



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

NÁVRH RÁMU VOZIDLA FORMULE STUDENT

DESIGN OF FORMULA STUDENT CHASSIS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Děřda

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Bc. Martin Děřda
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.
Akademický rok: 2016/17

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:

Návrh rámu vozidla Formule Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést návrh kompletního rámu vozidla formule Student, kombinující monokokovou strukturu spolu s trubkovým rámem.

Cíle diplomové práce:

Provést koncepční návrh rámu vozidla formule Student, který bude tvořen monokokem a trubkovým rámem.

Provést kompletní konstrukční návrh celé struktury s důrazem na spojení monokoku s trubkovým rámem.

Navrhnout vhodnou technologii výroby kompletního rámu.

Provést měření torzní tuhosti nové konstrukce a porovnat ji s výsledky měření torzní tuhosti rámu staršího vozidla Dragon 6. Zároveň provést kompletní měření tvaru nového rámu (včetně polohy důležitých úchytných bodů).

Seznam literatury:

REIMPELL, Jornsén. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

MORELLO, Lorenzo, et. al. The Automotive Body. Dordrecht: Springer Verlag, 2011. 668 s. ISBN 978-94-007-0512-8.

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a výrobou hybridního rámu, který je tvořen prostorovým trubkovým rámem a monokokem z kompozitních materiálů. Dále řeší jeho simulaci pomocí FEM analýzy. V neposlední řadě je zde fyzicky změřená torzní tuhost. V závěru práce je tento rám srovnán se starší generací rámu, který je tvořen výhradně prostorovým trubkovým rámem a jsou zhodnoceny jeho výhody a nevýhody.

KLÍČOVÁ SLOVA

Formule student, rám, monokok, šasi, hybridní rám, torzní tuhost, kompozity,

ABSTRACT

This diploma thesis focuses on proposing construction and manufacture plans of a hybrid frame chassis consisting of a tubular space frame and a monocoque made of composite materials. Next, it discusses the simulation of the chassis via FEM analysis and also measuring of its torsional stiffness. In the final part of the thesis, the frame is compared to its older predecessor, which is made solely of a tubular space frame, and its advantages and disadvantages are evaluated.

KEYWORDS

Formula student, frame, monocoque, chassis, hybrid frame chassis, torsional stiffness, composites

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DĚRDA, M. Návrh rámu vozidla Formule Student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2017

.....

Martin Děřda

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Ondřejovi Blatákov, Ph.D. za odborné vedení a poskytnutí prostředků nutných k dokončení této práce. Dále bych chtěl poděkovat celému týmu TU Brno Racing za možnost návrhu této konstrukce a za poskytnutí prostředků nutných k jeho vyrobení. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině, která mi byla oporou po celou dobu studia a psaní diplomové práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Formule student	11
1.1 Druhy ráků formule student	11
1.1.1 Prostorový trubkový rám	11
1.1.2 Kompozitní rám	11
1.1.3 Hybridní rám	12
2 Pravidla FSAE pro konstrukci rámu	13
2.1 Materiálové a konstrukční požadavky na rám	13
2.2 Minimální materiálové a profilové požadavky	13
2.2.1 pravidla pro prostorový trubkový rám	14
2.2.2 Pravidla pro alternativní rám	14
2.3 Části primární struktury	15
2.3.1 Hlavní a přední oblouk	15
2.3.2 Výztuhy hlavního oblouku	16
2.3.3 Podpory výztuh hlavního oblouku	16
2.3.4 přední a boční nárazová struktura	17
2.3.5 Podpora přední nárazové části	17
2.4 Pravidla ovlivňující prostor řidiče	18
2.4.1 Minimální požadavky na prostor řidiče	18
2.4.2 Šablona 95percentilního muže.	19
3 Konstrukční řešení rámu formule student	20
3.1 Zátěžné stavy působící při jízdě	20
3.1.1 Torzní tuhost	21
3.1.2 Ohybová tuhost	22
3.1.3 Příčná tuhost	23
3.2 Hlavní cíle a body při návrhu	23
3.2.1 Rám vozu Dragon 6	23
3.2.2 Cíle pro sezonu 2016/2017	24
3.2.3 Pevné body rámu	24
3.2.4 Stanovení torzní tuhosti rámu	25
3.2.5 Ergonomie vozu	25
3.3 Postup návrhu karbonové části	27
3.3.1 Uchycení vahadel a tlumičů	27
3.3.2 Uchycení Předního zavěšení	29
3.3.3 Konstrukce zadní části monokoku	30

3.4	Postup návrhu prostorové části rámu	31
3.4.1	Uchycení monokoku k hlavnímu oblouku	32
3.4.2	Uchycení zadní nápravy	33
3.4.3	Uchycení vahadel a tlumičů zadní nápravy	35
3.5	Postup návrhu insertů a jejich testování.....	36
3.6	Finální model rámu	37
4	Simulace rámu formule student	41
4.1	Vytvoření modelu ve FEM analýze	41
4.1.1	Definice materiálu	42
4.2	Simulace torzního namáhání.....	43
5	Postup výroby rámu formule student	45
5.1	Výroba trubkové části	45
5.1.1	Přípravek na svařování	45
5.1.2	Výroba rámu	46
5.1.3	Výroba předního oblouku	47
5.2	Výroba karbonové části	47
5.2.1	Ruční laminování s dodatečným vakuováním.....	47
5.2.2	Sendvičové konstrukce	48
5.2.3	Konstrukce forem	48
5.2.4	Výroba insertů	50
5.2.5	Postup laminování	51
5.2.6	Spojení jednotlivých částí rámu	52
5.2.7	Skenování rámu	54
6	Měření torzní tuhosti	55
6.1	Návrh měřicího přípravku.....	55
6.2	Postup měření	58
6.3	Samotné měření	59
6.3.1	Měření posuvu na vrchu těhlice	59
6.3.2	Měření posuvu na přední nárazové části	62
6.3.3	Torzní tuhost vozu Dragon 6	63
6.4	Vyhodnocení výsledků	65
7	Porovnání rámu vozů Dragon 6 a Dragon 7	66
7.1.1	Konstrukční náročnost.....	67
7.1.2	Výrobní náročnost	67
7.2	Celkové zhodnocení.....	67
7.3	Obecný vliv torzní tuhosti na jízdní dynamiku.....	68

7.3.1 Vliv torzní tuhosti na kinematiku monopostu Dragon 7	69
Závěr.....	70
Seznam použitých zkratk a symbolů	72

ÚVOD

Tým Formule Student TU Brno Racing již funguje sedmým rokem a během toho se mu podařilo úspěšně postavit 6 vozidel, které vždy dokázal porovnat na světových závodech po celé Evropě. Během této doby se vyvíjel i prostorový trubkový rám, který byl základem vozidla. Ten za šest generací dosáhl bodu, ze kterého by se jen s velkými obtížemi dal posunout o nějaký znatelný kus dále. Proto se tým pro nový monopost rozhodl pro hybridní rám složený částečně z klasického prostorového trubkového rámu, doplněného o skořepinu z kompozitních materiálů. I přes to, že výroba rámu tímto způsobem je velmi finančně, časově i technologicky náročná, otevře se nám tímto cesta k dalšímu zlepšování nejenom rámu, ale i celému vozu.

Cílem této diplomové práce bylo popsat postup návrhu celého rámu, především pak jeho karbonové části. I přes velkou zkušenost s karbonovými díly, které si všechny vyrábíme samostatně, byl pro nás návrh tak velké a složité konstrukce z kompozitu výzvou. Nebylo možné předem odhadnout všechny komplikace, které tento proces návrhu doprovázejí. Návrh ale nebyl omezen jen složitostí výroby, ohled byl brán i na výslednou váhu rámu a jeho parametry, jako například torzní tuhost. Cílem bylo navrhnout hybridní rám váhově srovnatelný s rámem trubkovým, ale s výrazně lepšími parametry.

Další částí poté popisuje výrobu monokoku a všeho, co předcházelo jeho výrobě, aby byla zajištěna její úspěšnost.

Závěrečná část je věnována kontrole práce, ať už se jedná o skenování rámu pomocí 3D skeneru, díky kterému jsme byli schopni zjistit nepřesnosti při výrobě, nebo o reálné měření torzní tuhosti. Díky tomu bylo možné určit, jestli se podařilo dosáhnout cílů, které byly stanoveny na začátku sezóny, a především tyto výsledky porovnat s předcházejícím rokem. To vše nám pomůže i při obhajobě návrhu na mezinárodních závodech, kde se důraz klade především na důvody, které nás vedly k tomuto konkrétnímu návrhu a k reálnému ověření dopadu konstrukčního návrhu na chování vozu.

1 FORMULE STUDENT

1.1 DRUHY RÁMŮ FORMULE STUDENT

Pravidla formule dovolují použít několik technologií pro konstrukci rámu, které se výrazně liší – ať už technologickou, nebo finanční náročností.

1.1.1 PROSTOROVÝ TRUBKOVÝ RÁM

Tento typ rámu je nejjednodušší a nejlevnější variantou, používanou ve Formuli student a v motosportu obecně. Proto je i variantou nejrozšířenější a všechny týmy, které začínají, obvykle tento rám volí. Rám je zkonstruován z ocelových profilů, které dohromady tvoří příhradovou konstrukci. Je možné použít velké množství nejrozličnějších tvarů a velikostí profilů. Spojení je zajištěno svařem, ve výjimečných případech pak šroubovým spojem.



Obr. 1 Prostorový trubkový rám vozu Dragon 6

Pro zajištění přesnosti výroby je možné použít technologii řezání za pomoci laseru, a to jak na přípravek na svařování, tak i na rám samotný. Jedná se o dražší technologii náročnou na správně vytvořený 3D model rámu, ale dá se pomocí ní dosáhnout dobrých výsledků.

Nevýhodou tohoto řešení je menší poměr váhy a torzní tuhosti, kterého můžeme tímto řešením dosáhnout. Jeho příčinou jsou přesně dané minimální počty a průřezy profilů, které můžeme použít.

1.1.2 KOMPOZITNÍ RÁM

Jedná se o nejsložitější a nejdražší postup výroby rámu, proto je používán jen u předních týmů, které již mají velké zkušenosti s výrobou karbonových dílů. Díky tomuto postupu ale lze dosáhnout nejlepšího poměru váhy a tuhosti.

Rám má tvar skořepiny a je vyroben z kompozitních materiálů. Nejčastěji se používá tzv. sendvičová struktura. Ta je tvořena voštinou z hliníku nebo aramidu, která je z obou stran překryta vrstvou z karbonu. Tato konstrukce zajišťuje velmi dobrou tuhost s dosažením nízké váhy.

K výrobě tohoto rámu je nutná forma a další speciální vybavení. Celý výrobní proces je také velmi časově náročný.



Obr. 2 Kompozitní rám týmu Formula Student Team Delft [3]

1.1.3 HYBRIDNÍ RÁM

Jde o spojení klasického prostorového ocelového rámu s kompozitním. Trubková část se téměř vždy používá na zadní část auta, kde je umístěn motor. Důvodem jsou především vysoké teploty, které karbon nedokáže snést. Navíc je také zástavba a následná údržba ve stísněných prostorách velmi složitá. V neposlední řadě zde mají velký vliv vibrace, které mohou způsobit vytržení z uchycení a destrukci rámu. Proto se karbonová část používá na přední části vozu, kde nedochází k těmto vlivům.



Obr. 3 Hybridní rám vozu Dragon 7

Jde o dobrý kompromis mezi prostorovým a kompozitním rámem, kdy je možné dosáhnout dobré tuhosti za dosažení nízké váhy. Velmi často se jedná o mezikrok mezi kompozitním a prostorovým rámem.

2 PRAVIDLA FSAE PRO KONSTRUKCI RÁMU

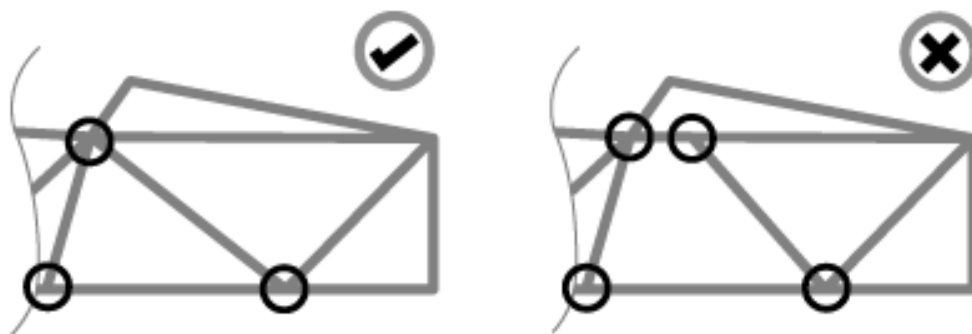
Základním předpokladem pro přihlášení vozidla do závodu ze série Formule student je, aby toto vozidlo splňovalo pravidla vytvořené společností Formula SAE.

2.1 MATERIÁLOVÉ A KONSTRUKČNÍ POŽADAVKY NA RÁM

Pravidla popisující konstrukci rámu jsou koncipovaná tak, aby zaručila ochranu jezdce při nehodě. Tato ochrana spočívá v dostatečné pevnosti rámu, dané vlastnostmi materiálu, profilem trubek a jejich počtem. Dále je zde pak popsána ochrana řidiče proti teplu vydávanému pohonným ústrojím a proti plamenům, které by mohly vzniknout vznícením paliva nebo jiných hořlavých materiálů umístěných v blízkosti zdroje tepla.

Rám jako takový se dělí na primární a neprimární strukturu. Všechny části primární struktury musí splňovat všechna pravidla určená pro tuto část vozu. Jestliže je použit karbonový monokok, je nutné vykonat sérii v pravidlech přesně popsanych testů. Těmito zkouškami se dokazuje ekvivalence s trubkovým rámem a schopnost vydržet stejné zatížení jako standardní ocelový prostorový rám.

Prvním požadavkem na konstrukci rámu je především správná triangulace. Ta je důležitá, aby prvky rámu byly namáhané pouze na tah/tlak a nedocházelo tak k pohybovému namáhání.



Obr. 4 Příklad prutové triangulace uzel – uzel. [8]

Prutová soustava není pro tento typ namáhání určená.

2.2 MINIMÁLNÍ MATERIÁLOVÉ A PROFILOVÉ POŽADAVKY

Pro snadnou kontrolu minimálních materiálových požadavků vytvořila společnost FSAE dokument v MS Excel s názvem Structural Equivalency Spreadsheet (dále jen SES). Jedná se o předpřipravenou šablonu, kde je možné po zadání hodnot odpovídajících skutečnosti zjistit, zda splňují pravidla. Tento dokument zpřehlednil a tím i zrychlil kontrolu pravidel.

2.2.1 PRAVIDLA PRO PROSTOROVÝ TRUBKOVÝ RÁM

Pro části primární struktury tvořené ocelí je nutné splnit minimální požadavky na materiál a rozměry profilu. Ty jsou uvedeny v tabulce níže.

Tab. 1: Minimální rozměrové vlastnosti profilu. [8]

Místo určení	Minimální tloušťka stěny	Minimální kvadratický průměr
Hlavní a přední oblouk, uchycení ramenních pásů	2 mm	11320 mm ⁴
Boční nárazová struktura, přední nárazová struktura, podpora hlavních oblouků, uchycení držáků pásů (s výjimkou uvedenou výše)	1,2 mm	8506 mm ⁴
Vyztužení přední nárazové části, vyztužení podpory hlavního oblouku	1,2 mm	6695 mm ⁴

Minimální materiálové požadavky:

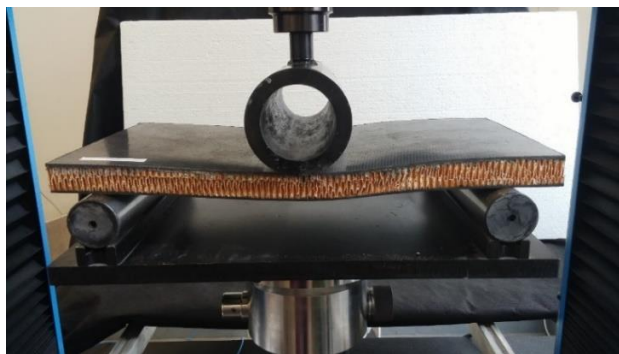
Youngův modul pružnosti E:	200 GPa
Mez kluzu R_e :	305 MPa
Mez pevnosti R_m :	365 MPa

Všechny profily se stěnou menší než 1,2 mm se považují za nestrukturální a nebude na ně brán zřetel při kontrole pravidel. [8]

2.2.2 PRAVIDLA PRO ALTERNATIVNÍ RÁM

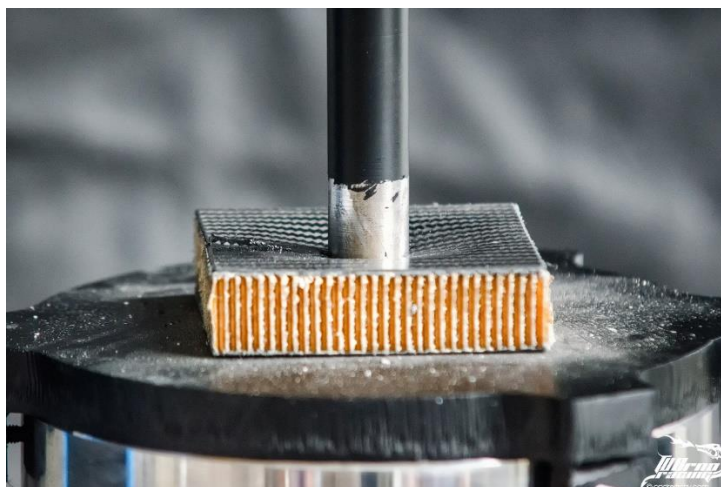
Jestliže jsou v primární struktuře rámu použité kompozitní materiály, je nutné dokázat ekvivalenci s ocelovými profily, které se používají pro klasický prostorový ocelový rám. Toho je dosaženo dvěma zkouškami, ze kterých jsou zjištěny základní vlastnosti panelu.

První zkouškou je trojbodý ohyb. Reprezentativní vzorek struktury má velikost 275 x 500 mm a jde o rovný panel. Panel je položen na dvě tyče a zatížení je vyvíjeno tyčí o poloměru 50 mm.



Obr. 5: Zkouška trojbodým ohybem.

Druhou zkouškou je průrazový test, kde se měří potřebná síla na proražení desky o rozměru 100 x 100 mm tyčí o průměru 25 mm. Takto je možné zjistit pevnost potahu ve střihu.



Obr. 6: Zkouška průrazovým testem.

Tyto naměřené hodnoty jsou vyplněné do předem připraveného souboru v MS Excel, který byl vytvořen společností Formula SAE. Nazývá se SES (Structural Equivalency Spreadsheet) a slouží jako důkaz splnění všech pravidel vztahujících se k rámu. Dále je pak nutné zadat i rozměrové vlastnosti dané primární struktury, především její průřez.

2.3 ČÁSTI PRIMÁRNÍ STRUKTURY

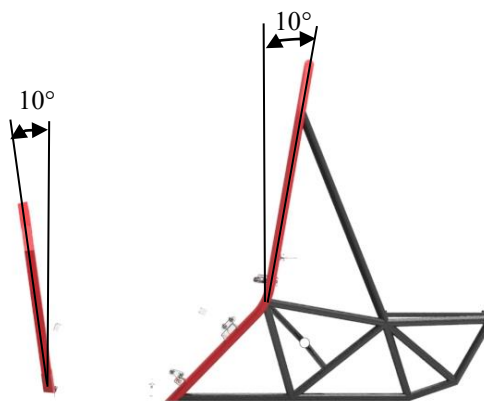
V další části této práce jsou popsány základní části primární struktury, které každé vozidlo Formule student musí obsahovat. [8]

2.3.1 HLAVNÍ A PŘEDNÍ OBLOUK

Tyto strukturální části vozu zajišťují zabránění kontaktu řidiče se zemí při přetočení vozidla.

Zadní oblouk musí být tvořen jedním uzavřeným ocelovým profilem. Oba konce musí být nejnižším bodem rámu a jsou umístěny v oblasti řidičova torza. Při bočním pohledu nesmí být část nad spojením boční nárazové struktury odkloněna o více než 10° od vertikály a část pod tímto bodem zakloněna o víc než 10°, ale předkloněna může být v libovolném úhlu. Minimální velikost rádiů při měření na střednici profilu musí být trojnásobná, než je její průměr.

