému jsou připojeny, nastává otázka, zda je toto provedení vhodné, jelikož výsledný pohyb pushrodu nebude pouze v rovině, ale bude docházet k jeho vybočování. Další nepatřičností je, že v důsledku obecného prostorového pohybu pushrodu bude vahadlo namáháno i ohybem v příčném směru. Dimenzování vahadel a pushrodů nicméně není předmětem této práce.

Vahadlo je opatřeno obecnou vazbou (general joint) s povolenou rotací v místě a směru definovaném kinematikou podvozku. Nosníkový prvek představující náboj kola je pomocí obecné vazby spojen s prvkem, který reprezentuje těhlici, a má povolenou rotaci kolem vlastní osy.

Houpačka je definována jako jeden díl, a konce svislých podpor jsou s konci nábojů kol svázány fixně. V místě uložení čepu otáčení houpačky je bodu definována obecná vazba (general joint) vůči prostředí (body-to-ground) v podobě povolené rotace v podélné ose vozu. Pro zjednodušení simulační model neobsahuje svislé podpěry zadních kol, tak jako je tomu u skutečného přípravku, ale koncové body nábojů kol jsou vůči prostředí opět určeny pomocí fixní vazby. Okrajové podmínky modelu jsou znázorněny na obr. 48. Zatěžující síla $F=1200\text{ N}$ odpovídá zatěžování, které bylo prováděno při fyzickém měření předchozích dvou generací formule.

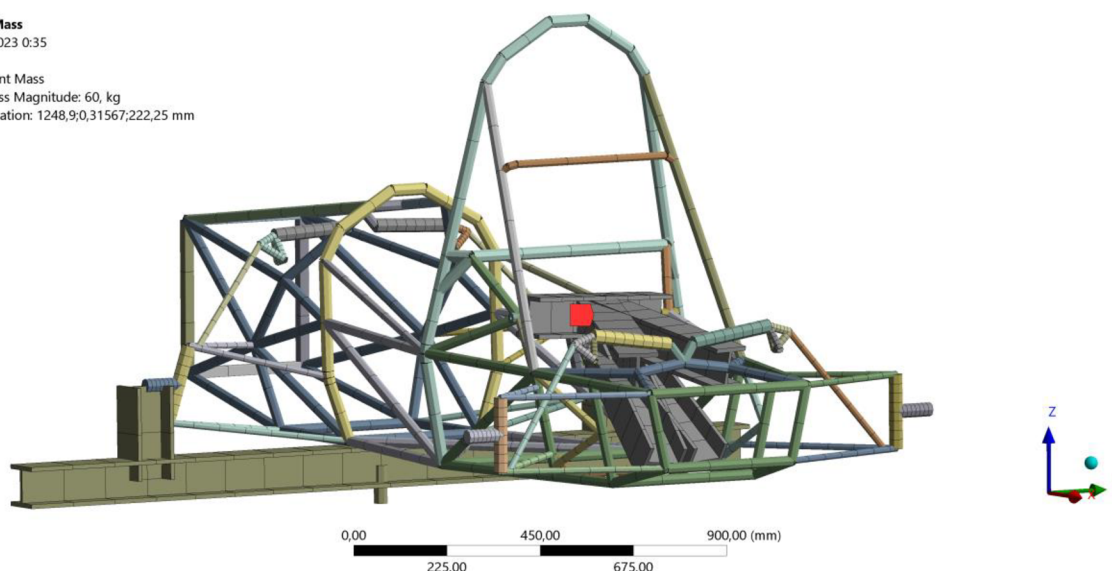


Obrázek 48: Okrajové podmínky simulačního modelu

Tlumič je reprezentován nosníkovým prvkem, kterému byl definován absolutně tuhé deformační vlastnosti (stiffness behaviour). Absolutní tuhost byla také definována pro nosníkové prvky tvořící vahadla, a i pro ty, které představují zjednodušení motoru. Do oblasti těžiště motoru byla koncentrována hmotnost odpovídající hmotnosti motoru pomocí funkce Point mass viz obr. 49.