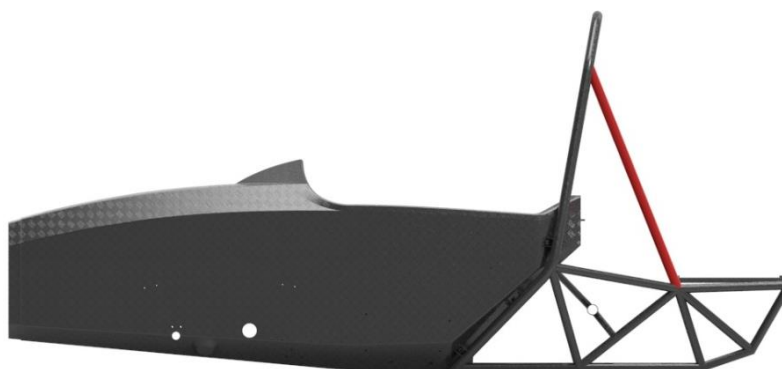
Přední oblouk je umístěn v oblasti řidičových boků. U alternativních rámu není vyžadováno, aby byl vyroben z jednoho kusu oceli. Pro výrobu může být použitý alternativní kov a oblouk může být vyroben svařením. Musí však vycházet z nejnižšího bodu rámu a při bočním pohledu nesmí být úhel s vertikálou větší než 10°.



Obr. 7: Přední a hlavní oblouk.

2.3.2 VÝZTUHY HLAVNÍHO OBLOKU

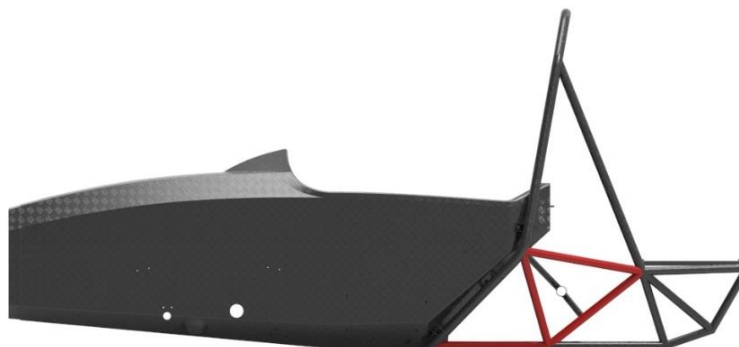
Tato část rámu slouží jako podpora hlavního oblouku, která má zabránit jeho ohybu při případné havárii a přetočení vozidla. Musí být tvořena dvěma uzavřenými profily daného průřezu. Vzpěry musejí svírat minimální úhel 30° s hlavním obloukem a směřovat směrem, ve kterém je hlavní oblouk odkloněn od vertikály. Místo napojení vzpěr na hlavní oblouk nesmí být níže než 160 mm od nevyššího místa.



Obr. 8 Výztuhy hlavního oblouku

2.3.3 PODPORY VÝZTUH HLAVNÍHO OBLOKU

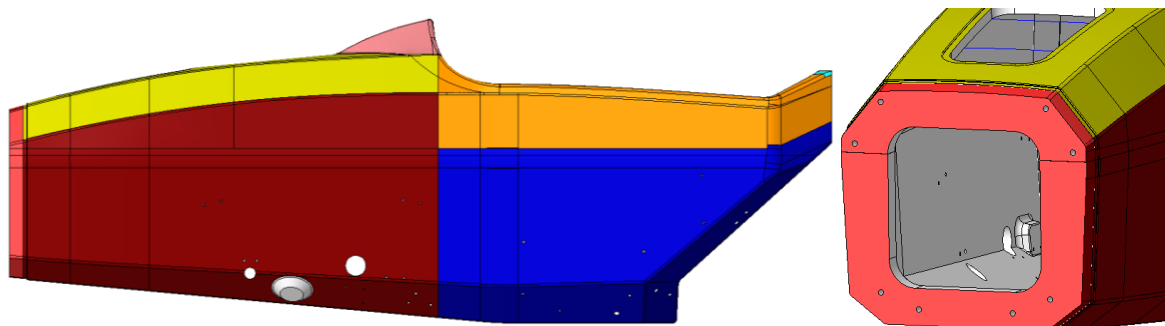
Aby byla zajištěná dostatečná podpora výztuh hlavního oblouku, i tato část podléhá minimálním materiálovým požadavkům. Jedná se o profily, které triangulací spojují spodní část hlavního oblouku, bod spojení s boční nárazovou strukturou a vzpěry hlavního oblouku.



Obr. 9 Podpora výztuh hlavního oblouku označená červeně

2.3.4 PŘEDNÍ A BOČNÍ NÁRAZOVÁ STRUKTURA

Boční nárazová oblast se nachází mezi hlavním a předním obloukem a sahá do výše 320 mm od nejnižšího vnitřního bodu rámu. Tato část rámu chrání řidiče při bočním nárazu. Musí zde být dokázána ekvivalence se dvěma ocelovými profily, které splňují pravidla klasického prostorového rámu. Dále pak musí být minimální naměřená hodnota z průrazového testu 7,5 kN.

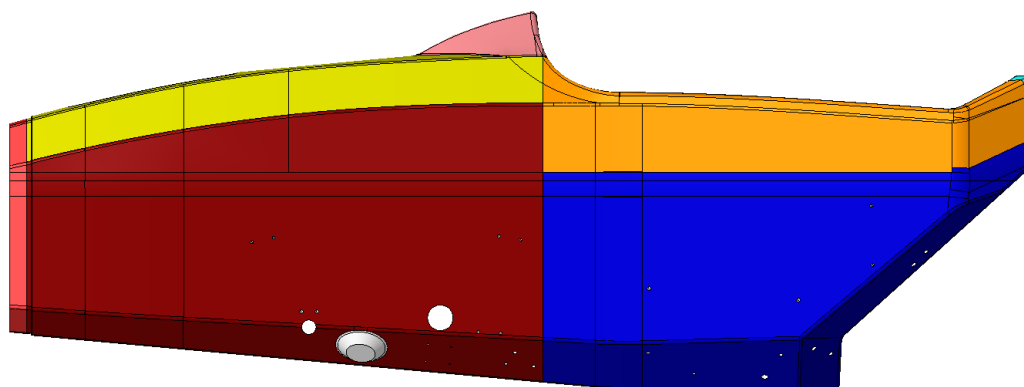


Obr. 10 Boční nárazová struktura označena modrou barvou, přední nárazová struktura označena červenou barvou

Přední nárazová oblast se nachází před všemi částmi vozu, které nejsou určeny k tomu, aby při čelním nárazu pohltily energii. Tato část vozu chrání řidičovy nohy při čelním nárazu. Zde musí být dokázána ekvivalence se strukturou vytvořenou z profilů určených pro tuto část vozu a minimální hodnota průrazového testu musí být ekvivalentní jako u 1,5 mm širokého ocelového plechu.

2.3.5 PODPORA PŘEDNÍ NÁRAZOVÉ ČÁSTI

Oblast podpory přední nárazové části je plocha mezi předním obloukem a přední nárazovou částí. Tato oblast musí být ekvivalentní ke třem ocelovým profilům, určeným pro tuto část vozu. Minimální hodnota naměřená při průrazovém testu musí být 4 kN.



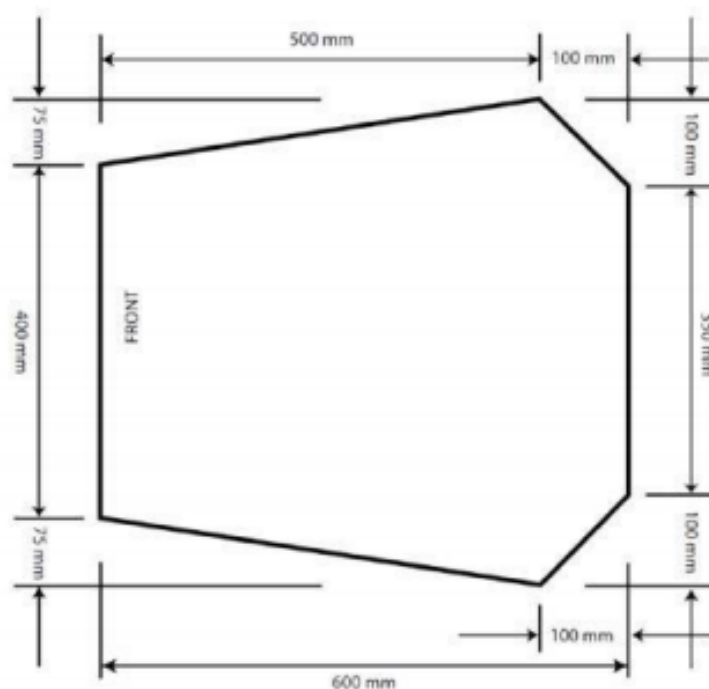
Obr. 11 podpora boční nárazové struktury označena hnědou barvou

2.4 PRAVIDLA OVLIVŇUJÍCÍ PROSTOR ŘIDIČE

Tato pravidla vymezují minimální prostor a umístění řidiče tak, aby během jízdy nebo havárie nemohlo dojít ke kontaktu řidiče s vozovkou nebo nějakým externím předmětem. Celý tento prostor je ohraničen primární strukturou, s přesně definovanými minimálními vlastnostmi. Toho je docíleno definováním několika šablon o přesných rozměrech a způsobem jejich použití při kontrole. [8]

2.4.1 MINIMÁLNÍ POŽADAVKY NA PROSTOR ŘIDIČE

Tato šablona definuje minimální rozměry prostoru řidiče v horizontální poloze ve vzdálenosti

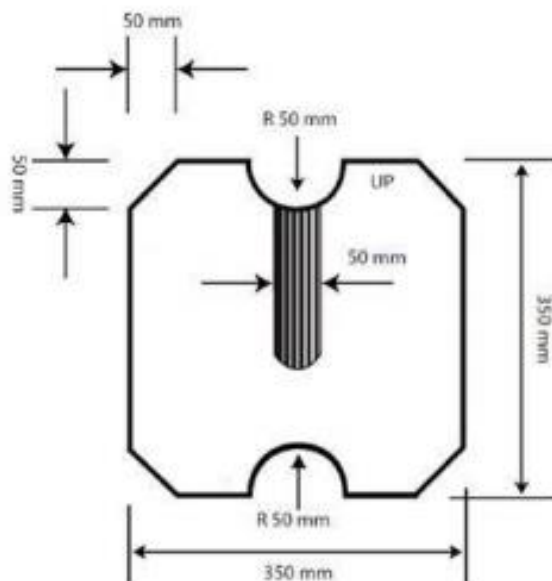


Obr. 12 Šablona kokpitu [8]

320 mm a výše nad podlahou monokoku. Rozměry jsou uvedené na obrázku níže.

Při kontrole je možné odpojit volant, sloupek řízení a sedačku.

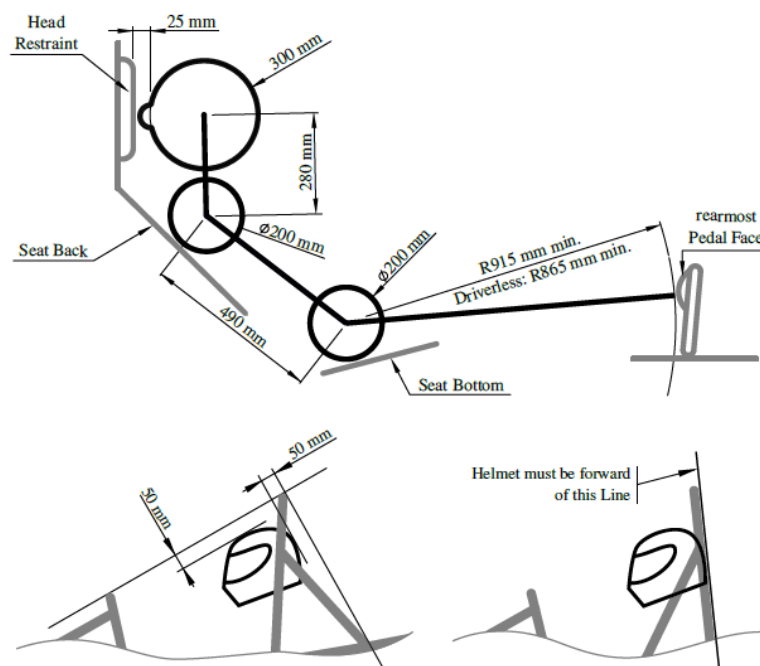
Tato šablona definuje minimální prostor určený pro nohy řidiče. Rám musí tyto rozměry splňovat od nejzazší polohy pedálů až k přednímu oblouku.



Obr. 13 šablona minimální prostoru pro nohy řidiče [8]

2.4.2 ŠABLONA 95PERCENTILNÍHO MUŽE.

Tato šablona zajišťuje minimální velikost auta pro muže většího než 95% populace. Tato šablona je tvořená třemi kružnicemi o přesně určené vzdálenosti jejich středů. Při kontrole této předlohy musí být zajištěná minimální vzdálenosti mezi obálkou tvořenou hlavním a předním obloukem. Přesné rozměry a umístění jsou uvedeny na obrázku níže.



Obr. 14: Šablona Percy a její umístění ve voze. [8]

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ RÁMU FORMULE STUDENT

Při návrhu konstrukčního řešení samonosného rámu vozu je nutno brát v potaz velké množství často protichůdných požadavků. Jsou to hlavně požadavky na dostatečnou tuhost rámu jako celku, ale také na dostatečnou lokální tuhost u bodů připojení důležitých komponent, jako je zavěšení a motor. Dále pak na dostatečný prostor pro řidiče, který je dán šablonami a samozřejmě také hmotností.

3.1 ZÁTĚŽNÉ STAVY PŮSOBÍCÍ PŘI JÍZDĚ

Před samotným návrhem konstrukce rámu je nutné si uvědomit, jaké zátěžné síly musí být schopen rám přenést a určit jejich velikosti a směr. Obecně se tyto síly dají rozdělit na dvě skupiny, a to venkovní a vnitřní.

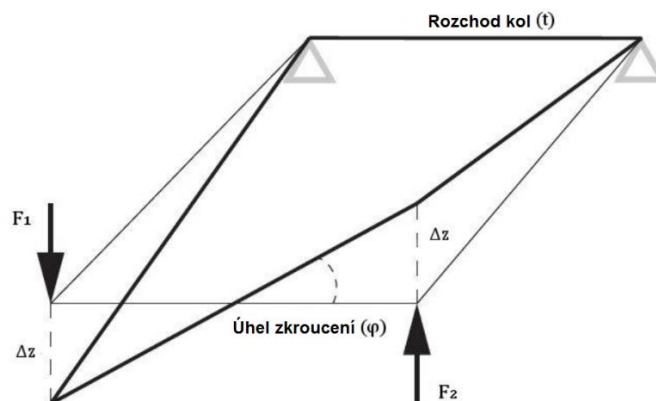
Venkovní zatížení je takové, které se generuje na základě podmětů, které vznikají mimo rám. Nejvýznamnějším zástupcem těchto sil jsou síly, které vznikají v zavěšení vozidla jako reakce na styk pneumatiky s vozovkou. I přes to, že jsou rozloženy na velkém počtu působišť, jsou jejich velikosti značné. Je zde potřeba brát v potaz i to, že nejde o statické zatížení. Dalšími prvky, které vnášejí venkovní zatížení do rámu vozidla, jsou aerodynamická zařízení, u kterých jde sice o řádově menší hodnoty, ale ty stále nejsou zanedbatelné.

Mezi prvky vozidla, které zatěžují rám vnitřním zatížením by se daly zařadit všechny, které nemají kontakt s vozovkou, ale přenáší do celé konstrukce nějaké síly. Zde je nejvýznamnější částí vozidla pohonná jednotka, která jako taková vytváří značný kroutivý moment, ale především celou konstrukci zatěžuje vibracemi. Dalším významným prvkem je potom samotný řidič, jakožto nejtěžší část celého vozidla.

Všechny tyto prvky nějakým způsobem přispívají k deformaci rámu při jízdě, což z hlediska funkčnosti a výdrže samotného rámu sice nemusí způsobovat problémy, ty však mohou nastat při volbě kinematiky a nastavení podvozku. Všechny programy, zabývající se výpočtem kinematiky vozu, počítají s rámem jako s tuhým tělesem. Zde může a bude vznikat odchylka od hodnot vypočtených a těch dosažených při reálné jízdě. Již malá změna odklonů při nedostatečné lokální tuhosti rámu nebo změny vzájemné pozice předních a zadních bodů zavěšení, způsobené zkroucením rámu, mohou vést k nechtěné změně kinematiky a k nepředvídatelnému chování vozidla.

3.1.1 TORZNÍ TUHOST

Jedním z nejdůležitějších parametrů, který ovlivňuje návrh rámu každého (nejen závodního) vozidla, je torzní tuhost. Ta by se dala popsat jako odolnost rámu proti jeho zkroucení při torzním zatížení. Toto zatížení je schematicky zachyceno na obrázku níže.



Obr. 15 schéma torzního zatížení [9]

Na obrázku výše můžeme vidět čtvercovou konstrukci, která je ve dvou přilehlých rozích pevně přichycena k podpoře a ve dvou zbývajících rozích je vyvolán zkrutný moment pomocí protichůdných sil. Postup výpočtu samotné torzní tuhosti je uveden na řádcích níže. [9]

Výpočet úhlu natočení:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta z}{\frac{t}{2}}\right) [^\circ] \quad (1)$$

kde:

Δz [mm] posuv

t [mm] rozchod kol

vyjádření zkrutného momentu:

$$M_k = \frac{1}{2} t (F_1 + F_2) [Nm] \quad (2)$$

kde:

$F_{1,2}$ [N] Zátěžové síly

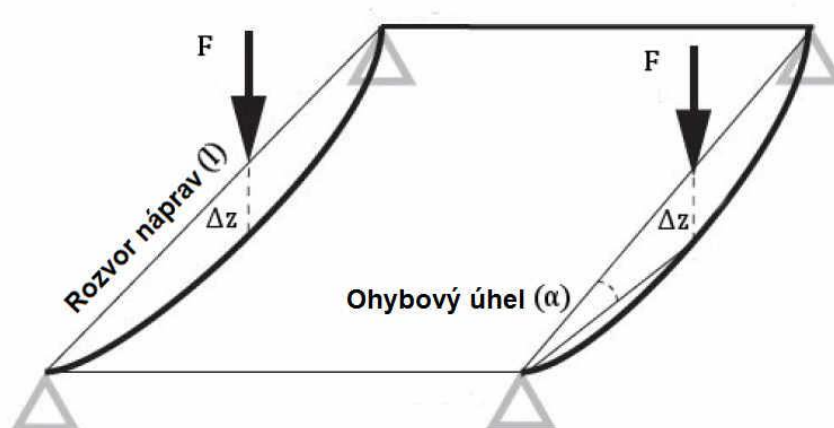
výsledná rovnice pro výpočet torzní tuhosti:

$$K_t = \frac{M_k}{\varphi} \left[\frac{Nm}{^\circ} \right] \quad (3)$$

3.1.2 OHYBOVÁ TUHOST

Dalším důležitým parametrem, který definuje rám vozidla, je ohybová tuhost. Ta se vyjadřuje jako rozdíl úhlů klopení přední a zadní nápravy. K největšímu ohybu dochází při akceleraci a brzdění, kde dochází k velkému přenosu zatížení mezi nápravami. Ohyb mohou vyvolat i nerovnosti, které mohou způsobit nadlehčení a dosednutí, při kterém dochází k přetížení. [9]

Ohybová tuhost je počítána jako tříbodý ohyb a její schéma a odvození je uvedeno níže.



Obr. 16 schéma ohybového zatížení [9]

Stanovení ohybového úhlu:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\Delta z}{\frac{l}{2}}\right) [^\circ] \quad (4)$$

kde:

l [mm] rozvor náprav

stanovení ohybového momentu:

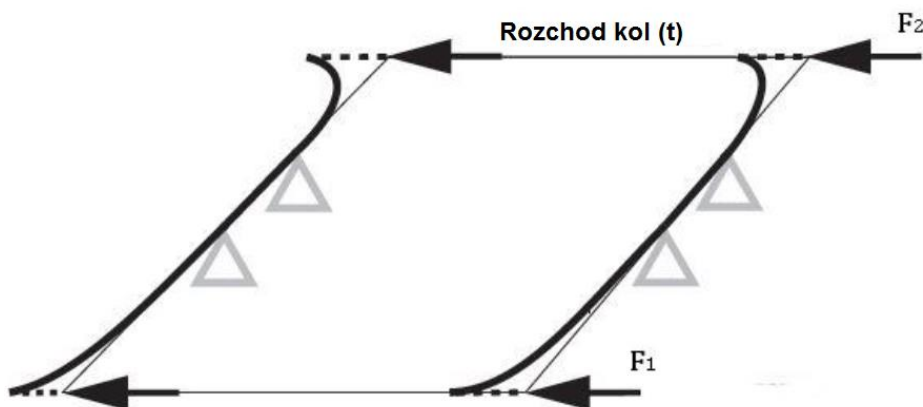
$$M_o = \frac{1}{2} l \cdot F [Nm] \quad (5)$$

Rovnice výsledné ohybové tuhosti:

$$K_o = \frac{M_o}{\alpha} \left[\frac{Nm}{^\circ} \right] \quad (6)$$

3.1.3 PŘÍČNÁ TUHOST

Příčná tuhost se vyjadřuje jako odolnost rámu proti příčnému ohybu, který je vyvolán silami působícími v nápravách vozidla, přičemž celý monopost je uchycen uprostřed. Tento stav vzniká především při průjezdech zatáčkami, kde na vozidlo působí odstředivé síly. Schéma zatížení je zobrazeno na obrázku níže. [9]

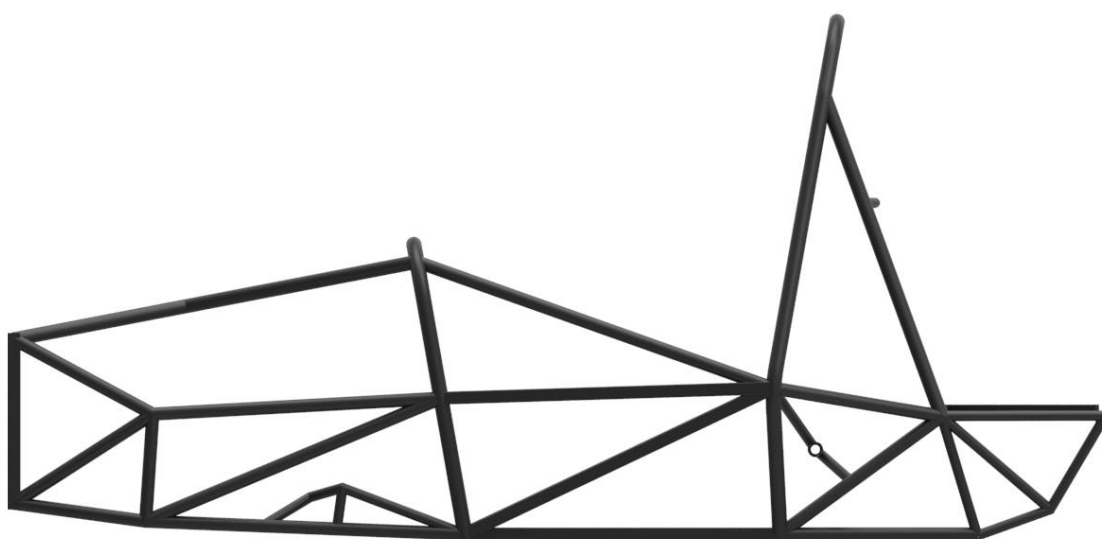


Obr. 17 Schéma příčného zatížení [9]

3.2 HLAVNÍ CÍLE A BODY PŘI NÁVRHU

3.2.1 RÁM VOZU DRAGON 6

Rám vozu Dragon 6 vychází z předchozích modelů a vylepšuje jejich konstrukci. Největší změny byly provedeny v závislosti na změně konceptu pohonné jednotky. Díky tomu byla odstraněna dvojitá boční struktura, která sloužila jako ochrana sání motoru. Tím se sice zmenšila tuhost rámu, ale především se tak celý rám významně odlehčil. Dále bylo přepracováno uchycení předních spodních bodů předního zavěšení. Bylo do jisté míry zjednodušeno a celý rám tak bylo možné ještě odlehčit. [10]



Obr. 18 Rám vozu Dragon 6 [10]

Tab. 2 Parametry rámu vozu Dragon 6 [10]

Parametr	Hodnota
Hmotnost [kg]	27,2
Torzní tuhost [Nm/°]	1464
Rozměry délka/šířka/výška [mm]	2152/670/1027

Výsledkem byl dosud nejlehčí rám v historii týmu TU Brno Racing, který ale zároveň disponoval dostatečnou tuhostí. Tento rám byl na samé hranici toho, čeho je se standardním trubkovým rámem možné dosáhnout.

3.2.2 CÍLE PRO SEZONU 2016/2017

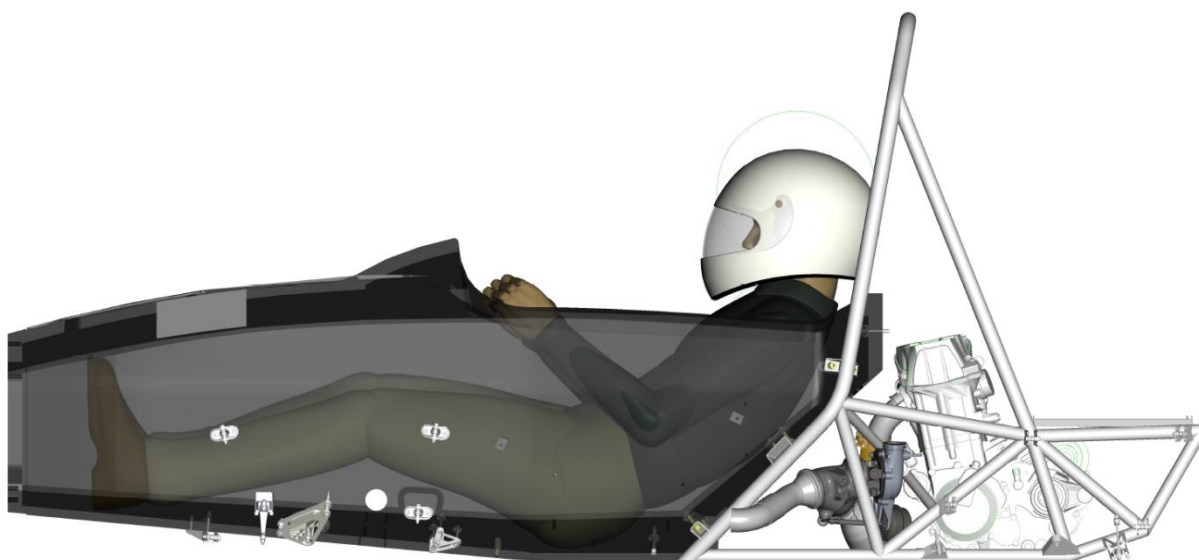
Prvním krokem při návrhu bylo určit si hlavní cíle, kterých se pak během samotného návrhu rámu bylo třeba držet. Nejdůležitějšími parametry pro závodní vůz je nízká váha, nízká poloha těžiště a dostatečná tuhost rámu, tak aby nedocházelo k ovlivnění kinematiky zavěšení. Tyto cíle jsou vypsány v tabulce níže.

Tab. 3 Cíle pro rám vozu Dragon 7

Parametr	Hodnota
Hmotnost [kg]	26
Torzní tuhost [Nm/°]	1791

3.2.3 PEVNÉ BODY RÁMU

Na začátku návrhu rámu bylo důležité určit několik pevných bodů, se kterými se během dalších úprav rámu nebude manipulovat.



Obr. 19 Stanovení pevných bodů rámu

Prvním takovým bodem byla poloha motoru, turbodmychadla a svodu výfuku. Toto rozložení bylo převzato z předchozího modelu monopostu, kde se tato koncepce osvědčila a nebyl tím pádem důvod ke změnám. Nejdůležitější zde byla poloha turbodmychadla a svodu výfuku, která ovlivnila výsledný tvar zádi monokoku. Největší obavu jsme měli především z tepelného ovlivnění, jelikož karbon je na vysoké teploty náchylnější než ocel.

Dalším bodem stanoveným na začátku návrhu rámu byla poloha řidiče a šablony 95percentilního muže. U šablony bylo nutné zajistit pouze to, aby splňovala pravidla. Při volbě polohy řidiče už bylo nutné brát v potaz mnohem více faktorů. Nejdůležitějším byla ergonomie ovládání vozidla samotného a jeho dalších funkčních částí potřebná pro chod vozidla a také dostatečný výhled. Dále byl při polohování řidiče brán ohled na ovlivnění polohy těžiště.

Návrh dále velmi ovlivňovaly kinematické body zavěšení. Ty se v průběhu návrhu měnily a byla tak nutná úzká spolupráce se sekci podvozku. Během vývojové fáze proběhlo mnoho iterací, aby došlo k co nejlepší shodě.

3.2.4 STANOVENÍ TORZNÍ TUHOSTI RÁMU

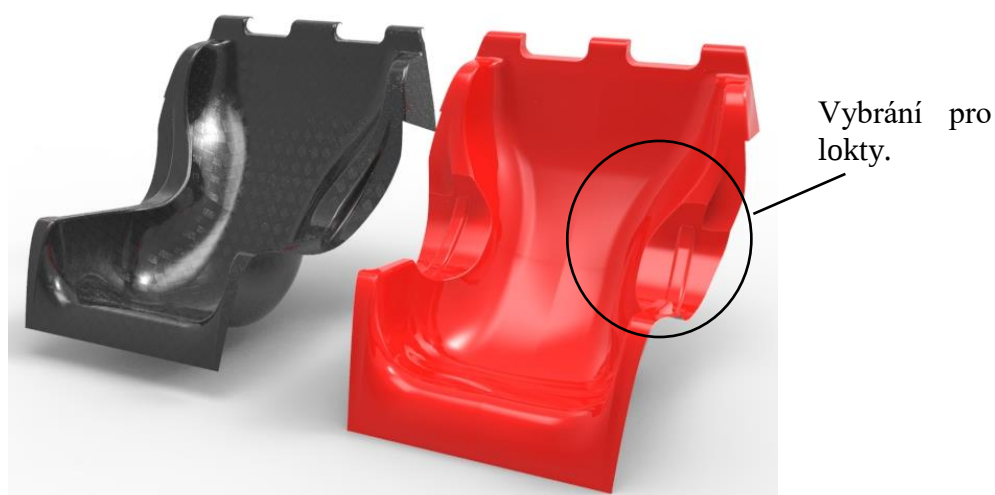
Podle literatury se hodnota torzní tuhosti určuje jako tři – až pětinasobek klopné tuhosti. Záleží zde také na tom, k čemu je vozidlo používáno. Malá vozidla, jako ta určená pro Formuli Student, mají torzní tuhost do 4000 Nm/°. Větší vozy, jako cestovní automobily, mívají torzní tuhost pohybující se mezi 5500–13000 Nm/° a závodní vozy typu Formule 1 mají tuto hodnotu kolem 16000 Nm/°. Rám může mít i vyšší torzní tuhost, než je pětinasobek klopné tuhosti vozidla, ale už to nepřináší takové zlepšení jízdních vlastností a rám je předimenzovaný. [10]

Klopná tuhost modelu Dragon 7 je 597 Nm/° a z toho tím pádem vychází, že torzní tuhost by se měla pohybovat mezi hodnotami 1791 a 2985 Nm/°. Spodní hranice tohoto rozpětí byla stanovena jako cíl při návrhu rámu vozu Dragon 7.

3.2.5 ERGONOMIE VOZU

Při optimalizaci ergonomie byla důležitá úzká spolupráce s řidiči, kteří mají zkušenosti s předchozími modely studentské formule. Ti poskytli velmi cenné informace o ergonomii předchozích vozů a také nápady, na co by měl být kladen hlavní důraz při dalším postupu.

Na kvalitní ergonomii byl kladen důraz i u předchozího modelu formule Dragon 6, a výsledkem tohoto procesu byla nová sedačka. Ta byla navržena tak, aby vyhovovala všem řidičům v týmu, jak tomu nejmenšímu, tak i nejvyššímu. Zároveň byla tato sedačka schopna zajistit dostatečné boční vedení, především v oblasti ramen, boků a stehů řidiče. Během testování se ale zjistilo, že vyšším kočím tato sedačka nedovoluje pohodlné zatáčení, a to především vinou nedostatečného místa pro lokty. Tento prostor byl tedy zvětšen.



Obr. 20 Porovnání sedačky z Dragon 7 (vpravo) a sedačky z Dragon 6 (vlevo)

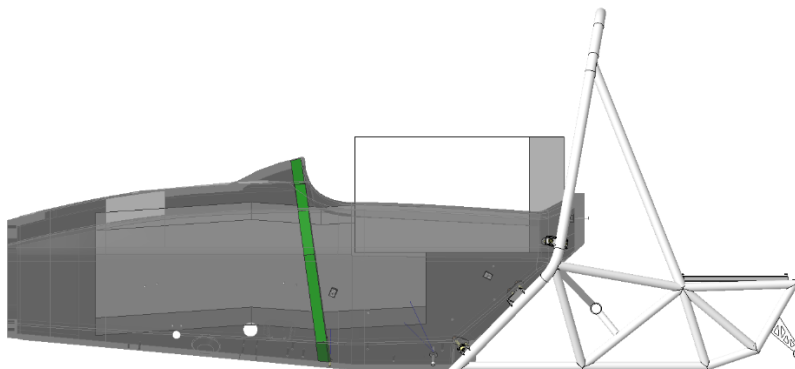
Dále bylo nutné zajistit dostatečný výhled z pozice řidiče. Zde byl největším problémem přední oblouk, který musel být dostatečně vysoký, aby zajistil splnění pravidel pro dostatečný prostor pro řidiče a pro dostatečnou obálku pro jeho hlavu. Jelikož z 3D modelu nebylo možné zjistit, jaký má řidič výhled, rozhodl jsem se, stejně jako v minulém roce, využít technologii virtuální reality. Do ní byl nahrán model monopostu a v 3D Cave byla usazena sedačka z modelu Dragon 6. Po vyhodnocení připomínek byl následně upraven přední oblouk a kaplička zakrývající tuto část vozidla. Jednalo se především o takové zúžení, aby byl zajištěn dobrý výhled na okraje předního křídla.



Obr. 21 Použití virtuální reality při návrhu ergonomie

3.3 POSTUP NÁVRHU KARBONOVÉ ČÁSTI

Návrh karbonové části se diametrálně lišil od návrhu prostorového trubkového rámu. Největším problémem bylo umístit profily tak, aby tvořily dostatečně lokálně tuhou strukturu. Jelikož má monokok tvar skořepiny, lokální tuhost byla řešená především správně zvoleným insertem a polohou jednotlivých ploch monokoku.

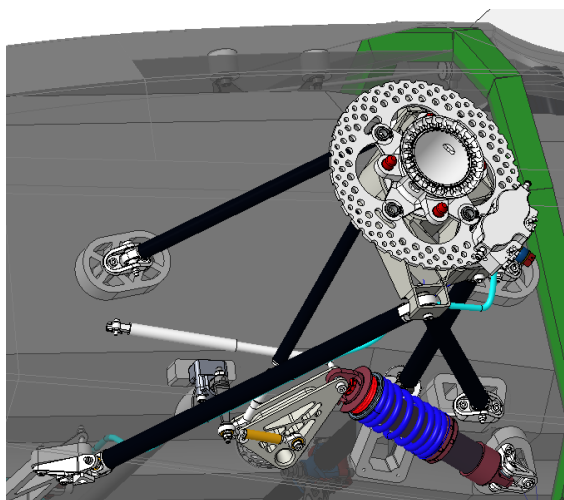


Obr. 22 Modely šablon minimálních rozměrů

Výsledný tvar monokoku se odvíjel především od šablon prostoru řidiče, které nám udávají minimální možné rozměry pro rám. Bylo nutné velmi úzce spolupracovat s podvozkovou částí týmu, aby došlo ke splnění rozměrových pravidel a aby bylo zajištěno dobré napojení ramen na karbonovou část rámu. Dalším prvkem, který zasahoval do výsledného tvaru monokoku, byl motor a části výfukového potrubí. Jelikož pozice hlavních částí pohonné jednotky a jejího příslušenství zůstala zachována, bylo nutné se tomuto uspořádání přizpůsobit.

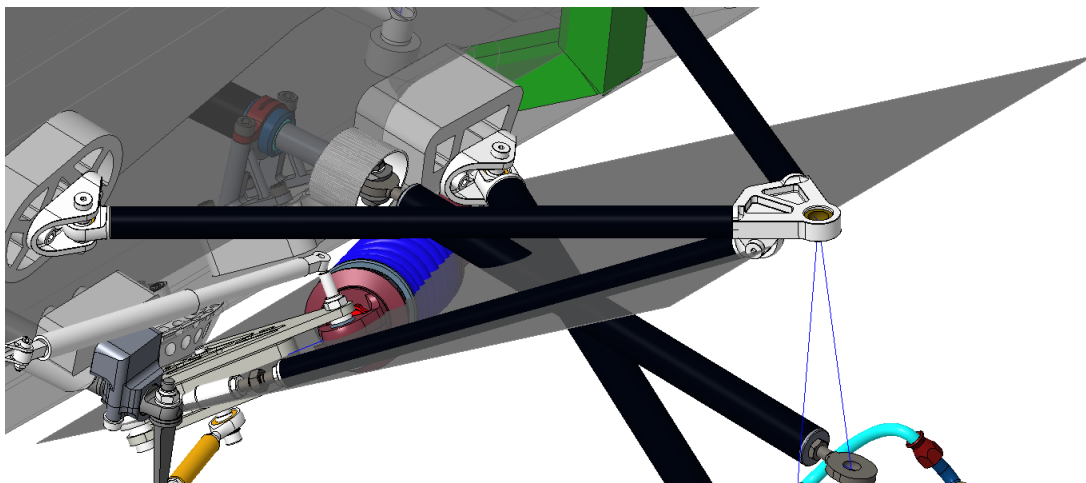
3.3.1 UCHYCENÍ VAHADEL A TLUMIČŮ

I v letošní sezóně byl pro konstrukci odpružení použit systém pull-rod. To znamená, že vahadlo je uloženo na spodní straně vozidla s tlumiči směřujícími směrem vzad. Díky tomu jsme byli schopni snížit polohu těžiště a odstranit překážku ve výhledu řidiče. Druhé možné řešení, tzv. push-rod, by bylo přesně opačné a vyžadovalo by, aby byly vahadla a tlumiče umístěny na horní straně rámu.



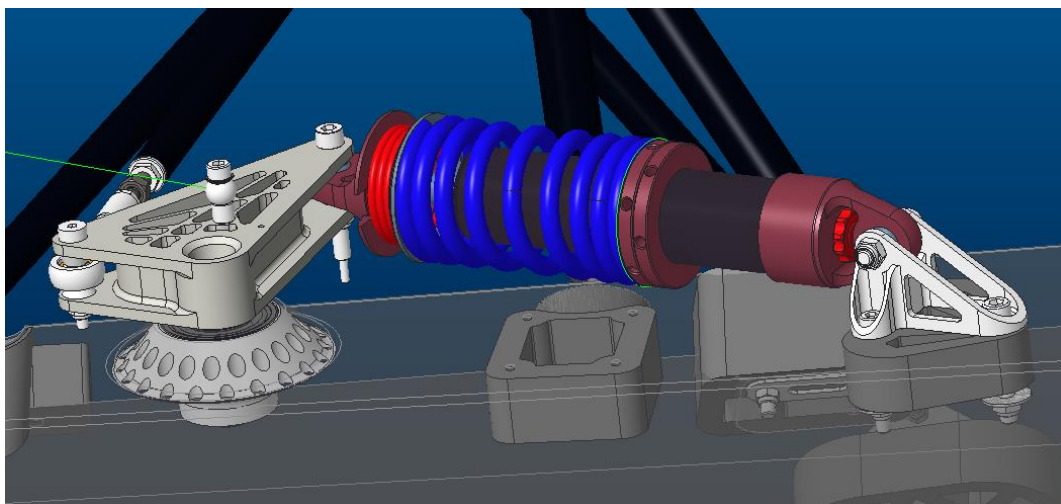
Obr. 23 Přední zavěšení vozu Dragon 7

U tohoto řešení je nejkritičtější zajistit, aby se všechny části odpružení – táhlo, vahadlo a tlumič – nacházely v jedné rovině. Pokud by tohoto nebylo dosaženo, do celé konstrukce by se vnašel ohybový moment, který by byl především pro prutový prvek tohoto řešení fatální.