Point Mass
27.05.2023 0:35

Point Mass
Mass Magnitude: 60, kg
Location: 1248,9;0,31567;222,25 mm



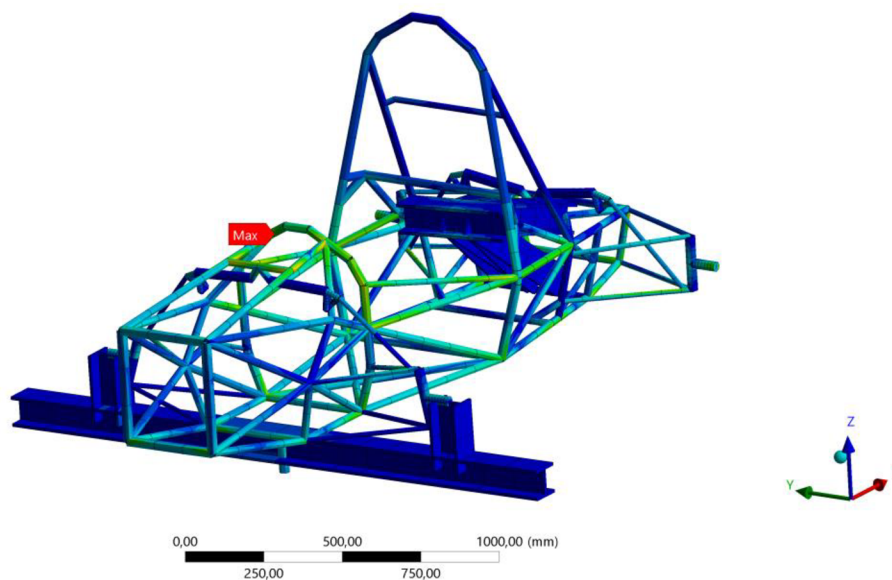
Obrázek 49: Zavedení hmotnosti motoru

Po zavedení okrajových podmínek byla nastavena hustota sítě (mesh). Na základě citlivostní analýzy, provedené týmovým kolegou M. Mackem (viz [4]), byla délka elementu pro prvky rámu nastavena na 100 mm.

Posledním krokem bylo spuštění samotné simulace. Pro analýzu torzní tuhosti byla sčejnější deformace ve svislém směru pro přepočítání úhlu natočení náprav viz obr. 55. Pro rám je nicméně podstatné také napětí a jeho rozložení ve struktuře. Vhodné je, aby bylo napětí rozloženo rovnoměrně, protože je tak optimálně využito uspořádání struktury. Důležité je navíc zjistit kritická místa, ve kterých dochází k napěťovým špičkám a hrozí zde zvýšené riziko porušení svarových spojů. Výsledky napětí dle pevnostního kritéria Von Mises jsou na obr. 50.

A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
27.05.2023 1:56

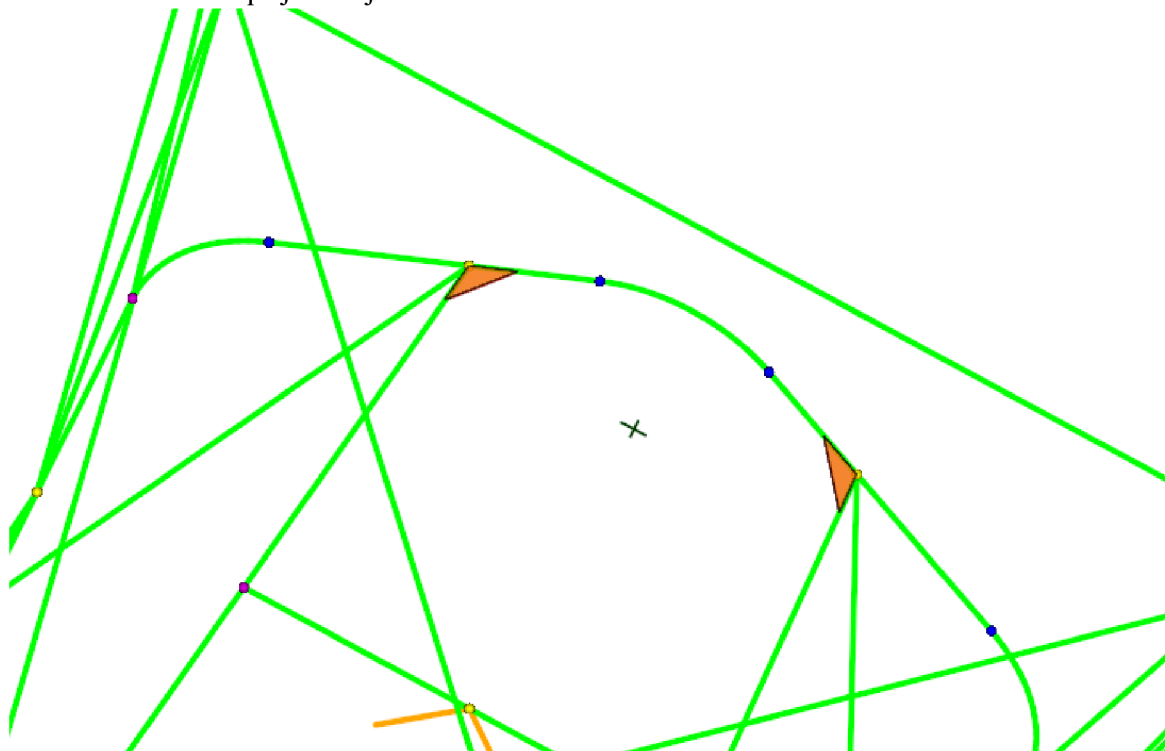
150,67 Max
138,4
126,12
113,84
101,56
89,288
77,011
64,734
52,457
40,179
35,715
31,251
26,786
22,322
17,858
13,393
8,9288
4,4644
3,7041e-15 Min