Obr. 24 Rovina zavěšení

Uchycení vahadla je vyřešeno čepem, kolem něhož se vahadlo otáčí a jeho protikus je zasazen v monokoku. Vinou tohoto řešení však vzniká ohybový moment, který není možné jakkoliv odstranit, ale pouze zmenšit jeho velikost správnou konstrukcí. Proto byla podlaha rámu zvednuta a mezi vertikální a horizontální částí bylo vytvořeno zkosení, které je rovnoběžné s rovinou vahadla. Tím se vylamování omezilo na minimum a síla teď zatěžuje mononok především na střih, ve kterém je sendvičová struktura schopná přenést větší zatížení. Dále bylo nutné vahadlo vzdálit od stěny monokoku, tak aby nekolidovalo s tlumičem. To bylo vyřešeno konstrukcí insertu a vypouklinou na monokoku.

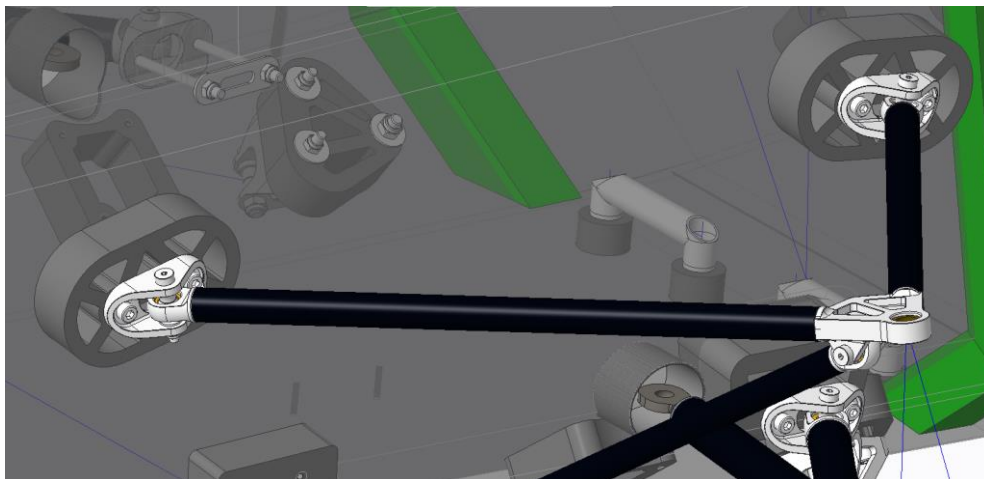


Obr. 25 Konstrukce uchycení vahadla a tlumiče

Tlumiče byly uchyceny na stejném zkosení jako vahadla předního zavěšení.

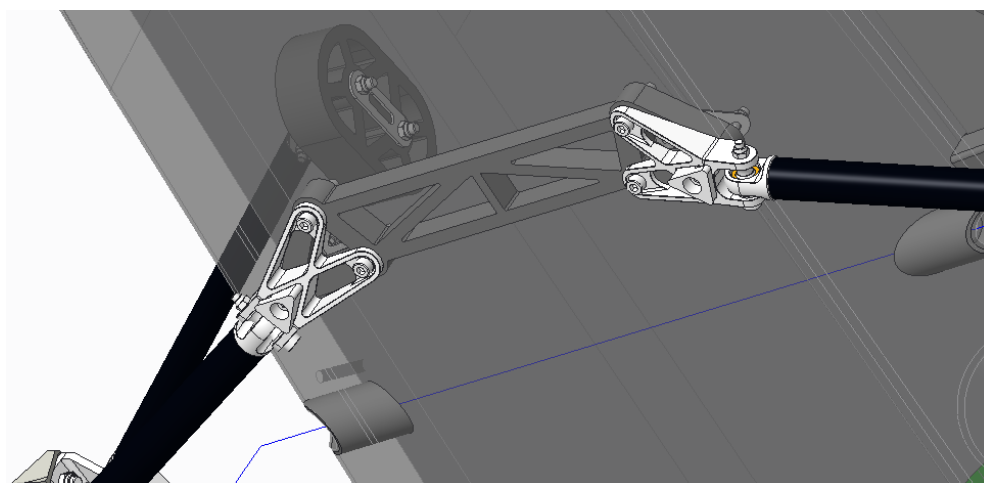
3.3.2 UCHYCENÍ PŘEDNÍHO ZAVĚŠENÍ

U horních bodů předního zavěšení nebyla jiná možnost, než je uchytit na rovnou plochu panelu podpory přední nárazové struktury. Plocha zde byla ovlivněná hlavně šablonou pro minimální rozměr místa pro nohy řidiče. Další z faktorů byla konstrukce uchycení ramene – cílem bylo, aby doléhací plocha nebyla příliš daleko, což by vedlo ke zbytečně velkému držáku, ale zase ani příliš blízko, aby bylo možné rameno smontovat.



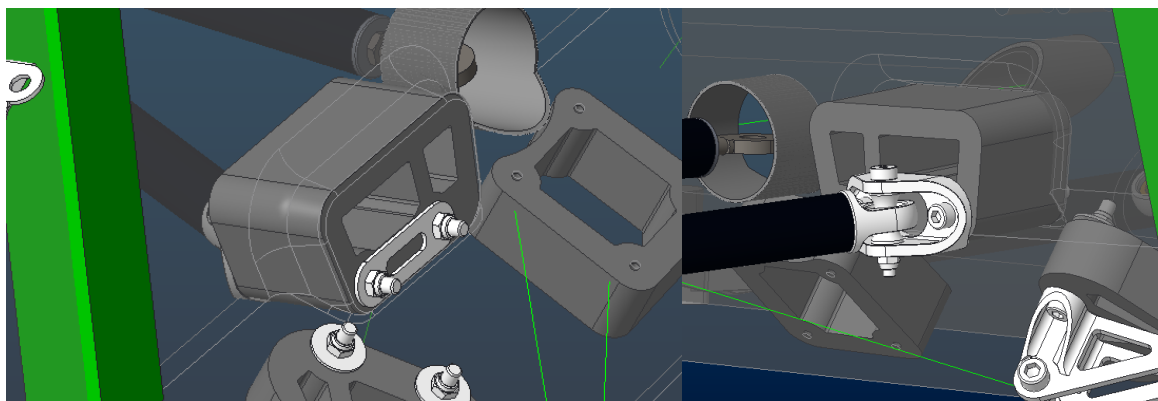
Obr. 26 Konstrukce horních bodů předního zavěšení

Konstrukce spodních bodů předního zavěšení byla mnohem složitější kvůli zkosení, které bylo vytvořeno pro uchycení vahadel předního zavěšení. Přední spodní bod musel být uchycen na spodní stranu monokoku, tak aby bylo možné pro něj vytvořit potřebný insert. Tento insert je společný pro pravou i levou stranu – tím se podařilo dosáhnout větší tuhosti a únosnosti v tomto místě.



Obr. 27 Konstrukce spodních předních bodů předního zavěšení

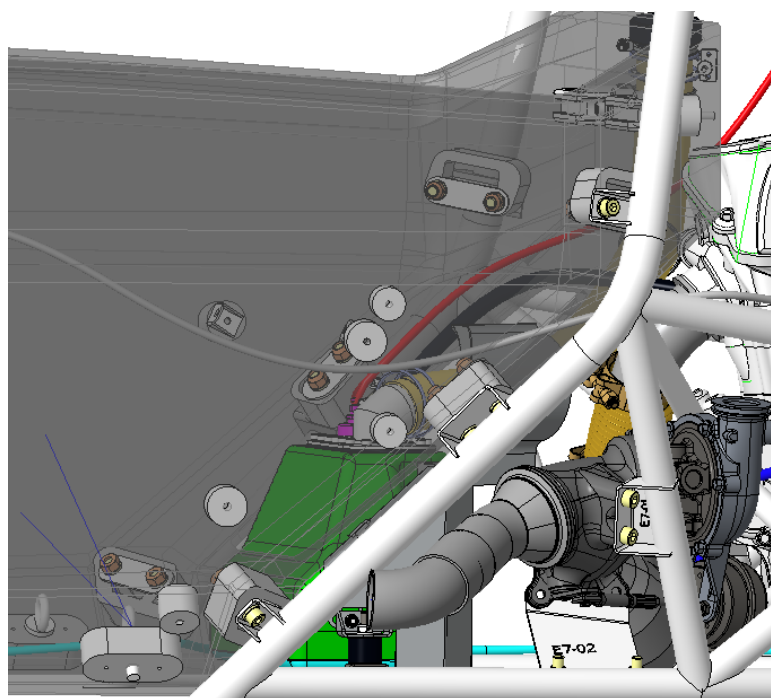
Nejsložitější pak byla konstrukce zadního spodního bodu zavěšení, který vycházel těsně nad hranu zkosení. Tento bod již nebylo možné dále posunout bez toho, aby došlo k výrazné změně kinematiky zavěšení. Insert byl tedy vytažen do svislé plochy monokoku tak, aby byla zachována jeho rovinnost a nemusel být obráběn. Jelikož by matice neměly na vnitřní straně rovnoběžnou dosedací plochu, byl zvolen širší insert. Díky tomu se zvedla i celková únosnost tohoto bodu.



Obr. 28 Konstrukce spodního zadního bodu předního zavěšení

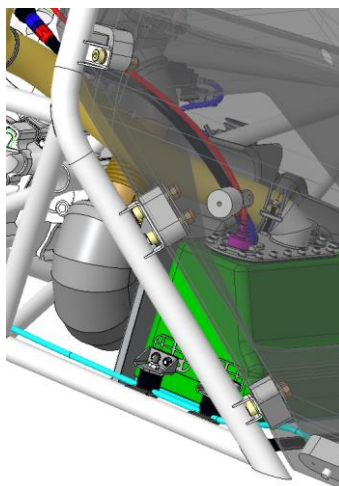
3.3.3 KONSTRUKCE ZADNÍ ČÁSTI MONOKOKU

Návrh zadní části ovlivňovaly především body uchycení monokoku k trubkovému rámu a vzdálenost karbonových částí od výfukového potrubí. Skořepina se v těchto místech předklonila dopředu, aby kopírovala hlavní oblouk. Díky tomu vznikl dostatek místa pro palivovou nádrž, která by se v opačném případě musela stát součástí monokoku. Tím by ale neúnosně vzrostla složitost výroby karbonové části vozidla, jelikož by bylo nutné zabezpečit dostatečnou ochranu řidiče proti vzplanutí paliva.



Obr. 29 Konstrukční řešení zadní části

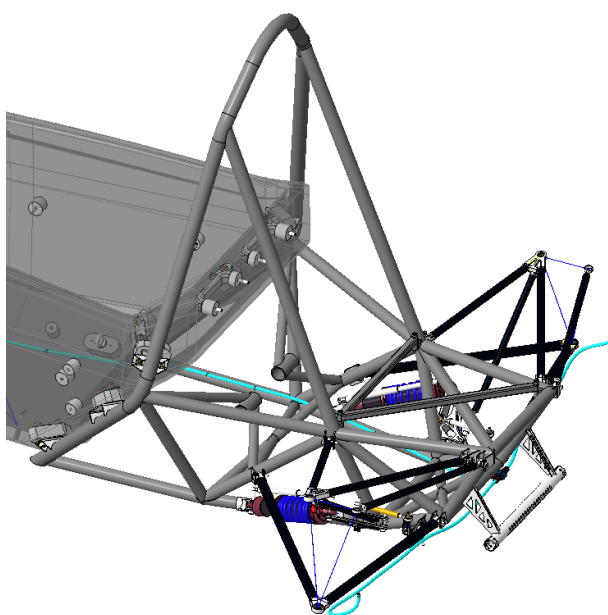
Při návrhu bodů spojení přední a zadní části monopostu bylo nutné splnit rozměrové požadavky, které nám udával SES. Jednalo se především o obvod držáku a insertu, tloušťku plechu, ze kterého byl vyroben držák, velikost podložky a v neposlední řadě o délku svaru. Z pravidel také vychází nutnost použití minimálně dvou spojení na každou stranu vozidla. Pro náš monopost byly použity tři body, aby se zaručila dostatečná tuhost a pevnost tohoto spoje. Pokud by došlo k porušení a rozlomení vozidla, následky by byly fatální. Pro tyto body bylo vytvořeno takové zkosení, aby bylo možné vsazení insertů. Díky těmto zkosením vznikl relativně složitý tvar, který jako takový napomáhá ke zvýšení tuhosti zadní části monokoku.



Obr. 30 Konstrukce zadní části v oblasti napojení hlavního oblouku na monokok

3.4 POSTUP NÁVRHU PROSTOROVÉ ČÁSTI RÁMU

Jelikož byl zachován koncept pohonné jednotky z předchozího modelu studentské formule Dragon 6, zadní rám dostal výrazných změn pouze v oblasti hlavního oblouku, kde bylo nutné ustoupit turbodmychadlu a zajistit dostatečnou vzdálenost mezi karbonovou částí a částí výfukového systému.



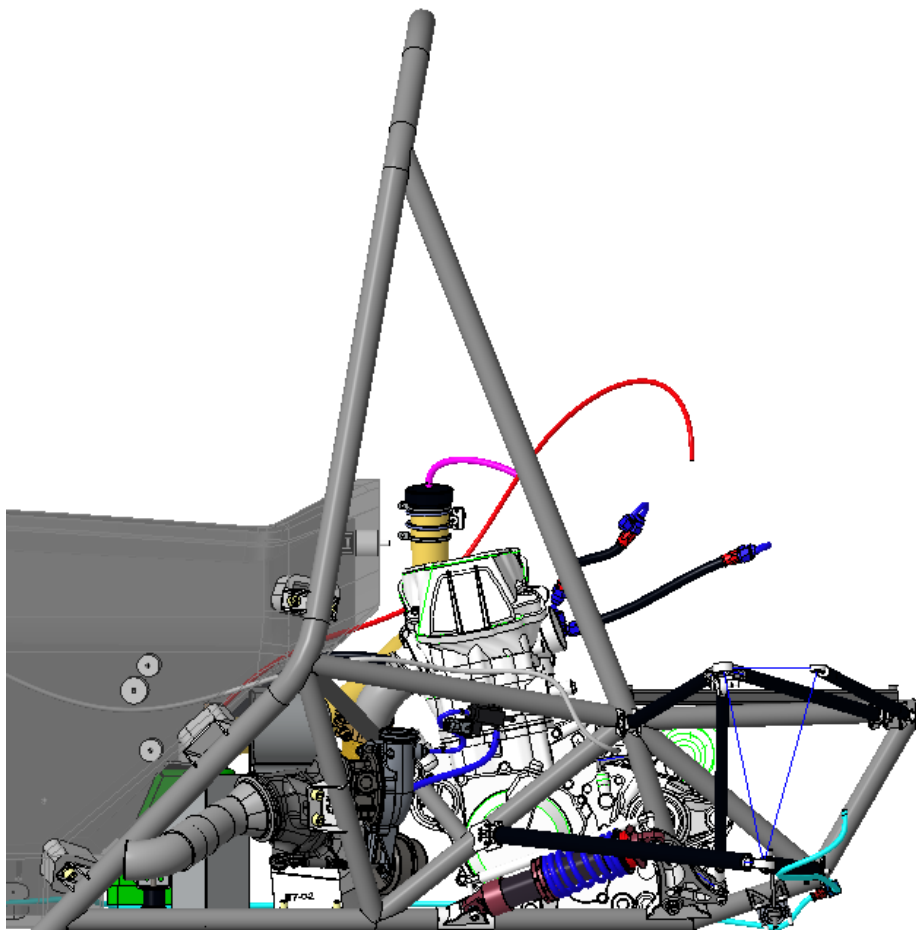
Obr. 31 Zadní prostorový rám

Další změny, které však již nebyly tak výrazné, byly způsobeny změnou kinematiky zavěšení. Podvozek monopostu Dragon 7 využívá koncepci lichoběžníkového zavěšení, jehož ramena mají tvar písmene A. Bylo nutné zajistit dostatečně pevné uchycení pro všechna ramena, toe-rodu a vahadel.

Hlavním úkolem při návrhu rámu s ohledem na zavěšení bylo zajistit dostatečnou tuhost v uchycení na rám, tak aby nedocházelo k lokálním deformacím. Ty by totiž mohly vyústit v plastické deformace a následně i v porušení samotného rámu.

3.4.1 UCHYCENÍ MONOKOKU K HLAVNÍMU OBLOUKU

U předchozího modelu byl hlavní oblouk pod bodem připojení profilů boční nárazové struktury zakloněn vzad a tím se vyřešilo uchycení turbodmychadla, a nebylo tedy nutné přidávat další profily. U letošního modelu by tato konstrukce byla nevyhovující, jelikož monokok a hlavní oblouk musí být spojeny a při použití konstrukce z minulého roku by nastala kolize. Proto byla spodní část hlavního oblouku předkloněna a byl přidán další profil, který slouží jak k přichycení turbodmychadla, tak jako doplnění triangulace rámu, která je povinná.

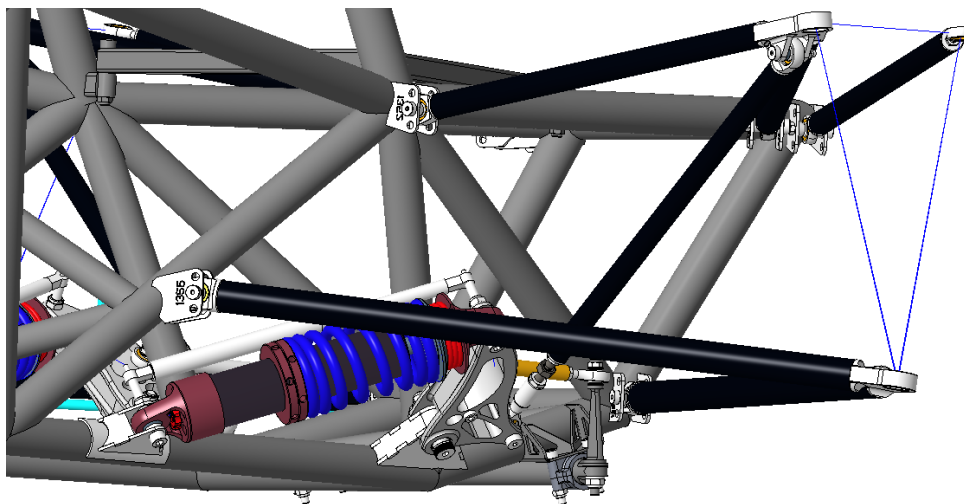


Obr. 32 Bokorys prostorového trubkového rámu

Díky tomuto řešení se monokok nejen dostatečně vzdálil od výfukového potrubí, ale byl zajištěn i dostatek místa pro palivovou nádrž a také sběrné nádrže pro přebývající olej a hladicí vodu.

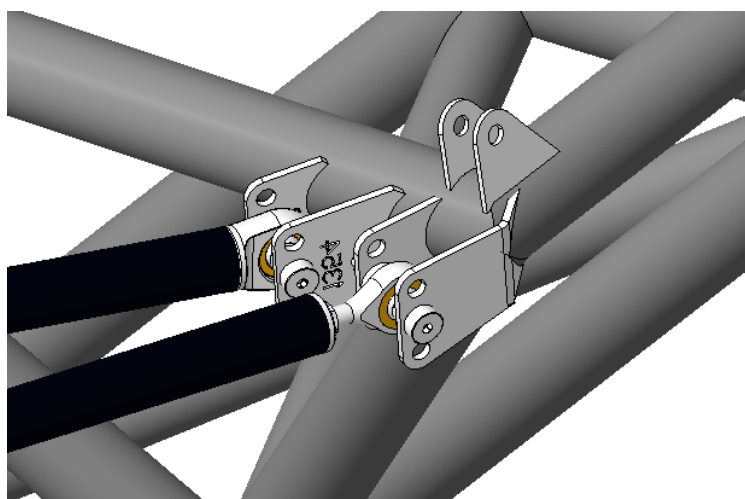
3.4.2 UCHYCENÍ ZADNÍ NÁPRAVY

Konstrukce zadní části byla ovlivněna především pohonnou jednotkou, která však bylo možné použít jako výztuha rámu. [10]



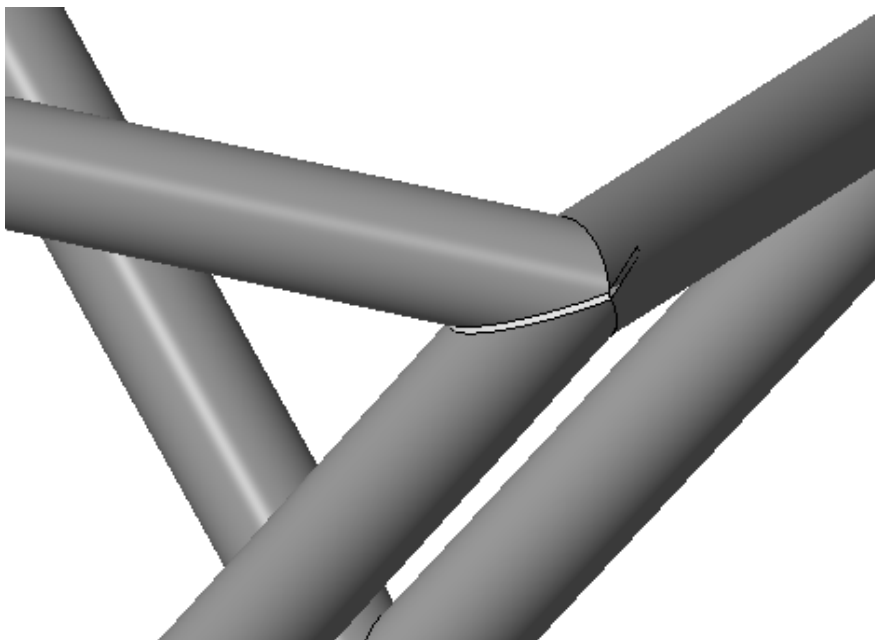
Obr. 33 Konstrukce zadní nápravy

Přední horní bod zadního zavěšení byl uchycen do bodu, kde se stýkají podpory hlavního oblouku a výztuhy podpor hlavního oblouku. Konstrukce zadního horního bodu byla komplikovanější, jelikož do stejného bodu bylo přichyceno řídicí rameno zadní nápravy a vzpěra zadního křídla. Dále byly na profilu, který z tohoto bodu vychází, umístěny držáky diferenciálu. Takto vznikl velmi složitý a velmi zatížený bod rámu, který musel odolat velkému a různě směřovanému zatížení. Na základě toho byla navržena dvě konstrukční řešení, která zvýšila únosnost tohoto bodu. Obě tato konstrukční řešení byla použita u monopostu Dragon 6, kde se osvědčila.



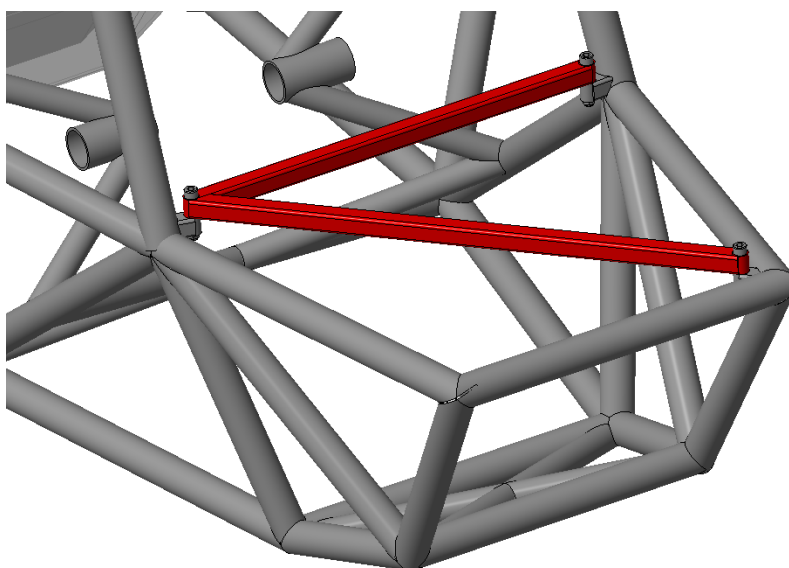
Obr. 34 Konstrukční řešení zadního horního bodu zadního zavěšení

Prvním bylo vložení plíšku mezi spojení profilů tvořící tento uzel. Díky tomu by mělo dojít k lepšímu rozložení sil vstupujících do tohoto uzlu a jejich přenosu přes jinou součást než stěnu trubky. Plíšek byl vyroben z ocelového plechu o tloušťce 1,5 mm a svařen během svařování celého rámu.



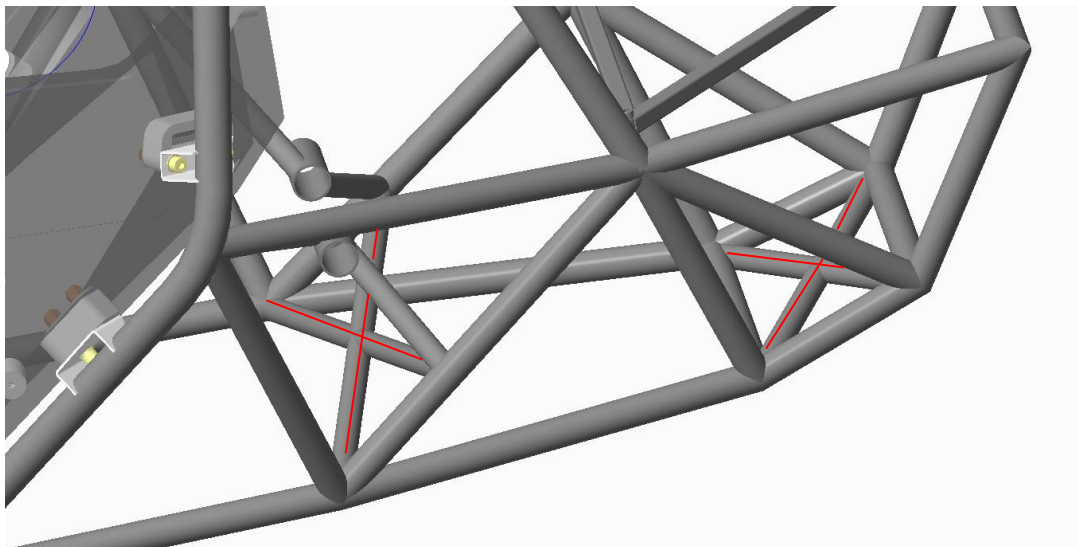
Obr. 35 Výztuha zadního bodu zavěšení

Druhým konstrukčním řešením, které zvedlo tuhost rámu v tomto místě, bylo vložení vzpěry nad diferenciál. Ten vytváří triangulaci v této horní části rámu. Díky tomu se výrazně zvýšila tuhost rámu v příčném směru, a to nejenom pro zadní, ale i pro přední body zadního zavěšení. Celá tato vzpěra ale musí být odnímatelná, aby bylo případně možné demontovat pohonnou jednotku s příslušenstvím.



Obr. 36 Vzpěra nad motorem

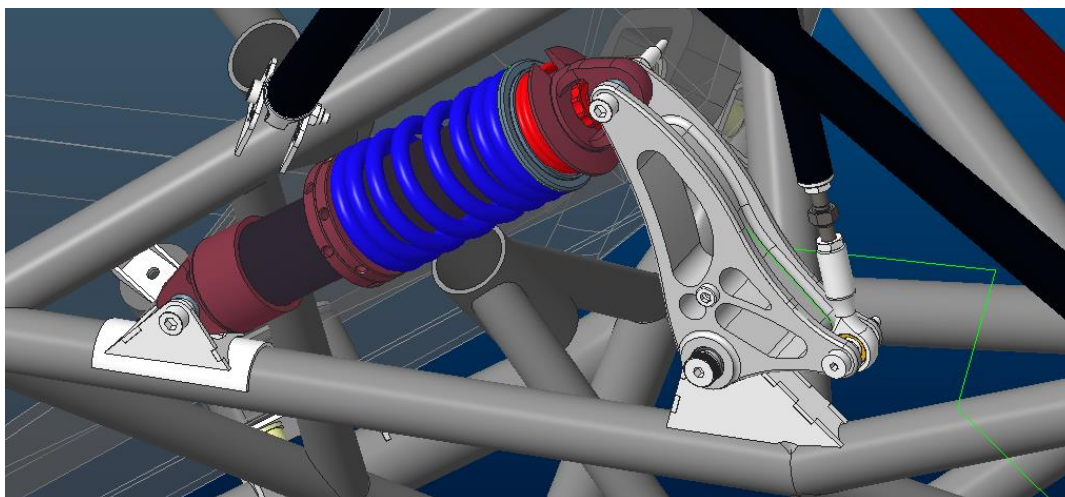
Přední spodní bod zadního zavěšení byl uchycen do nodu, který byl vytvořen z podpory výztuh hlavního oblouku a držáku motoru. Pro zvýšení tuhosti tohoto bodu byla přidána křížová triangulace, takže i přesto, že se nachází uprostřed profilu, jedná se o tuhé uložení a nedochází zde k žádnému znatelnému ohybu. Křížová triangulace byla použita i pro zadní spodní bod tohoto zavěšení.



Obr. 37 Křížlová triangulace

3.4.3 UCHYCENÍ VAHADEL A TLUMIČŮ ZADNÍ NÁPRAVY

Stejně jako u předního zavěšení zde byl použit systém pull-rod, což znamená, že uchycení vahadel je umístěno na nejnižší profil rámu. Vahadla jsou uchycena ve styku pěti trubek; nachází se zde křížové vyztužení a i profil, který spojuje obě strany rámu, a díky tomu je zajištěná dostatečná tuhost tohoto bodu. [10]



Obr. 38 Konstrukce držáků vahadel a tlumiče

Po zkušenosti z minulých let, kdy došlo k vytržení tohoto uchycení, bylo nutné zajistit dostatečnou lokální tuhost, aby k ničemu podobnému již nedošlo. Hlavním důvodem vytržení bylo, že držák přivařený na tuto trubku měl tloušťku stěny 3 mm, zatímco trubka samotná 1,2 mm. To bylo vyřešeno překlátováním, které bylo poté použito i u držáku tlumiče.

3.5 POSTUP NÁVRHU INSERTŮ A JEJICH TESTOVÁNÍ

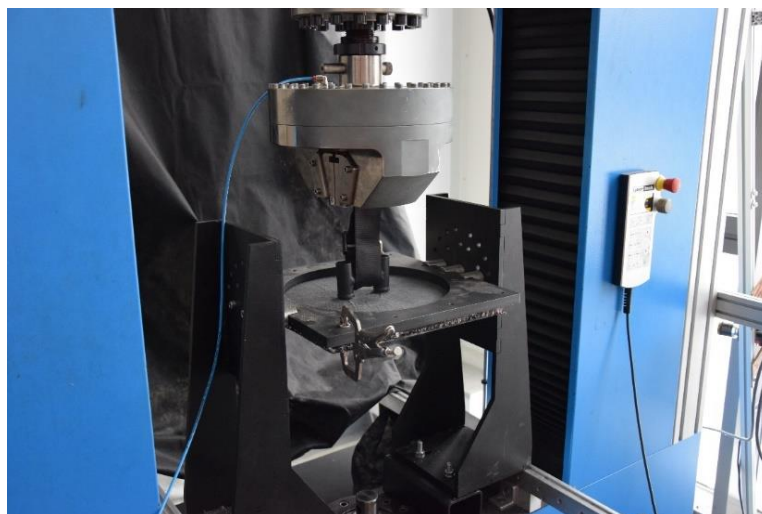
Panely sendvičové struktury sice velmi dobře přenášejí plošné zatížení, to stejné ale neplatí u zatížení bodového. Při takovém zatížení může dojít ke zborcení jádra a proražení potahu. Proto se používají inserty vyrobené z pevnějšího materiálu, který nahrazuje jádro. Tento materiál by měl být dostatečně tuhý, aby nedošlo ke zborcení, a také musí mít dostatečnou plochu, aby se síla rozložila a nedošlo k proražení potahu.

Vlastnosti některých přípojných bodů jsou přesně definovány pravidly a inserty použité pro tyto body musí splňovat dané parametry. Jedná se o uchycení hlavního oblouku k monokoku, kde každý přípojný bod musí vydržet zatížení minimálně 30 kN. To je dokázáno výpočtem, do kterého jsou dosazena data z průrazového testu a rozměry insertu. Tento výpočet je pevně dán v SESu. [8]

	Attachment 1	Attachment 2	Attachment 3	Attachment 4
Attachment Status	PASS	PASS	PASS	N/A
Fastener dia., mm	8 PASS	8 PASS	8 PASS	0 FAIL
No. of fasteners	2 PASS	2 PASS	2 PASS	0 FAIL
Bracket to hoop weld length, mm	86 PASS	81 PASS	95 PASS	0 FAIL
Bracket thickness, mm	2 PASS	2 PASS	2 PASS	0 FAIL
Bracket perimeter, mm	174	194	174	0
Skin thickness, mm	1	1	1	0
Insert Perimeter, mm	231	183	202	0
Skin thickness, mm	1	1	1	0
Backing plate thickness, mm	2 PASS	2 PASS	2 PASS	0 FAIL
Backing plate perimeter, mm	175	154	155	0
Edge distance, mm	160	175	80	0
Skin shear strength, MPa	129	129	129	129
Perimeter shear strength, kN	66 PASS	62 PASS	61 PASS	0 FAIL
Perimeter shear strength, kN	66 PASS	55 PASS	58 PASS	0 FAIL
Tearout strength, kN	104 PASS	114 PASS	52 PASS	0 FAIL
Insert images of each attachment point proving the values entered above and proof that the brackets are adequately stiff (stresses are acceptable when loaded with 30kN):				

Obr. 39 Tabulka pro kontrolu přípojných bodů monokoku k hlavnímu oblouku [11]

Dalšími příchytými body, které jsou definovány pravidly, jsou uchycení pásů. Zde je nutné dokázat únosnost těchto bodů fyzickými testy, kde uchycení ramenních a břišních pásů musí být schopno přenést minimálně 13 kN a uchycení mezinožních pásů minimálně 6,5 kN. Zkušební zařízení musí být zkonstruované tak, aby podepření vzorku bylo minimálně 125 mm od místa působení síly. [8]



Obr. 40 Fyzické testování bodů uchycení.

Pro otestování bylo nutné zkonstruovat přípravek, který by dovolil uchytit vzorek do testovacího stroje. Přípravek se skládá ze dvou stojin, díky kterým je zajištěno překlenutí uchycení spodních kleštín stroje. Tyto stojiny spojuje plech, na který se uchycuje testovaný vzorek. V tomto plechu je otvor v takové vzdálenosti, aby byl splněn požadavek na minimální vzdálenost hrany uchycení. Plech je ke stojinám přichycen šesti M6 šrouby. Pro uchycení do jiné než vodorovné polohy pak slouží rozložení děr.[8]



Obr. 41 Sestava insertů použitých na monokoku a jejich umístění v prostoru

Při návrhu zbylých insertů se vycházelo ze znalostí získaných při návrhu pravidly daných přípojných bodů. Fyzické testy pak byly porovnány s výpočty. Jelikož se ukázalo, že reálné výsledky jsou lepší než výpočet, byl tento výpočet použit na všechny ostatní inserty na monokoku.

3.6 FINÁLNÍ MODEL RÁMU

Finální model rámu vozu Dragon 7 je výsledkem usilovné tříměsíční práce. Během konstrukce bylo nutné učinit velké množství kompromisů, které vycházely z velmi rozdílných požadavků všech sekcí. Na začátku vývoje se jednalo o ponechání zadní trubkové části s jen minimálními změnami, způsobené ponecháním koncepce pohonné jednotky a upnutím všech sil na návrh karbonové části. Jelikož k takovému návrhu došlo poprvé, nebylo možné předem odhadnout časovou náročnost a rozpoznat všechny problémy s tím spojené. Výsledná konstrukce je kompromisem mezi všemi požadavky ostatních sekcí vozidla, náročností výroby, požadavky na torzní tuhost a váhou výsledného rámu.



Obr. 42 Finální model rámu vozu Dragon 7

Při porovnání s rámem předchozího modelu u Dragon 6, je možné vidět, že rám se ve všech rozměrech zvětšil (rozměry níže v tabulce). K tomu došlo vlivem rozměrových pravidel pro místo řidiče na rám a vlivem řešení konstrukce spojením monokoku a trubkové části.

Tab. 4 Porovnání parametrů modelů Dragon 6 a Dragon 7 [10]

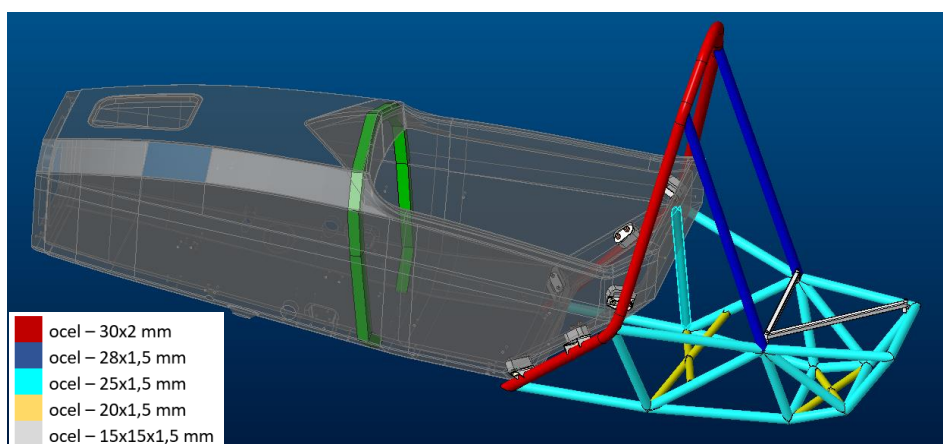
Parametr	hodnota	
	Dragon 6	Dragon 7
Hmotnost [kg]	27,2	-
Rozměry délka/šířka/výška [mm]	2152/670/1027	2262/677/1037

V této chvíli ještě není možné porovnat váhy rámu monopostů, jelikož v případě vozu Dragon 7 je hmotnost vypočtena zadáním průměrné hustoty karbonového panelu do modelu, zjištěné ze vzorků, které byly vyrobeny. Reálná hmotnost se tak může lišit od modelu v závislosti na kvalitě výroby.



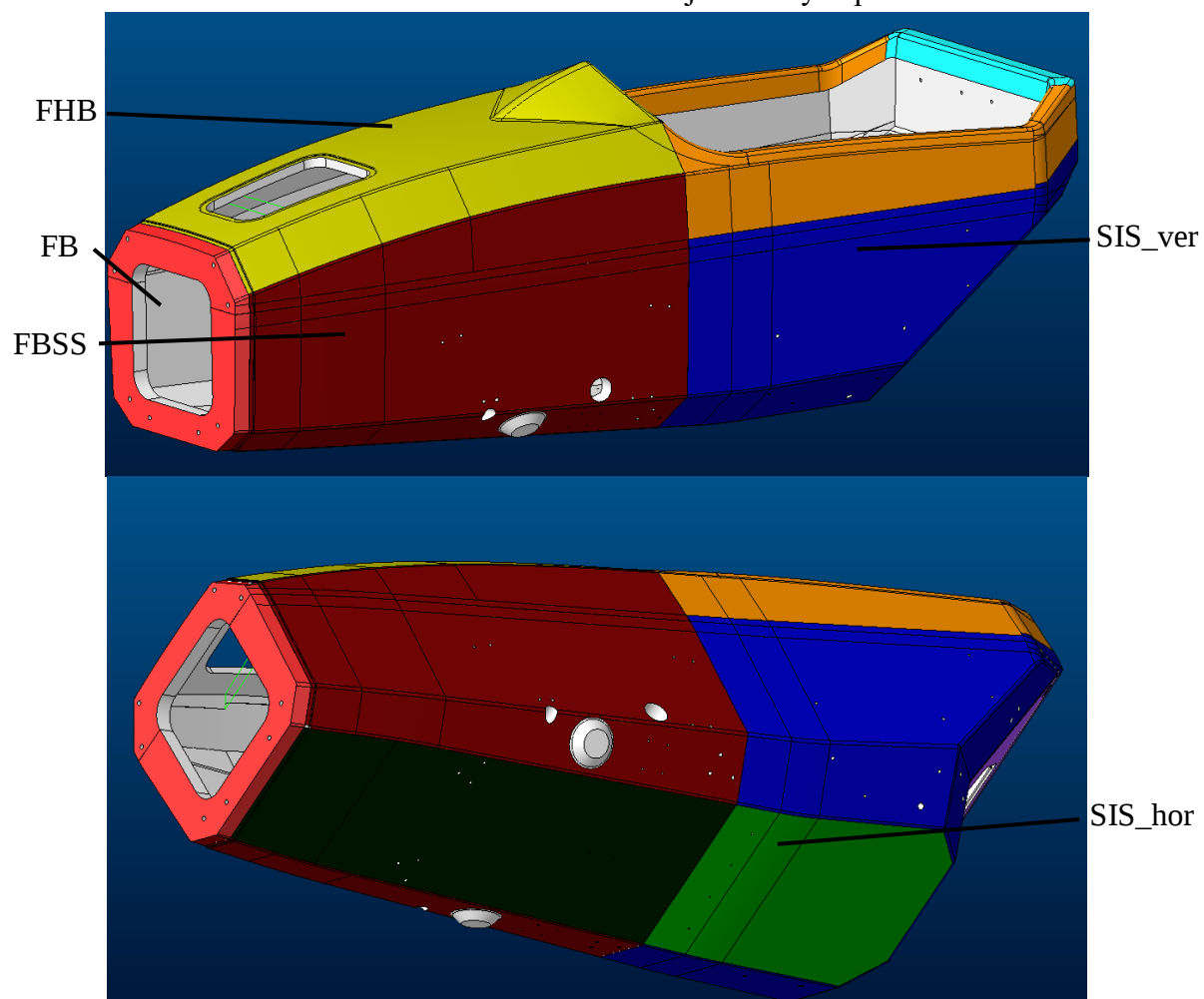
Obr. 43 Porovnání rámu modelu Dragon 6 a Dragon 7

Na obrázku níže vidíme profily použité na jednotlivé části prostorového trubkového rámu.