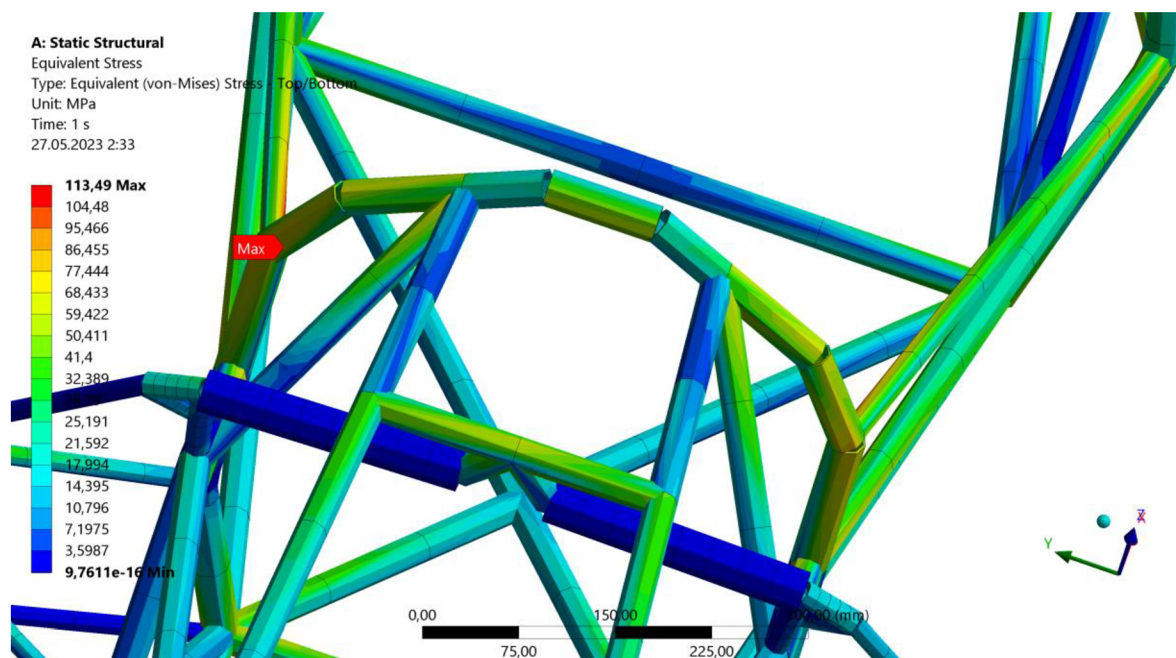
Obrázek 50: Napětí v rámu při analýze torzní tuhosti

Jelikož ale nejde o stav odpovídající skutečnému zatížení, mohou být výsledky této analýzy použity pouze pro přibližnou představu o rozložení napětí a místech, kde dochází k jeho koncentraci. Jak je z obr. 50 patrné, největší napětí je v oblasti připojení podpěr předního oblouku. Napětí zde dosahuje hodnoty 150,7 MPa.

Po přidání výztuh z plechu tloušťky 1,6 mm se toto napětí podařilo ještě snížit a nové maximum bylo posunuto na předním oblouku do vnějšího ohybu. Jelikož je v tomto místě připojena pouze jedna trubka, jedná se o méně teplotně ovlivněné místo a maximální napětí je proto v tomto místě přijatelnější.



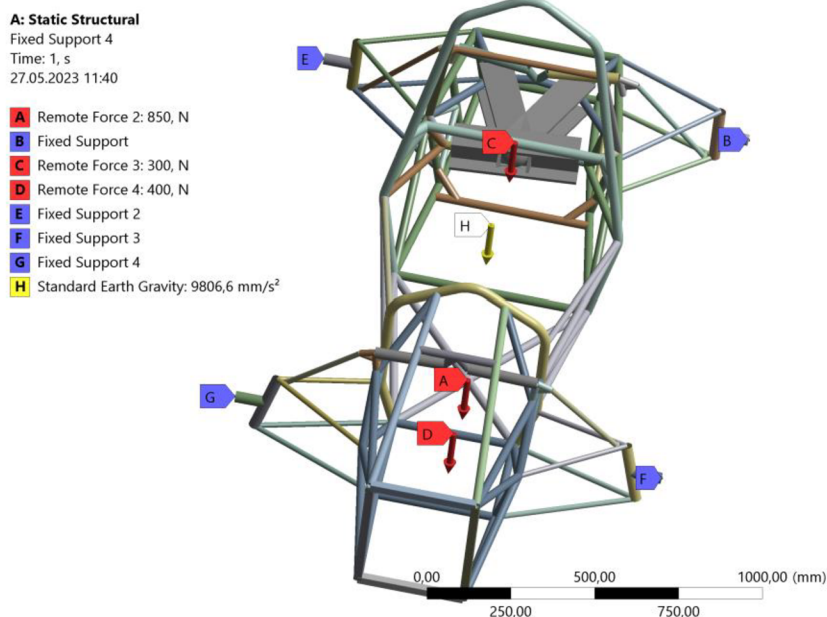
Obrázek 51: Plechové výztuhy v místě připojení podpěr předního oblouku



Obrázek 52: Napětí v oblasti předního oblouku po přidání plechových výztuh

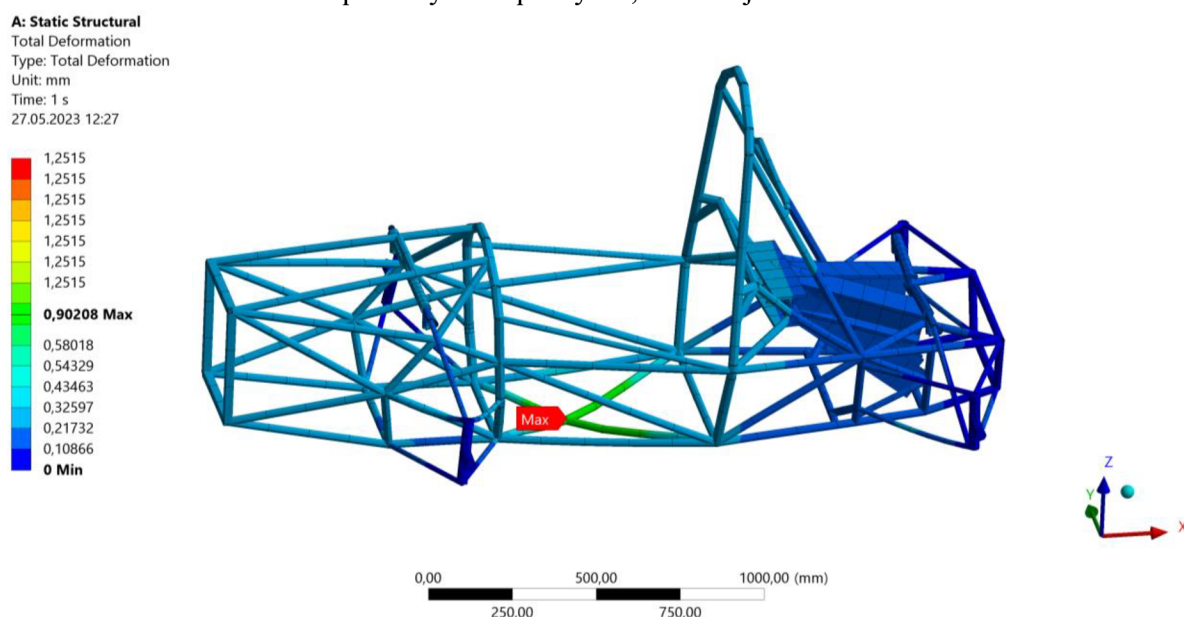
Jak bylo řečeno výše, velikost napětí při tomto způsobu zatížení nelze porovnávat se skutečným zátěžným stavem při jízdě, kdy mohou být síly působící zkrut vozu větší. Nicméně po fyzickém vyrobení rámu bude následovat zvalidování této simulace skutečným měřením, při kterém bude s představou o velikosti napětí možné použít zatěžovací sílu $F=1200\text{ N}$, aniž by došlo k trvalé deformaci rámu.

Po simulaci zkrutu následovalo ověření průhybu v důsledku zatížení řidičem a dalšími významnými hmotami. Rám včetně podvozku byl v místech nábojů kol zafixován v prostoru a byly aplikovány silové účinky odpovídající nejtěžšímu možnému řidiči o hmotnosti 115 kg. Síla vyvozená touto hmotností byla rozložena do míst, kde bude podepřena sedačka, tj. ve středu křížových vzpěr na dně kokpitu a na trubce pro uchycení ramenních pásů (na obr. 53 označeno A a C). Do spodní oblasti předního oblouku byla zavedena síla reprezentující hmotnost akumulátoru hybridního pohonu (na obr. 53 označeno D). Motor je reprezentován pomocí Point Mass o velikosti 60 kg a vlastní hmotnost rámu vyplývá z definice materiálu a průřezů, přičemž je zohledněna zavedením tíhového zrychlení ve svislém směru. Okrajové podmínky jsou zobrazeny na obr. 53.