Obr. 44 Profily použité pro trubkovou část monopostu Dragon 7

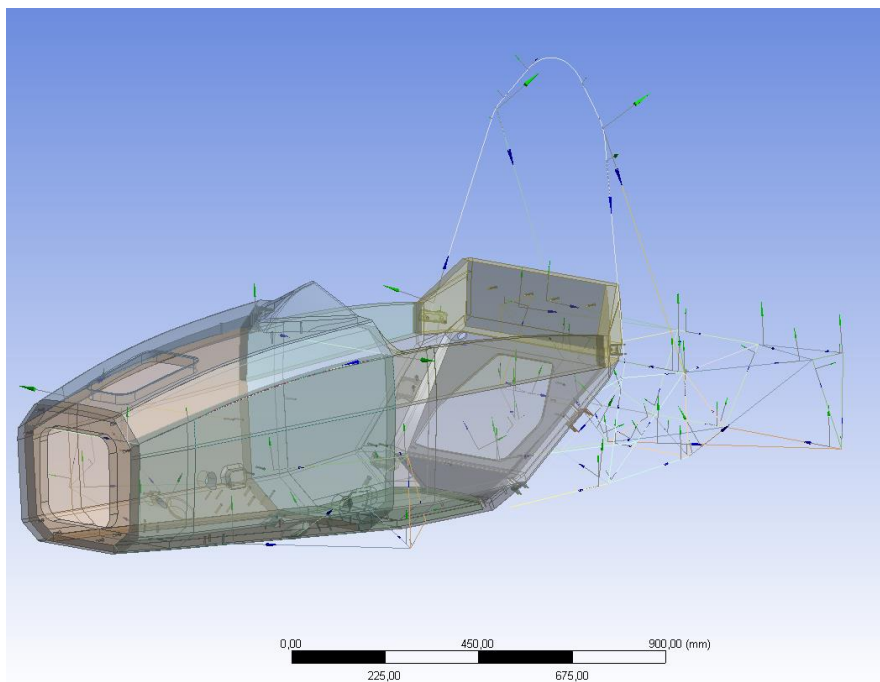
Na obrázku níže vidíme rozdělení jednotlivých panelů.



4 SIMULACE RÁMU FORMULE STUDENT

4.1 VYTVOŘENÍ MODELU VE FEM ANALÝZE

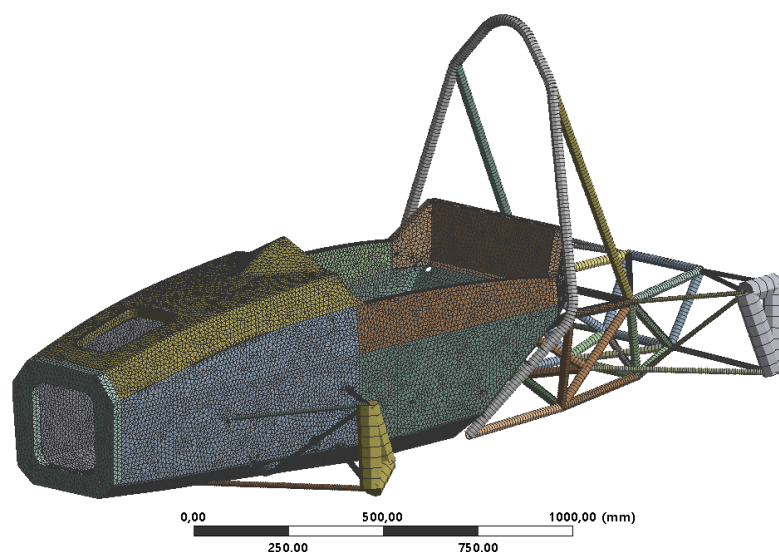
Jelikož rám nesestává již jen z prutové soustavy, nebylo možné použít pouze BEAM prvky. Prvním krokem bylo tedy naimportování křivek z 3D modelu, které odpovídaly jednotlivým profilům, za pomoci formátu IGES. Tento systém byl použit pro zadní prostorový rám a zavěšení. Druhým krokem bylo naimportování monokoku a jeho držáků ve formátu STEP. Ty byly naimportovány jako solid.



Obr. 45 Importovaná geometrie použitá pro FEM analýzu

Samotný model bylo nutné upravit tak, aby se snížila jeho složitost a tím se zkrátil čas pro nastavení výpočtového modelu a posléze i samotný výpočtový čas. Zadní trubkový rám byl zjednodušen na soustavu křivek, jež vystupují jako prvky typu Beam a nikoliv jako solid. Jako model monokoku byl použit starší model bez okrajů a zaoblení. Ty totiž způsobovaly problémy při importu, protože se pak již nejednalo o jeden celistvý solid, ale o solid s několika plochami. Tento model tak nemohl být použit. Zavěšení bylo zjednodušeno odstraněním tlumičů a vahadel a samotná táhla byla přichycena na místo uložení vahadel. Těhlice a motor byly nahrazeny násobně tužším prvkem.

Po importaci byl křivkám za pomoci funkce „Cross Section“ přiřazen správný průřez. Model monokoku byl rozdělen na několik dílů, které odpovídají částem primární struktury a rozdílným skladbám použitým na karbonové části vozidla. Vše pak bylo pospojováno funkcemi „Connect“, „Boolean“ nebo „Connect body to body“, v závislosti na tom, jestli se jednalo o spojení křivek nebo solidů. Pro kontrolu spojení jednotlivých částí byla využita modální analýza, kde bylo při jednotlivých vlastních frekvencích možné vidět nespojitosti.



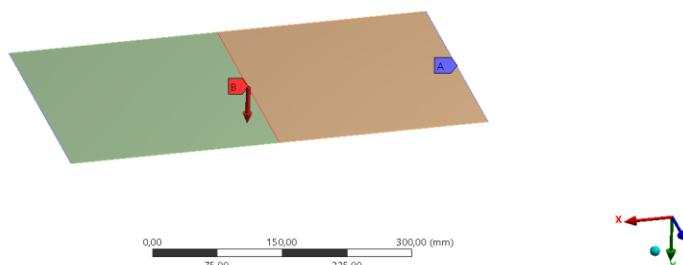
Obr. 46 Výpočtová síť

Takto připravený model byl převeden do modulu „Static Structural“. Zde byla vytvořena výpočtová síť. Pro Beam prvky by hustota prvků měla být větší jak její průměr. Proto byla zvolena velikost prvků 10 mm. Dále pak byla vytvořena síť pro části rámu tvořené solidem. Zde byla zvolena hustota prvku podle tloušťky materiálu, tak aby byly alespoň dva prvky na průřez.

4.1.1 DEFINICE MATERIÁLU

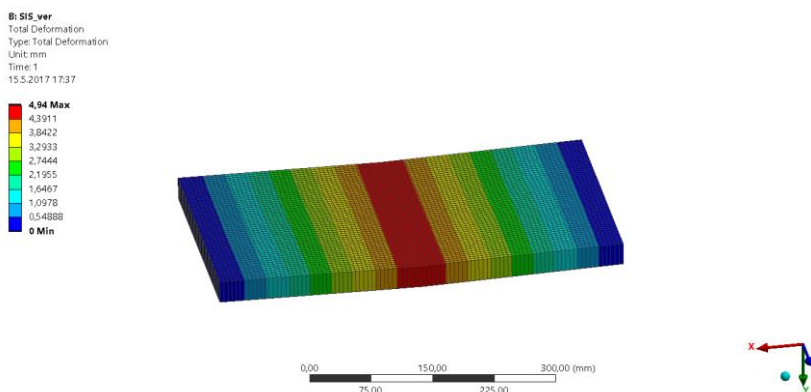
Vzhledem k tomu, že ke stavbě monokoku byl použit laminát z karbonových vláken, voštiny z hliníku nebo aramidu a vše bylo spojené pryskyřicí, výsledný materiál se chová anizotropně. To znamená, že jeho mechanické vlastnosti závisejí na směru, ve kterém je zatěžován. V takovém případě již nebylo možné použít přednastavené materiály ve výpočtovém programu a bylo nutné si je dodefinovat.

B: SIS_ver
Static Structural
Time: 1, s
15.5.2017 17:35
[A] Fixed Support
[B] Force: 8000, N



Obr. 47 Model testovacího vzorku

Program Ansys Workbench, ve kterém probíhala tato simulace, má modul dovolující dodefinovat si karbonovou strukturu podle skutečnosti. To sestává z definicí vlastností tkanin a jádra, ze kterých je pak možné vytvořit výslednou skladbu i s různým natočením tkanin vůči sobě. Tento postup však vyžaduje již jistou praxi s tímto druhem FEM analýzy a je i velmi časově náročný.

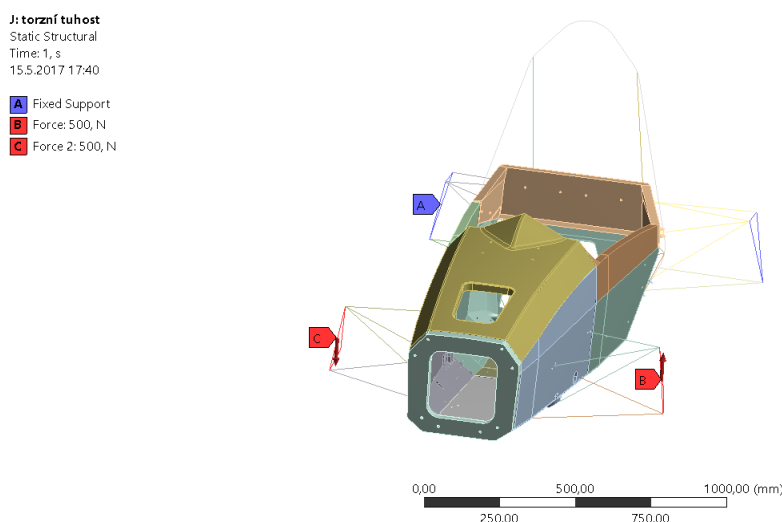


Proto byl zvolen postup definování vlastností celého panelu. To bylo výhodné i z toho důvodu, že probíhal jak teoretický výpočet kompozitu, tak i fyzické zkoušky na tříbodý ohyb a zkouška průrazu. Měli jsme tak reálné hodnoty panelu, podle kterých jsme mohli korigovat vlastnosti materiálu. Následně byla nasimulována zkouška na trojbodý ohyb a podle jejího výsledku byly vlastnosti materiálu upraveny.

4.2 SIMULACE TORZNÍHO NAMÁHÁNÍ

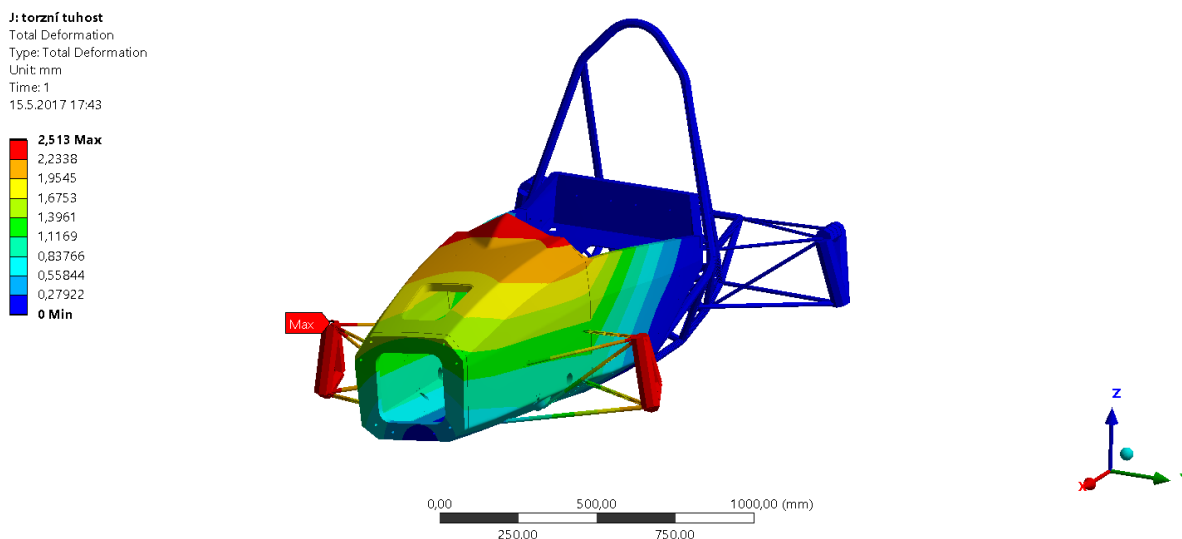
Stav zátěže, který byl simulován, byl stejný jako zatížení odpovídající zkoušce torzní tuhosti. Tento parametr je jeden z nejdůležitějších při návrhu a optimalizace výsledného rámu.

Okrajové podmínky, použité při této simulaci, jsou uvedené na obrázku níže. Na křivky, které nahrazují těhlice zadní nápravy, byla aplikována okrajová podmínka „Fixed support“, čímž se zamezilo pohybu a celá sestava se stala staticky určitou. Na křivky předních těhlic byla aplikována dvojice stejně velkých, ale opačně orientovaných sil o velikosti 500 N.



Obr. 48 Definice okrajových podmínek a zátěžných stavů

Z výsledku (obrázek níže) je patrné, že největší deformace o velikosti 2,44 mm nastala podle předpokladu na horní straně těhlice. Z průběhu samotné deformace lze navíc vyčíst to, že největší vliv na výslednou tuhost má otvor pro řidiče. Ten narušuje skořepinu a výsledný monokok tak nemá tvar válce, který má nejlepší tuhost v krutu. Dále si je možné všimnout dostatečné tuhosti zadního rámu. To je způsobeno velkým množstvím krátkých profilů, motorem a zadní částí monokoku, který slouží jako výztuha předního oblouku.



Obr. 49 Výsledek simulace, ukázán posuv

Dále přikládám výpočet samotné torzní tuhosti z dat získaných ze simulace.

Výpočet úhlu stočení:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta z}{\frac{t}{2}}\right) = \arctan\left(\frac{2,5}{\frac{1150}{2}}\right) = 0,25^\circ \quad (7)$$

Výpočet zatěžovacího momentu:

$$M_t = \frac{1}{2} \cdot t \cdot (F_1 + F_2) = \frac{1}{2} \cdot 1150 \cdot (500 + 500) = 575\,000 \text{ Nmm} = 575 \text{ Nm} \quad (8)$$

Výsledná torzní tuhost:

$$K_t = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{575}{0,25} = 2300 \frac{\text{Nm}}{^\circ} \quad (9)$$

5 POSTUP VÝROBY RÁMU FORMULE STUDENT

5.1 VÝROBA TRUBKOVÉ ČÁSTI

Pro výrobu kovové části monopostu byla použita technologie laserového prostorového řezání. Tato technologie byla použita jak na rám, tak i na přípravek ke svařování. Pro spojení jednotlivých profilů byla použita metoda TIG svařování.

5.1.1 PŘÍPRAVEK NA SVAŘOVÁNÍ

Aby bylo možné zajistit přesnost výroby rámu, bylo nutné navrhnout a vyrobit přípravek na svařování. Tento přípravek by měl být schopný zajistit správnou polohu všech ocelových profilů, ze kterých se výsledný rám skládá. Důraz byl také kladen na dobrou mobilitu a ochranu rámu při převozu do specializované firmy ke konečnému svaření. V neposlední řadě je také důležitá demontovatelnost, aby bylo možné rám z přípravku rychle vybrat a bylo možné jej dokončit.



Obr. 50 Přípravek na svařování (autor modelu Jakub Talanda)

Přípravek je vyroben z ocelových jeleků o rozměru 40x40x3 mm a plechů o tloušťce 5 mm. Všechny části přípravku jsou spojeny prostřednictvím šroubových spojů. Díky tomuto řešení je složení i následné rozložení přípravku jednoduché a časově méně náročné.

5.1.2 VÝROBA RÁMU

Ocelové profily použité na prostorový trubkový rám byly vyrobeny prostorovým laserovým řezáním, aby byla zajištěna co největší přesnost při výrobě. Při výrobě hlavního oblouku byl navíc použit prostorový ohyb. Následně byly tyto profily vyskládané do přípravku, kde byly po kontrole správné pozice spojeny bodovými svary. Toto řešení zabezpečilo, že se rám při převozu nezdeformoval.



Obr. 51 Poskládaný rám v přípravku na svaření

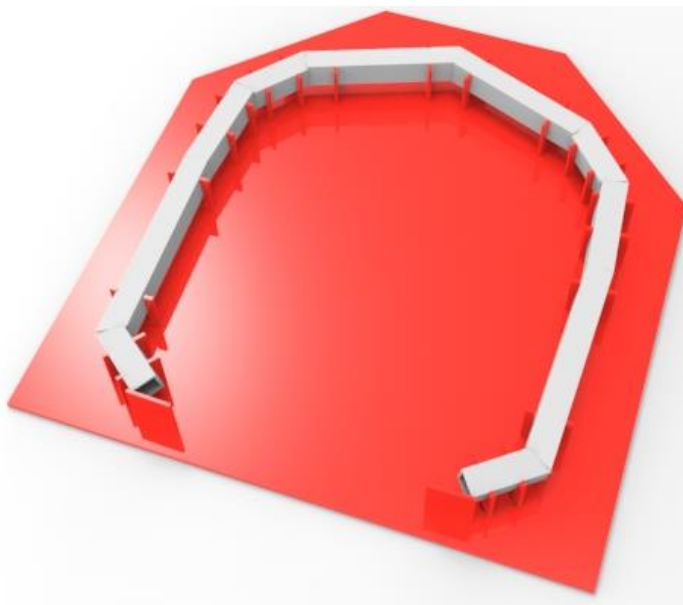
Následně byl rám i s přípravkem převezen do specializované firmy, která nám byla schopna zajistit kvalitu svaru. Prvním krokem bylo svaření rámu v přípravku, následně byl rám vyjmut a připevněn ke sklíčidlu, kde bylo možné dokončit zbývající svary.



Obr. 52 Trubkový rám uchycený ve sklíčidle

5.1.3 VÝROBA PŘEDNÍHO OBLOUKU

Jelikož je přední oblouk v podstatě samostatnou částí rámu, mohla jeho výroba probíhat nezávisle na ostatních částech. Pro zajištění natolik přesné výroby, aby oblouk bylo možno bez dalších úprav zasadit do předem připravené drážky v monokoku, byl navrhnut a vyroben přípravek na svaření. Ten zajistil dostatečnou přesnost při výrobě.



Obr. 53 Přípravek na svaření předního oblouku

Přední oblouk byl vyroben z hliníkových čtvercových profilů slitiny třídy EN AW 6000. Jeho rozměry jsou 30x30x3 mm. Přípravek byl vyroben z plechů z konstrukční oceli.

5.2 VÝROBA KARBONOVÉ ČÁSTI

I přes značnou zkušenost s mokřým laminováním s dodatečným vakuováním pro nás byla výroba monokoku velkým úkolem. Nikdy v historii týmu se nelaminoval tak velký díl a nikdy také nemusely být použity inserty takovým způsobem, jako u této části vozidla.