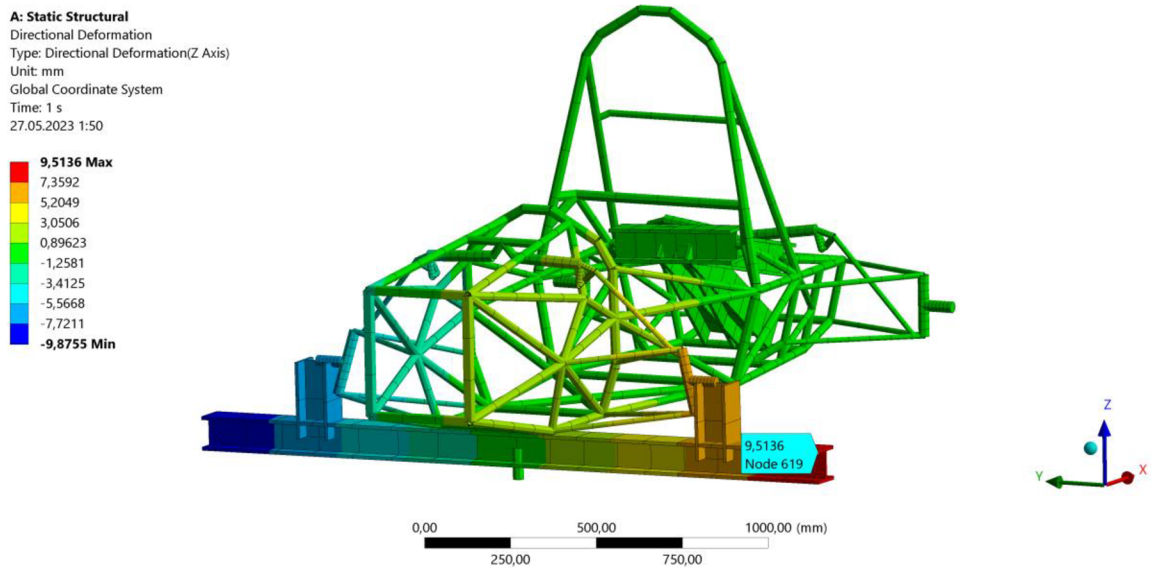
Obrázek 53: Okrajové podmínky pro simulaci průhybu

Po provedení výpočtu je patrné, že maximální průhyb rámu se nachází ve styčnicku křížových vzpěr na dně kokpitu indikovaná výchylka má v tomto místě 0,9 mm. Pravidla požadují ve statickém stavu minimální světlou výšku formule s řidičem 30 mm. S ohledem na výrobní a montážní tolerance podlahy není průhyb 0,9 mm nijak zásadní.



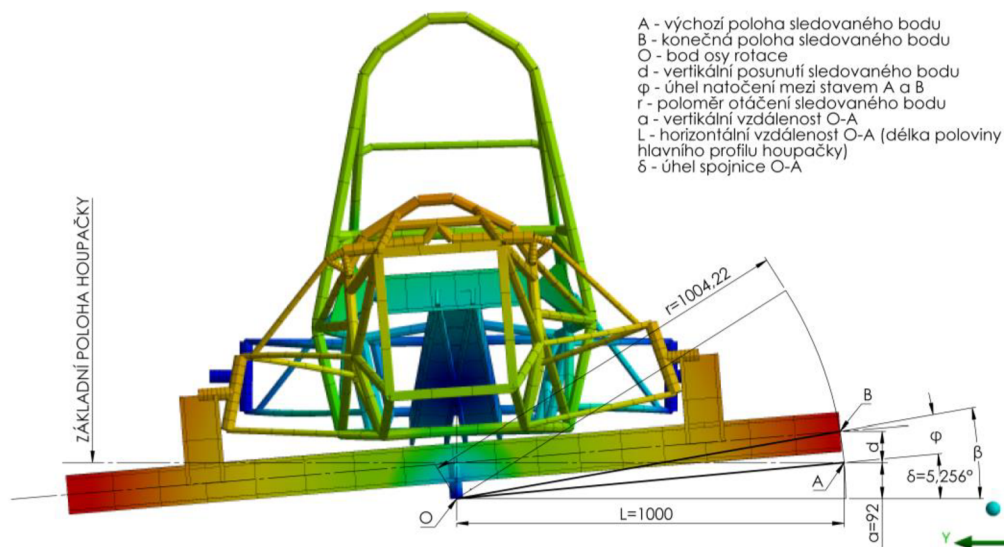
Obrázek 54: Ověření průhybu rámu

Výpočet natočení a torzní tuhosti



Obrázek 55: Posunutí sledovaného bodu ve svislém směru

V Ansysu bylo měřeno posunutí bodu na konci houpačky ve vertikálním směru, a tedy bylo nutné přepočítat, úhel natočení odpovídající tomuto posunutí. Podkladem pro výpočet je obr.56.



Obrázek 56: Geometrie pro výpočet natočení

Protože se bod otáčení nachází 92 mm pod osou hlavního profilu houpačky, na jehož konci se nachází sledovaný bod, znamená to, že spojnice středu otáčení a koncového bodu svírá ve výchozí poloze s horizontální rovinou úhel $\delta=5,256^\circ$. Sledovaný koncový bod vykonává pohyb po kružnici se středem v bodě rotačního uložení houpačky. Rameno r , na kterém se sledovaný bod nachází, bylo spočítáno z geometrie houpačky následovně:

$$r = \sqrt{L^2 + a^2} = 1004,22 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Úhel δ , který svírá výchozí poloha sledovaného bodu (A) se středem otáčení (O) byl dopočítán:

$$\delta = \tan^{-1}\left(\frac{a}{L}\right) = 5,256^\circ \quad (3.2)$$

Sledovaný bod se při natočení houpačky dostane do polohy B, která odpovídá vertikální výchylce d indikované v Ansysu (viz obr. 55). Pro výpočet úhlu natočení sledovaného bodu vůči ose otáčení byl stanoven pomocný úhel β , který spojnicí OB vztahuje k horizontální rovině:

$$\beta = \sin^{-1}\left(\frac{d+a}{r}\right) \quad (3.3)$$

Hledaný úhel natočení je pak:

$$\varphi = \beta - \delta \quad (3.4)$$

Úhel natočení varianty E po dosazení do předchozích rovnic vychází $\varphi=0,549^\circ$.

Krouticí moment byl vyvolán svíslou silou o velikosti 1200 N na rameni o délce $L=1000$ mm. Torzní tuhost je definována následujícím vztahem:

$$k = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{F \cdot L}{\varphi} \quad (3.5)$$

Po dosazení je pro variantu E docíleno torzní tuhosti $2186,9 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{deg}^{-1}$.

Kvalitativní porovnání jednotlivých variant umožňuje poměr torzní tuhosti a hmotnosti rámu. Velikost poměru udává, jaká velikost torzní tuhosti připadá na jeden kilogram hmotnosti rámu. Pro variantu E vychází:

$$\frac{k_E}{m_E} = \frac{2186,9}{31,5} = 69,49 \frac{\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{deg}^{-1}}{\text{kg}} \quad (3.6)$$

3.7 Porovnání jednotlivých konceptů

Ze samotných návrhů bylo nutné provést selekci toho nevhodnějšího. Hlavními sledovanými parametry pro výběr byla celková hmotnost a torzní tuhost. V následující tabulce jsou uvedeny vlastnosti jednotlivých variant návrhu.

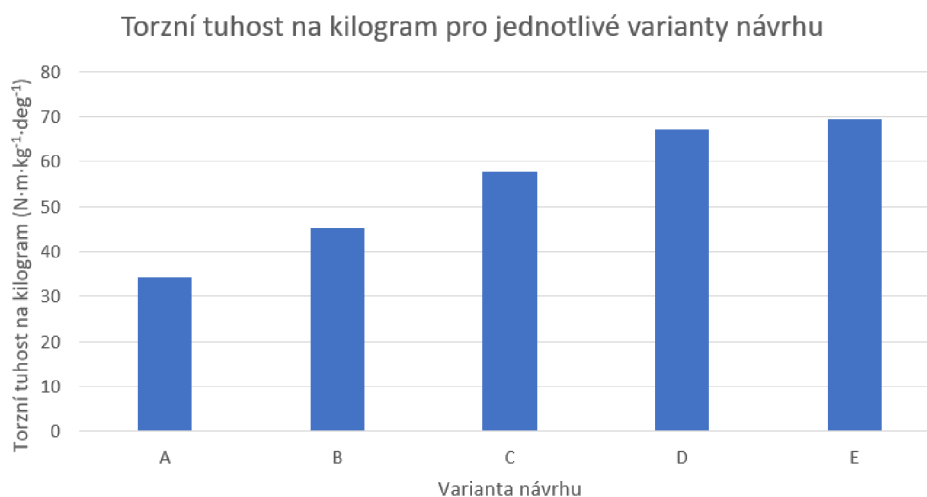
varianta	výchylka d (mm)	pomocný úhel β (°)	úhel natočení φ (°)	torzní tuhost k ($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{deg}^{-1}$)	hmotnost m (kg)	svislý průhyb staticky (mm)
A	18,311	6,30972	1,053720	1138,82223	33,2	1,09962
B	13,356	6,025224	0,769224	1560,01373	34,6	0,94041
C	11,221	5,902687	0,646687	1855,61122	32,1	0,92400
D	10,202	5,844212	0,588212	2040,08086	30,4	0,86441
E	9,5136	5,804712	0,548712	2186,94089	31,5	0,90208

Tabulka 3: Porovnání jednotlivých variant návrhu

Je zřejmé, že prvotní návrh varianty A má oproti následujícím verzím výrazně nižší torzní tuhost. Při fyzickém měření torzních tuhostí rámu 3. a 4. generace totiž bylo patrné, že je rám v oblasti boční nárazové struktury výrazně poddajnější. Tento poznatek byl zohledněn při návrhu nového rámu. Protože pravidla oblast kokpitu, a obzvlášť boční nárazovou strukturu, přísně regulují, není zde mnoho prostoru pro alternativní uspořádání trubek. Možné ale je tuto oblast zmenšit, a tím minimalizovat zde vzniklé deformace. U následujících variant návrhu proto došlo ke zkrácení boční nárazové struktury o 81 mm, což se projevilo pozitivně na zvýšení torzní tuhosti.

Z výsledků je dále patrné, že varianta D vychází lépe na průhyb, což je důsledkem zvýšeného provedení zadní části rámu. Právě kvůli zvýšené zadní části ale nebyl tento rám týmem zvolen pro výrobu, jelikož z předních bodů zavěšení zadních ramen nebyl ani jeden uchycen ve styčnicku. Průhyb se nicméně u všech variant liší pouze nepatrně a nenabývá zásadní velikosti.