5.2.1 RUČNÍ LAMINOVÁNÍ S DODATEČNÝM VAKUOVÁNÍM

Tato metoda vylepšuje klasické ruční laminování. Spočívá v pokládání tkanin přes sebe a následným prosvěcováním pryskyřicí. To se provádí za pomoci štětců či válečků. Pro odstranění bublin a přebytečné pryskyřice se využívají rýhované kovové válečky. Díky zavakuování dojde k odsátí přebytečné pryskyřice a ke zvýšení obsahu výztuže. Vnější povrch výrobku má stejnou kvalitu jako forma, na kterou bylo laminováno. Tento povrch může obsahovat neprosycená místa a další vady, tomu se dá zabránit použitím gelcoatu. Ten slouží i jako ochrana před vnějšími vlivy po vytažení z formy. Povrch vnitřní strany je dán strhovací tkaninou. Konečný produkt je pak nejvíce ovlivněný samotným pracovníkem a kvalitou jeho práce. Tato metoda je vhodná pro prototypovou výrobu především díky přijatelné ceně. [12]

5.2.2 SENDVIČOVÉ KONSTRUKCE

Jsou to vrstvené konstrukce tvořené rozdílnými typy materiálu různých vlastností. Tato konstrukce se skládá ze dvou potahových vrstev o vysoké pevnosti a tuhosti. Ty jsou zatížené tahem a tlakem. Prostřední vrstva, neboli jádro, je materiál s výrazně nižší hustotou, přenášející smykové napětí mezi potahy. Pevnost v ohybu se odvíjí od pevnosti potahů a pevnost v tlaku se odvíjí především od pevnosti jádra. Tato konstrukce dobře odolává poškozením způsobeným únavou, rázům, má dobrou odolnost proti šíření trhlin a dobře odolává ohni. [7]

Potahy

Jedná se o vnější vrstvu sendvičového panelu, skládající se z matrice a výztuže. Matrice zastává funkci pojiva. Bývá spojitá a poddajnější než výztuž a udává výsledný geometrický tvar. Zajišťuje přenos zatížení mezi vlákny a na vlákna. Jako materiál se používají polyestery, vinylestery a epoxidy. Výztuže jsou tvrdší a pevnější nespojitá složka laminátu, nejčastěji ve tvaru vláken, která mohou, ale nemusí být spletena do tkanin. Jako materiál pro výrobu výztuží se používají skelná, uhlíková nebo aramidová vlákna. [7]

Jádro

Konstrukce může být buď homogenní, nebo převzít nějaký geometrický tvar. Mezi homogenní konstrukce patří pěny ze syntetických polymerů. Výhoda takových materiálů je jejich izotropní chování, dobrý poměr mezi pevností a hmotností a dobrá schopnost tlumit kmity a absorbovat rázy. Druhou skupinou jsou jádra ve tvaru včelích pláství. Ty jsou většinou vyrobeny z hliníku nebo Nomexového papíru. Jejich chování je ortotropní. [7]

5.2.3 KONSTRUKCE FOREM

Aby bylo možné vyrobit karbonovou část monopostu s dostatečnou přesností, bylo nutné nejprve navrhnout a vyrobit formy, do nichž se monokok vylaminoval. V těchto formách byly umístěny díry pro ustavovací kolíky, pomocí nichž bylo možné zajistit přesnou pozici insertů během celého laminování. Kolíky samotné byly vyrobeny z oceli, čímž se předešlo jejich zalomení při vytahování.

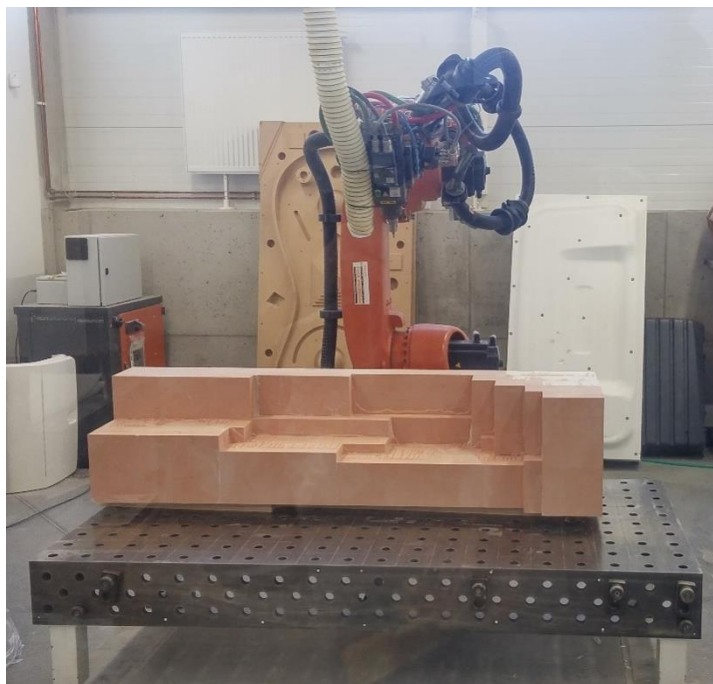


Obr. 54 Model formy pro výrobu monokoku (autoři modelu Bc. Martin Děrda, Ing. Tomáš Židek)

Forma samotná se skládala ze třech hlavních částí, zajišťujících hlavní tvar monokoku, a třinácti menších částí, tzv. příložek, které plnily funkci technologickou. Spodní část formy (na obrázku vlevo) se skládá ze dvou hlavních částí pro snadné vyjmutí vylaminové součásti. Správné spojení bylo zajištěno pomocí ustavovacích kolíků, jejichž díry byly vyfrézované během obrábění formy. Pomocí příložek bylo možné zajistit vylaminování přední nárazové části a lemu, který sloužil ke spojení obou půlek monokoku. Vrchní část formy (na obrázku vpravo) se skládala z jedné hlavní části a z příložek, které plnily stejnou funkci, jako u spodní formy.

Pro výrobu hlavních funkčních částí monokoku byl použit Sikablock M450 a pro nefunkční části polystyren. Tento materiál byl použitý, poněvadž formy jsou dokončovány dílně a tento materiál má velmi dobré vlastnosti při obrábění a dobrou ruční zpracovatelnost. Dále má také nízkou hustotu a tím i dobrou mobilitu, rozměrovou stabilitu, a především se snadno tmelí a dobře lakuje. Pro příložky byly použity MDF desky – pro jejich snadnou obrobitelnost a cenovou nenáročnost. Náhrada předního oblouku byla vytištěna z PLA plastu.

Prvním krokem pro výrobu formy bylo vyrobít její polotovár, který se následně obráběl a ručně dokončoval. Polotovár byl vyroben specializovanou firmou na základě nářezového plánu. Ten byl nezbytný, poněvadž desky Sikablock se dodávají pouze v určitých tloušťkách. Dalším důvodem byla snaha zkrátit obráběcí čas, který by byl při frézování z plného bloku neúnosný. Následně byl tento polotovár obroben prostřednictvím průmyslového robota.



Obr. 55 Ustavení polotovaru formy před obráběním

Následovala konečná příprava na dílně, kde se jednalo především o zarovnání povrchu smirkovým papírem po obrábění, impregnaci materiálu, nanesení plniče a vyleštění povrchu. Toto bylo kritické, jelikož kvalita povrchu formy určuje výslednou kvalitu výrobku.

Výroba přílohek byla obdobná a jejich příprava taktéž. Jediným rozdílem bylo to, že náhrada předního oblouku nemusela procházet žádnými dokončujícími operacemi.

5.2.4 VÝROBA INSERTŮ

Pro výrobu insertů byly použity dva materiály, a to hliník a Ertalon. Hliník byl použit pro neprůchozí inserty, ve kterých bylo potřeba udělat závit. Jelikož hliník je oproti oceli, používané na šrouby, příliš měkký a mohlo by tedy dojít k vymačkání během používání, byla zde použita závitová vložka, která tomuto procesu zabráňuje. Inserty byly vyráběny jak pomocí soustružení, tak i řezáním vodním paprskem. Soustružené inserty měly tvar písmene I, aby se ušetřilo co nejvíce váhy.



Obr. 56 Inserty použité při výrobě monokoku

Inserty, u nichž nebylo nutné použití závitů, byly vyrobeny z Ertalonu. Tyto inserty byly vyřezány vodním paprskem z desek o tloušťce 15 a 25 mm a následně ještě odvrtány kolmo na osu díry pro šroub, a to z důvodu snížení jejich váhy. Nakonec se jim ještě zaoblily hrany, aby se odstranil případný koncentrátor napětí, který by mohl zapříčinit destrukci potahu monokoku.

5.2.5 POSTUP LAMINOVÁNÍ

Před samotným laminováním bylo také nutné připravit formy. Ty byly opatřeny nástřikem vrstvy separátoru, který zajistí, aby nedošlo ke spojení první vrstvy laminátu s formou. To by zapříčinilo nemožnost vysunutí monokoku z formy, což by znamenalo její zničení nebo zničení výrobku. Další vrstvou nanesenou na formu byl nástřik gelcoatu. Ten zajistí kvalitní povrch z pohledové strany skořepiny.



Obr. 57 Umístění voštin a insertů ve formě monokoku

Následovalo samotné laminování, které bylo rozděleno do tří etap. Při první etapě byla položena část vnějšího potahu a umístěny kolíky, sloužící k pozicování insertů ve formě. Následně byla forma zavakuována a vytvrzena. Před další etapou byly na první vrstvě přebroušeny největší nerovnosti a pokračovalo se v pokládání zbytku vrstev vnějšího potahu, voštin s inserty a několika vrstev vnitřního potahu. Po vakuování a vytvrzení následoval stejný přípravný proces jako mezi první a druhou etapou a byly položeny zbývající vrstvy vnějšího potahu. Po tomto finálním kroku a vytvrzení byl výrobek vyjmut z formy.



Obr. 58 Laminování spodní půlky monokoku

Tento postup byl použit pro obě poloviny monokoku.



Obr. 59 Hotová spodní půlka monokoku

5.2.6 SPOJENÍ JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ RÁMU

Prvním krokem této fáze bylo spojení vrchní a spodní části monokoku. Tomu předcházela nutná úprava dosedacích ploch, které nebyly dostatečně rovné a lepidlo je nebylo schopné vyplnit. Proto byly tyto nerovnosti zbroušeny až do dosažení dostatečné rovinnosti. Spoj byl zajištěn dvousložkovým lepidlem Loctite 9466. To bylo nanášeno jak na k tomuto účelu vytvořený lem, tak na dosedací plochu. Tím se zajistil přenos síly přes stříh a tah. Půlky byly k sobě staženy, aby se vymezily vůle, a lepidlo se nechalo vytvrdit. Posledním krokem bylo přelaminování spoje z vnitřní strany. Během spojení bylo nutné vsadit a přilepit přední oblouk do předem připravené drážky.



Obr. 60 Umístění předního oblouku v monokoku

Ke spojení karbonové části s ocelovou byla využita upínací deska s T drážkami, ke které byla přichycena trubková část, čímž se docílilo pevného bodu. Následně byly držáky upraveny tak, aby poloha monokoku co nejvíce odpovídala modelu. Držáky byly bodovými svary přichyceny k hlavnímu oblouku a konečný svar byl proveden profesionálním svářečem.



Obr. 61 Spojování přední a zadní části rámu



Obr. 62 Vnitřek monokoku po přelaminování předního oblouku a spoje

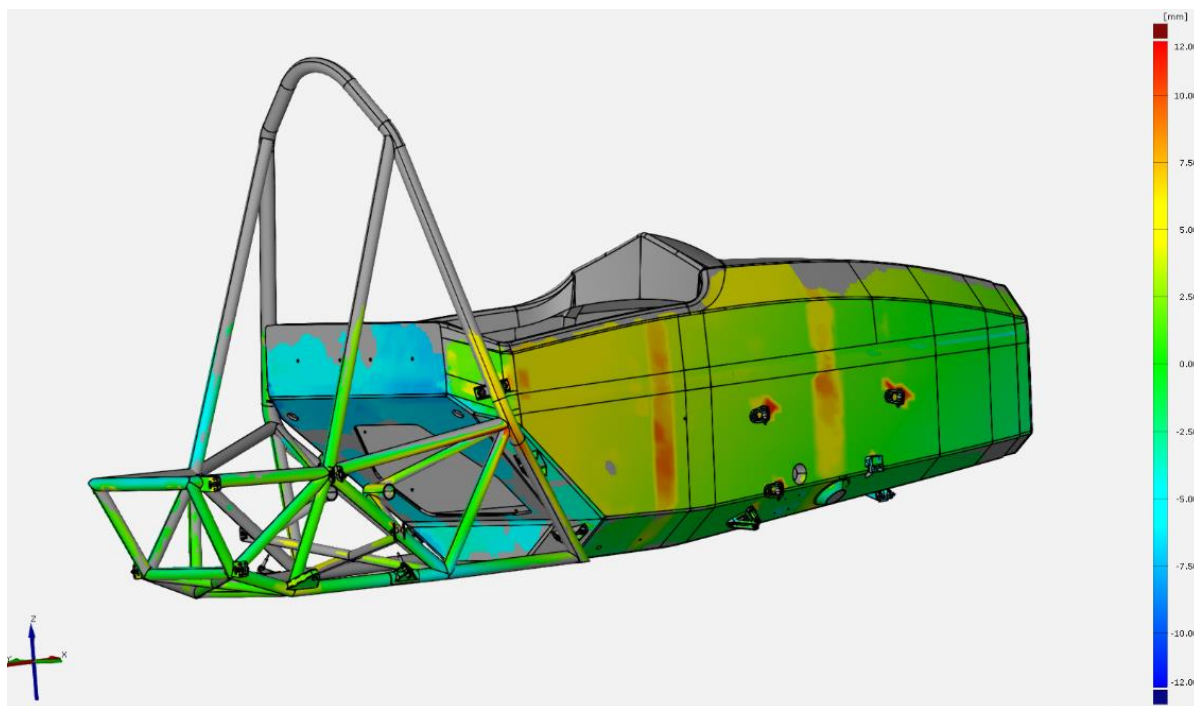
5.2.7 SKENOVÁNÍ RÁMU

Na základě zkušeností z minulých let jsme věděli, že náš přípravek na svaření rámu nedokáže úplně zabránit deformaci trubkového rámu při svařování. Proto byl pro usazení držáku zavěšení vytvořen samostatný přípravek, který měl zajistit, že body budou vůči sobě přesně umístěny. Umístění vůči přední nápravě bylo řešeno tradiční metodou měření. Deformace rámu musela být kompenzována úpravou některých držáků zavěšení. Pro výsledné ověření přesnosti výroby byl použit 3D skener ATOS Compact Scan, který nám zapůjčil Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Příprava rámu na skenování spočívala v nanesení kontrastního bílého křídového spreje a referenčních bodů.



Obr. 63 Skenování rámu u Dragon 7

Jako program pro skenování byl použit GOM Inspect, který přímo dovoluje porovnání naskenovaného 3D modelu s modelem vytvořeným pomocí CAD programu. Tento program umožňuje vybrat důležité body a díky funkci „Best fit“ dokáže vytvořit barevnou mapu odchylek pro celý rám. Po porovnání výsledného skenu a CAD modelu bylo zjištěno, že odchylka rámu v místě uchycení bodů zavěšení není větší než 2,5 mm a držáky zavěšení jsou vůči sobě posunuty maximálně o 1 mm. Tato přesnost výroby byla dostatečná a již tedy nebylo nutné jakkoliv upravovat body zavěšení.



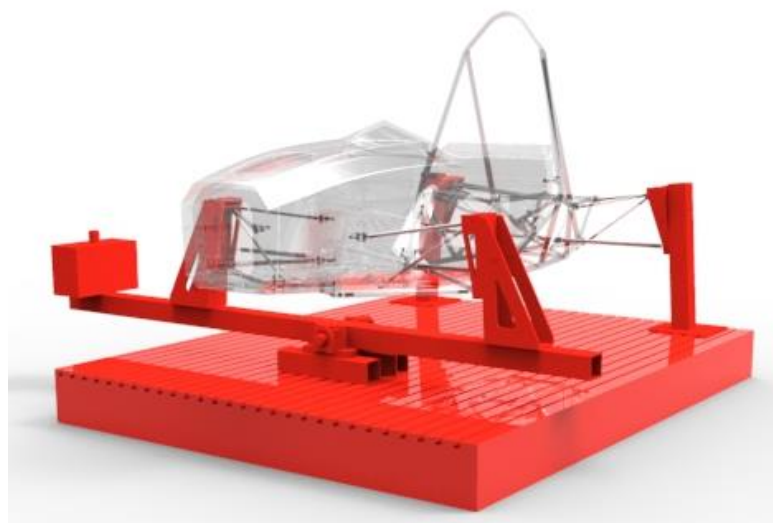
Obr. 64 Porovnání CAD modelu s naskenovaným rámem

6 MĚŘENÍ TORZNÍ TUHOSTI

Tato kapitola se zaměřuje na měření torzní tuhosti rámu. Toto měření bylo poprvé použito už u předchozího modelu studentské formule Dragon 6. Celý postup byl navržen Bc. Pavolem Petrom. Jím navržená metodika byla převzata a doznala jen malých změn. Díky tomu bylo dosaženo dobré porovnatelnosti výsledků. [10]

6.1 NÁVRH MĚŘÍCIHO PŘÍPRAVKU

Přípravek byl navrhnout tak, aby ho bylo možné připevnit na jakoukoliv desku s T drážkami. Většina částí samotného přípravku zůstala stejná jako minulý rok. Tyto části byly navrženy jako multifunkční a znovu použitelné, především z důvodu ušetření času, práce a financí. Znovu použitá zadní část přípravku se skládá ze čtvercového ocelového profilu, který je přivařen k ocelovému plechu tak, aby byla zajištěna jeho stabilita. Přední část se skládá z předních stoj, svařených z ocelových plechů, přišroubovaných k jeklu, který tvoří rameno samotného přípravku. Ocelové tyče, sloužící jako osa otáčení, jsou zde nesymetricky přivařeny a uloženy v ložiscích, čímž je zajištěno volné natáčení. K delšímu ramenu je přivařen ocelový L profil, který slouží k uložení zátěže. Přichycení přední části je řešeno pomocí tzv. housingů – ložisek, která jsou šroubovými spoji spojená se čtvercovými profily a ty jsou přichycené na upínací desku.

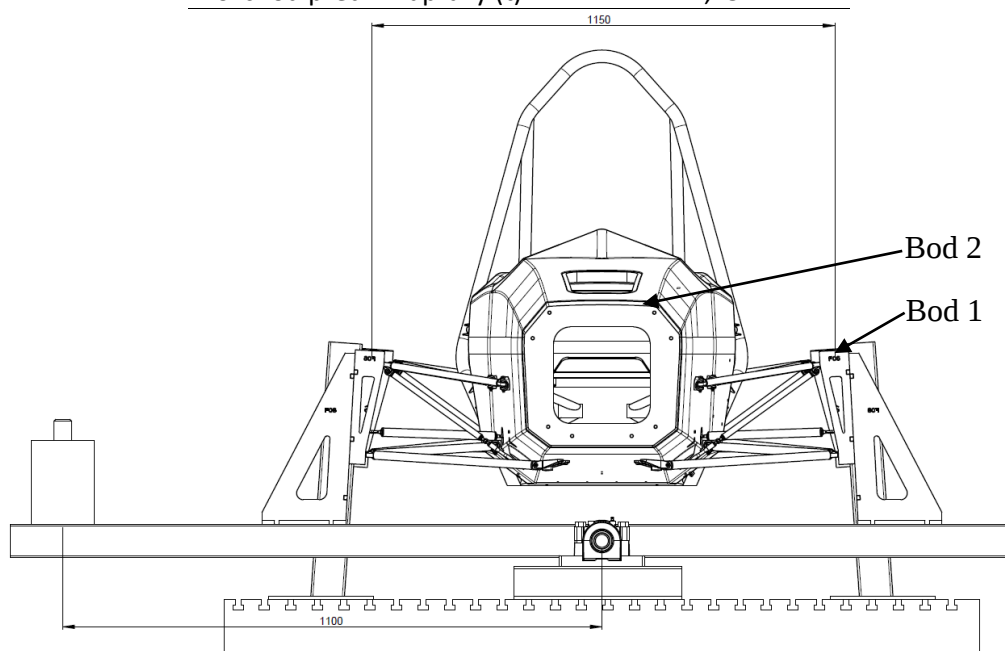


Obr. 65 Přípravek na měření torzní tuhosti

Části, které nebylo možné z minulého roku použít, byly náhrady těhlic, jelikož došlo ke změně kinematiky. Tyto náhrady se používají především pro usnadnění přichycení na přípravek a k ochraně originálních těhlic. Ty jsou vyrobené z leteckého hliníku třídy 7000 a jejich výroba je technologicky, časové a finančně velmi náročná.

Tab. 5 Parametry měření

Parametr	Hodnota
Zátěžná síla (F)	755,4 N (77 Kg)
Délka ramene (l)	1,1 m
Vyvolaný moment (M_k)	830,9 Nm
Rozchod přední nápravy (t)	1,15 m



Obr. 66 Schéma přípravku na měření torzní tuhosti

Přípravek byl vyroben z konstrukční oceli, čímž se dosáhlo finanční a technologické nenáročnosti. Plechy byly vyrobené za pomoci laserového řezání a ocelové profily byly upraveny na dílně. Rozměry jelek byly 80x80x5 a tloušťky plechů 5 a 8 mm. Tato masivní konstrukce byla použita, aby nedocházelo k její deformaci, a tím k ovlivnění výsledků. Při této konstrukci se však nedalo vyhnout deformaci ramena, přes které se vyvolává krouticí moment. Proto byl tento průhyb vypočítán a následně odečten od samotného posuvu.