U varianty E byla zadní část přepracována tak, aby přípojné body ramen ležely ve styčnicích. U předních bodů spodních ramen toho bylo docíleno vložení příčky pod motor, která je s přípojnými body spojena vzpěrami. Torzní tuhost u této varianty byla zlepšena přidáním třetí trubky pro úchyty motoru za hlavním obloukem.



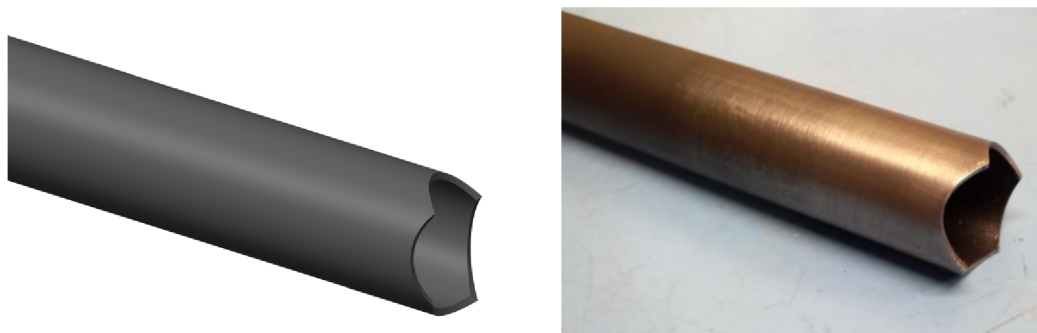
Graf 1: Torzní tuhost na kilogram pro jednotlivé varianty návrhu

Z grafu 1 s porovnáním torzní tuhosti na kilogram je patrné, že se kvalita návrhu postupně zlepšovala. Hlavních úprav vedoucích ke zvýšení torzní tuhosti bylo docíleno v prvních fázích návrhu, zatímco u posledních variant již byly vyčerpány nápady, jak výchozí strukturu zlepšit. Rozdíl mezi posledními 2 variantami je vidět, že není tak výrazný jako na začátku návrhu. Zde je nutno poznamenat, že poslední varianta E představuje kompromis s technologickým ohledem na upnutí ve svařovacím přípravku.

4 Výroba rámu

Z modelu finální verze rámu byly všechny ořezané trubky jednotlivě exportovány do formátu STEP. Pro výrobu ohýbaných oblouků byly vytvořeny výrobní výkresy, které se společně s výkresem pozic vypálených dílů nachází v příloze. Pro ekonomické využití polotovarů, které byly zakoupeny v délkách 2,3 m, byl v bezplatné verzi online aplikace OptiCutter vytvořen nářezový plán. Svařovací přípravek byl oproti předchozím sezonám navržen z hliníkových stavebnicových profilů. Upínání trubek je provedeno pro trubky orientované v souladu s osami základního souřadnicového systému pomocí plechových upínek přímo k hliníkovým profilům.

Poloha trubek, které mají svůj směr v obecném úhlu byla kompenzována 3D tištěnými inserty, vedenými v drážkách profilů. Díky provedení přípravku je upnutí všech trubek nastavitelné, což je oproti přípravkům, které tým v minulosti používal, výrazná změna. Na obr. 58 je stav rámu v době dokončování této práce. Body připojení podvozku budou navařeny až po kompletním svaření rámu, a jejich upnutí bude provedeno také ve svařovacím přípravku. Díky nastavitelnosti bude vyladěna správná geometrie přípojných bodů, a přestože rám bude po svařování pravděpodobně v důsledku pnutí po svařování deformován, kinematické body budou umístěny správně. Před a po svaření rámu je navíc v této sezoně naplánováno jeho 3D skenování pro stanovení výrobních nepřesností vůči CAD modelu. Tím by do budoucna mohlo být detekováno, kde při svařování došlo k deformacím, a jak by jim bylo možné předejít.



Obrázek 57: Porovnání modelu trubky se skutečným ořezem



obrázek 58: Rám varianta E ve svařovacím přípravku



obrázek 59: Pohled na jeden ze zadních styčnicků rámu

Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo provedení návrhu rámu pro pátou generaci studentské formule TUL. Protože bylo předem stanoveno, že se finální návrh, který je výstupem této práce, bude skutečně vyrábět, musel být navržen tak, aby splňoval požadavky aktuálních pravidel stanovených soutěží a také požadavky týmu. Stejně jako v přechozích sezonách byl navržen trubkový prostorový rám. Hlavními parametry pro výběr návrhu byla torzní tuhost a hmotnost.

Začátek práce je zaměřen na rešerši základních rámu používaných pro sportovní vozidla a předpokládané vlastnosti těchto rámu. Zmíněna je především torzní tuhost, jako jeden z nejdůležitějších parametrů, který popisuje vlastnosti rámu.

V praktické části je rozebrána koncepce rámu předchozích dvou generací, ze kterých návrh nového rámu vychází, včetně nedostatků, které by bylo vhodné vylepšit. Stanoveny jsou požadavky, které definují pravidla a které očekává od nového rámu tým. Dále byl proveden výběr nejvhodnějších profilů a volba materiálu. Na základě těchto vstupních údajů je popsán postup tvorby geometrie s ohledem na zbylé funkční celky. Zobrazeno je pět navržených variant.

Následuje popis postupu analýzy torzní tuhosti varianty návrhu označené E metodou konečných prvků v programu Ansys Workbench, na kterou navazuje výpočet úhlu natočení mezi nápravami a z něho vycházející hodnota torzní tuhosti. Simulací je zkontrolován horizontální průhyb rámu v podélné ose auta vlivem hmotností řidiče a dalších komponent. Simulace byla provedena pro všech pět návrhů rámu a výsledky jsou shrnuty v tabulce 3. Provedeno je kvalitativní srovnání jednotlivých návrhů rámu s výběrem varianty, která bude vyrobena. Vybrána byla varianta E.

Závěrem je stručně popsán postup při výrobě rámu. Svařovací přípravek je výsledkem práce, do které byl zapojen T. Kubeček a M. Macek a umožňuje přesné ustavení všech trubek rámu. Držáky zavěšení podvozku budou navařeny až po svaření rámu, díky čemuž bude možné je ustavit přesně dle navržené kinematiky.

Hmotnost varianty E je 31,5 kg a jeho torzní tuhost má hodnotu $2186,9 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{deg}^{-1}$. Tímto byl splněn požadavek týmu, aby byl nový rám lehčí a stejně tuhý nebo tužší než čtvrtá generace. Hmotnost rámu by bylo možné zredukovat jiným uspořádáním přední struktury, která byla převzata převážně z rámu čtvrté generace.

Použitá literatura

- [1] The Automotive Chassis: Engineering Principles: Chassis and vehicle overall Wheel suspensions and types of drive Axle kinematics and elastokinematics Steering – Springing – Tyres Construction and calculations advice. 2. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 0 7506 5054 0.
- [2] TRZESNIOWSKI, Michael. Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme. Wiesbaden: GWV Fachverlage, 2008. ISBN 978-3-8348-0484-6.
- [3] VLK, František. Karosérie motorových vozidel: ergonomika, biomechanika, pasivní bezpečnost, kolize, struktura, materiály. Brno: F. Vlk, 2000. ISBN 80-238-5277-9.
- [4] MACEK, Michal. *Analýza torzní tuhosti rámu Formule Student*. Liberec, 2023. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Ing. Jan Škoda, Ph.D.
- [5] DANIELSSON, Oskar a Aleja González COCANA. Influence of Body Stiffness on Vehicle Dynamics Characteristics in Passenger Cars: Master's thesis in Automotive Engineering. Göteborg, Sweden: Chalmers Reproservice, 2015. ISBN 1652-8557.
- [6] DAŠEK, Václav. Statika rámových konstrukcí. Praha: ČSAV, 1959. ISBN 624.072.33.
- [7] MILLIKEN, William a Douglas MILLIKEN. Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE. ISBN 1-56091-526-9.
- [8] Bugatti news [online]. [cit. 2023]. Dostupné z: <https://www.bugattipage.com/2016news.htm>
- [9] Typ 300 SL Coupé [online]. [cit. 2023]. Dostupné z: <https://mercedes-benz-publicarchive.com/marsClassic/searchresult/searchresult.xhtml?searchString=rahmen&searchType=detailed&resultInfoTypeId=172&viewType=grid&sortDefinition=ARCHIVENUMBER-1&rowStart=80&thumbScaleIndex=1&rowCountsIndex=5#prevId=133571>
- [10] Lotus 25 Coventry Climax [online]. [cit. 2023]. Dostupné z: <https://www.f1technical.net/f1db/cars/163/lotus-25>
- [11] Lotus-Climax 25 [online]. [cit. 2023]. Dostupné z: <https://sportscardigest.com/lotus-climax-25/>
- [12] Design, development, and manufacture of an aluminium honeycomb sandwich panel monocoque chassis for Formula Student competition [online]. [cit. 2023]. Dostupné z: https://orca.cardiff.ac.uk/id/eprint/17318/1/Design%2C_development%2C_and_manufacture.pdf
- [13] Oxford Brookes Racing 2021 Chassis design [online]. [cit. 2023]. Dostupné z: <https://www.racecar-engineering.com/articles/oxford-brookes-racing-2021-chassis-design/>
- [14] Structural Analysis [online]. [cit. 2023]. Dostupné z: <http://compmech.se/sida2.html>
- [15] Formula Student Rules 2023 [online]. [cit. 2023]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2023/rules/FS-Rules_2023_v1.1.pdf
- [16] History of Formula SAE [online]. [cit. 2023]. Dostupné z: <https://www.fsaonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>

Přílohy

A Výkresy

Přiloženy jsou 2 výkresy pro výrobu ohýbaných oblouků a 1 montážní sestava s pozicemi vypálených trubek. Trubky, které jsou párové, tj. se zrcadlově nacházejí na obou stranách rámu, jsou označeny jen na levé straně, přičemž na straně levé mají stejná čísla, pouze označená písmenem P. Čísla pozic byla vygravírována na trubky při výrobě.