Výpočet průhybu ramena:

$$w = \frac{M_o}{3EJ_y} = \frac{FL^3}{3EJ_y} = \frac{756,1 \cdot 1150^3}{3 \cdot 210000 \cdot 1412500} = 1,3 \text{ [mm]} \quad (10)$$

kde:

E	[MPa]	Yongův modul pružnosti
J_y	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu

Tato hodnota odpovídá celkovému průhybu nosníku. Nosník je ale uchycen uprostřed, tudíž bude odečtená hodnota poloviční a to 0,65 mm.

6.2 POSTUP MĚŘENÍ

Postup měření vychází z metodiky, která byla použita při měření předchozí generace vozu Dragon. Jelikož pro nás byla důležitá hodnota celého vozidla, byla v autě ponechána celá pohonná jednotka i s příslušenstvím, tak abychom získali co nejlepší představu o reálné tuhosti vozidla při jízdě. Na podvozkové části auta byly vyměněny tlumiče za pevné náhrady, tak aby zatížení přecházelo do rámu a nebylo spotřebováno pružinami tlumičů. Byly použity dvě sady ramen. První sada byla vyrobena z chrom-molybdenové oceli a druhá byla kombinací karbonových profilů a hliníkových inzertů. Jelikož tato ramena byla použita na vozidle poprvé, bylo nutné znát jejich vliv na výslednou tuhost monopostu. Z manipulačních důvodů byl také odmontován aero packet.

Maximální krouticí moment aplikovaný na vůz měl hodnotu 1000 Nm. Tato hodnota vychází z obvyklé torzní tuhosti monopostů formule student, která se pohybuje v rozmezí 1000–2500 Nm/°. Při použití většího zatížení by mohlo dojít k plastické deformaci celého rámu a tím k jeho poškození či zničení. Z konstrukce přípravku vyplývá to, že bylo nutné použít závaží o celkové hmotnosti 99 kg. Závaží byla poskytnuta vedoucím mé diplomové práce a jednalo se o 18 normalizovaných závaží, každé o hmotnosti 5,5 kg.



Obr. 67 Ustavení měřicího přípravku

Před samotným měřením byly zvoleny dva body, ve kterých byl určen posuv. Jednalo se o horní stranu těhlice a díky tomu bylo možné zjistit torzní tuhost celého vozidla. Měření v tomto bodě bylo prováděno pro obě sady ramen. Druhý bod měření byl umístěn na přední nárazové části, 100 mm od podélné osy vozidla. Na tomto místě bylo možné změřit torzní tuhost samotného rámu. Měření posuvu v každém bodě bylo provedeno třikrát proto, aby bylo dosaženo dostatečného statistického souboru.

Při samotném měření byl přípravek s rámem nejdříve zatížen 22 kg a tomuto stavu byla přidělena výchozí nulová hodnota posuvu. V tomto stavu byly vymezeny všechny vůle, které by jinak mohly ovlivnit konečnou torzní tuhost. Poté byla postupně přidávána závaží po 11 kg a zaznamenávány hodnoty posuvu.

6.3 SAMOTNÉ MĚŘENÍ

6.3.1 MĚŘENÍ POSUVU NA VRCHU TĚHLICE

Měřením na horní straně těhlíce bylo možné zjistit torzní tuhost celého vozidla. Toto měření bylo provedeno se sadou ramen vyrobených z karbonového profilu (CFRP).



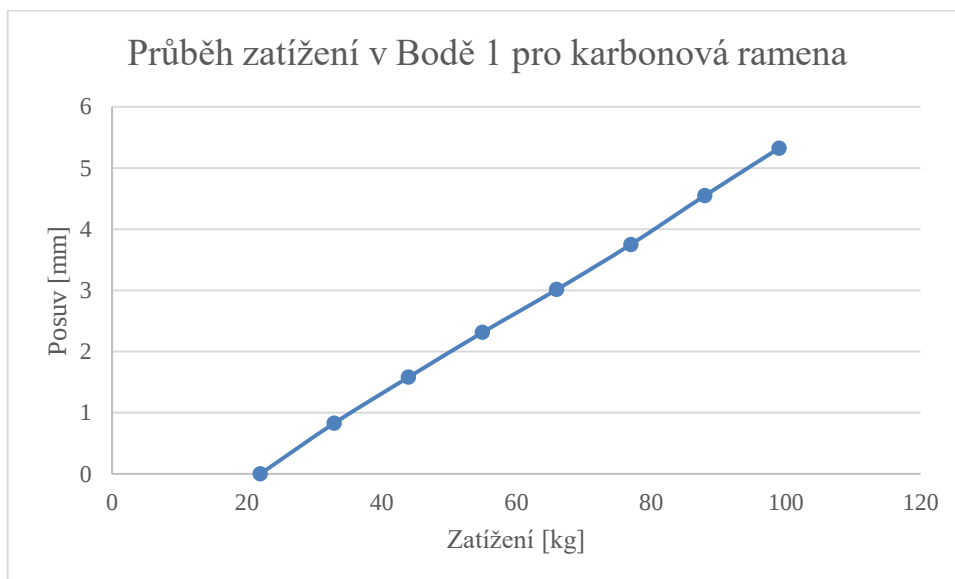
Obr. 68 Detail prvního bodu měření

V tabulce níže přikládám naměřené hodnoty a jejich průměry, ze kterých byl pak vytvořen graf průběhu posuvu.

Tab. 6 Výsledky měření v bodě 1 s karbonovými rameny

	1. měření	2. měření	3. měření	průměr
hmotnost [kg]	posuv [mm]	posuv [mm]	posuv [mm]	posuv [mm]
22	0	0	0	0,00
33	0,8	0,85	0,84	0,83
44	1,58	1,59	1,57	1,58
55	2,31	2,33	2,3	2,31
66	3,02	3,04	2,98	3,01
77	3,75	3,77	3,73	3,75
88	4,55	4,56	4,54	4,55
99	5,2	5,21	5,18	5,18

Na grafu níže je vynesena průběh posuvu v závislosti na zatížení. V grafu je dobře viditelné, že závislost je lineární. To dokazuje domněnku, že se rám chová jako torzní pružina.



Obr. 69 Graf průběhu zatížení v Bodě 1 pro karbonová ramena

Výpočet úhlu stočení:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta z - w}{\frac{l}{2}}\right) = \arctan\left(\frac{5,18 - 0,65}{\frac{1150}{2}}\right) = 0,45^\circ \quad (11)$$

Výpočet zatěžovacího momentu:

$$M_t = F \cdot l = 755,37 \cdot 1,1 = 830,9 \text{ Nm} \quad (12)$$

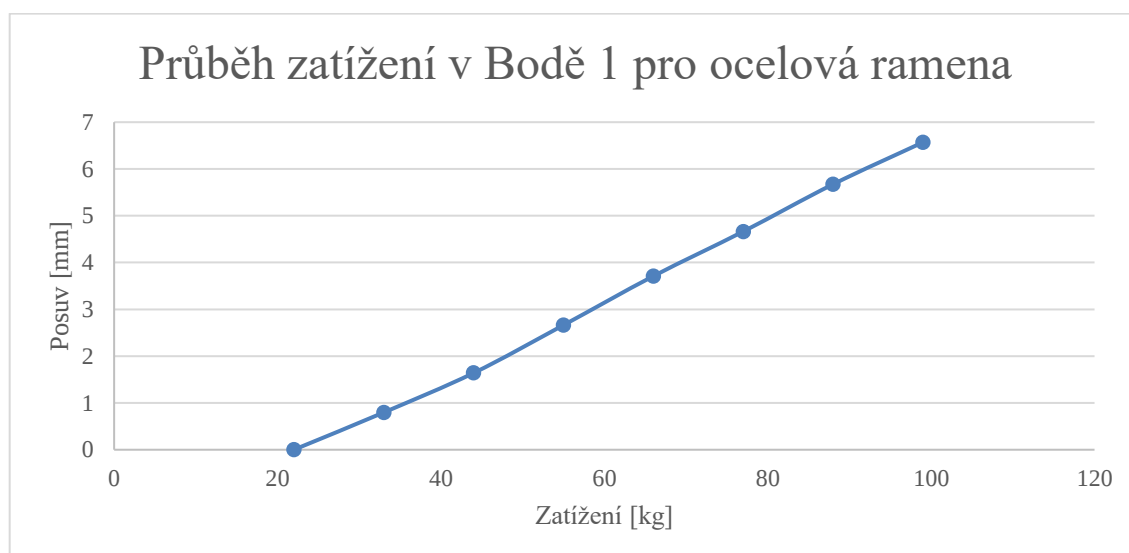
Výsledná torzní tuhost:

$$K_t = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{830,9}{0,47} = 1834 \frac{\text{Nm}}{^\circ} \quad (13)$$

Měření na tomto místě bylo opakováno i se sadou ramen vyrobených z chrom-molybdenové oceli. V tabulce níže jsou uvedeny hodnoty z měření.

Tab. 7 Naměřené hodnoty pro bod 1 s ocelovými rameny

	1. měření	2. měření	3. měření	průměr
hmotnost [kg]	posuv [mm]	posuv [mm]	posuv [mm]	posuv [mm]
22	0	0	0	0,00
33	0,8	0,79	0,8	0,80
44	1,66	1,61	1,65	1,64
55	2,66	2,67	2,66	2,66
66	3,7	3,73	3,7	3,71
77	4,61	4,7	4,68	4,66
88	5,64	5,69	5,69	5,67
99	6,58	6,55	6,58	6,57



Obr. 70 Graf průběhu zatížení v Bodě 1 pro ocelová ramena

Výpočet úhlu stočení:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta z - w}{\frac{t}{2}}\right) = \arctan\left(\frac{6,57 - 0,65}{\frac{11,50}{2}}\right) = 0,59^\circ \quad (14)$$

Výpočet zatěžovacího momentu:

$$M_t = F \cdot l = 755,37 \cdot 1,1 = 830,9 \text{ Nm} \quad (15)$$

Výsledná torzní tuhost:

$$K_t = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{830,9}{0,47} = 1408,4 \frac{\text{Nm}}{^\circ} \quad (16)$$

6.3.2 MĚŘENÍ POSUVU NA PŘEDNÍ NÁRAZOVÉ ČÁSTI

Druhé místo, kde bylo provedeno měření, bylo na přední nárazové části. Díky tomu bylo možné zjistit torzní tuhost samotného rámu. Bod byl umístěn 100 mm od podélné osy vozidla. Při měření byla na autě sada karbonových ramen.

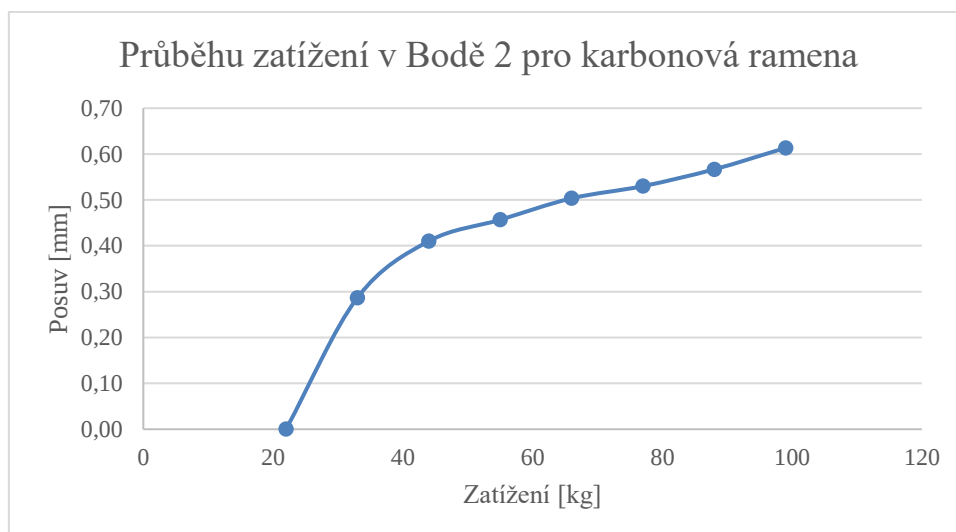


Obr. 71 Detail druhého měřicího bodu

V tabulce níže přikládám naměřené hodnoty a průměry těchto hodnot, ze kterých pak byl vytvořen graf průběhu posuvu.

Tab. 8 Hodnoty posuvu na přední nárazové části

	1. měření	2. měření	3. měření	průměr
hmotnost [kg]	posuv [mm]	posuv [mm]	posuv [mm]	posuv [mm]
22	0	0	0	0,00
33	0,28	0,28	0,3	0,29
44	0,4	0,4	0,43	0,41
55	0,45	0,45	0,47	0,46
66	0,5	0,5	0,51	0,50
77	0,54	0,54	0,51	0,53
88	0,56	0,56	0,58	0,57
99	0,61	0,6	0,63	0,61



Obr. 72 Graf průběhu zatížení v Bodě 2 pro karbonová ramena

Výpočet úhlu stočení:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta z}{\frac{l}{2}}\right) = \arctan\left(\frac{0,63}{\frac{200}{2}}\right) = 0,35^\circ \quad (17)$$

Výpočet zatěžovacího momentu:

$$M_t = F \cdot l = 755,37 \cdot 1,1 = 830,9 \text{ Nm} \quad (18)$$

Výsledná torzní tuhost:

$$K_t = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{830,9}{0,47} = 2364,5 \frac{\text{Nm}}{^\circ} \quad (19)$$

6.3.3 TORZNÍ TUHOST VOZU DRAGON 6

Měření torzní tuhosti u rámu vozu Dragon 6 probíhalo podle stejné metodiky jako v případě auta Dragon 7. Na autě byla použita sada ramen vyrobených z chrom-molybdenové oceli. V tabulce níže jsou uvedena naměřená data z prvního měřeného místa. Tím byla horní část těhlice. [10]

Tab. 9 Naměřené hodnoty pro bod 1 [10]

	1. měření	2. měření	3. měření	průměr
hmotnost [kg]	posuv [mm]	posuv [mm]	posuv [mm]	posuv [mm]
22	0	0	0	0,00
33	1,6	1,7	1,6	1,63
55	4,5	4,5	4,5	4,50
77	7,1	7,1	7,1	7,10
99	9,7	9,9	9,7	9,77

Výpočet úhlu stočení:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta z - w}{\frac{t}{2}}\right) = \arctan\left(\frac{9,77 - 0,57}{\frac{1150}{2}}\right) = 0,85^\circ \quad (20)$$

Výpočet zatěžovacího momentu:

$$M_t = F \cdot l = 755,37 \cdot 1,1 = 830,9 \text{ Nm} \quad (21)$$

Výsledná torzní tuhost:

$$K_t = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{830,9}{0,85} = 983,6 \frac{\text{Nm}}{^\circ} \quad (22)$$

Druhé měření probíhalo na přední nárazové struktuře. V tabulce níže jsou uvedena naměřená data z druhého měřeného místa. [10]

Tab. 10 Naměřené hodnoty pro bod 2 [10]

	1. měření	2. měření	3. měření	průměr
hmotnost [kg]	posuv [mm]	posuv [mm]	posuv [mm]	posuv [mm]
22	0	0	0	0,00
33	0,6	0,7	0,7	0,67
55	1,2	1,2	1,2	1,20
77	1,7	1,7	1,8	1,73
99	2,2	2,3	2,2	2,23

Výpočet úhlu stočení:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta z - w}{b}\right) = \arctan\left(\frac{2,23}{168}\right) = 0,35^\circ \quad (23)$$

Výpočet zatěžovacího momentu:

$$M_t = F \cdot l = 755,37 \cdot 1,1 = 830,9 \text{ Nm} \quad (24)$$

Výsledná torzní tuhost:

$$K_t = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{830,9}{0,47} = 1633,2 \frac{\text{Nm}}{^\circ} \quad (25)$$

6.4 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V tabulce níže můžeme vidět přímé porovnání torzních tuhostí rámu vozů Dragon 6 a Dragon 7. Oba rámy byly měřeny s ocelovými rameny. Výsledná hodnota torzní tuhosti rámu je 1959 Nm/°, což znamená zlepšení o 33,8 % oproti minulému roku.

Tab. 11 Porovnání torzních tuhostí vozů Dragon 6 a Dragon 7

	Dragon 6 [Nm/°]	Dragon 7 [Nm/°]	Rozdíl [%]
Bod 1.	983,6	1408,6	43,2
Bod 2.	1464	2364,5	61,5

Mnohem důležitější je však hodnota torzní tuhosti rámu i s rameny, protože to je ten výsledný parametr, jenž ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla. Zde bylo zaznamenáno zlepšení o 43,2 % na výslednou hodnotu 1408,6 Nm/°. To ale stále nestačilo ke splnění cíle, který byl stanoven na začátku sezóny, a to i přesto, že rám jako takový byl tuhý dostatečně. Tento problém byl napraven použitím sady karbonových ramen. Tím se dosáhlo dalšího třicetiprocentního zlepšení na konečnou hodnotu 1834 Nm/°. Tím byl splněn cíl s finální hodnotou 1791 Nm/°.

Tab. 12 Porovnání torzních tuhostí s ocelovými a CFRP rameny

	CrMo [Nm/°]	CFRP [Nm/°]	Rozdíl [%]
Bod 1.	1408,6	1834	30,2

Toto zlepšení torzní tuhosti dostatečně vyvážilo 16,5 % nárůst hmotnosti rámu.

Tab. 13 Porovnání fyzického měření a simulace

	Fyzické měření [Nm/°]	Simulace [Nm/°]	Rozdíl [%]
Bod 1.	1834	2300	25,4

V tabulce výše vidíme porovnání hodnot torzních tuhostí z fyzického měření a simulace. Zde je rozdíl více než 25,4 %. Při takto velkém rozdílu již nelze považovat simulaci za správně nastavenou. Na takto velký rozdíl mohou mít největší vliv nepřesně nadefinované materiály a zjednodušený tvar monokoku.

I přes tak velký rozdíl jde o dobrý výchozí bod pro další vylepšování této simulace, která může být použita v budoucnosti při návrhu rámu další generace monopostu Dragon.

7 POROVNÁNÍ RÁMŮ VOZŮ DRAGON 6 A DRAGON 7

Na obrázku níže je přímé porovnání rámu předchozí a letošní generace rámu studentské formule. Jak je možné vidět, přechodem na novou technologii výroby se výrazně změnil vzhled celého šasi vozidla. Celková délka se zvětšila o 10 mm, což zapříčinila především snaha o splnění rozměrových pravidel na prostor pro řidiče konstrukčním řešením spojení monokoku s prostorovým rámem. Dalším faktorem poté byla změna polohy řidiče, který byl více položen. Šířka rámu se zvětšila také o 10 mm, což způsobilo rozšíření hlavního oblouku, který je nyní umístěn vně monokoku. Bylo zde nutné zachovat dostatek místa pro uchycení monokoku k trubkovému rámu. Rozšíření hlavního oblouku mělo za následek i jeho zvýšení, způsobené technologií výroby. Oblouk byl totiž ohýbán a bylo nutné zachovat poloměry těchto ohybů. Výsledné rozměry jsou uvedeny v tabulce níže.



Obr. 73 Porovnání modelu rámu vozů Dragon 7 a Dragon 6

Při přestupu z karbonových vláken na skořepinu jsme předpokládali, že výsledný rám vozu Dragon 7 bude lehčí a bude mít vyšší torzní tuhost, než tomu bylo u předchozího modelu. Totose však výsledném zvážení nepotvrdilo. Jako cílová hmotnost byla zvolena hodnota 26 kg, jelikož rám u modelu Dragon 6 vážil 27,2 kg. Výsledná hmotnost výsledného rámu byla ale 31,7 kg. Tento rozdíl mezi odhadovanou a výslednou hmotností mohl být způsoben několika faktory. Prvním z nich bylo použití metody mokrého laminování s dodatečným vakuováním oproti použití předpřipravených tkanin. Při tomto postupu velmi záleží na kvalitě výroby, a jelikož se množství pryskyřice dodává ručně, může dojít k přesycení tkanin, čímž dochází k nárůstu hmotnosti. Dalším faktorem, který mohl vést ke zvýšení hmotnosti, bylo použití ne zcela dobře optimalizovaných insertů. Z časových důvodů nebyl proveden dostatek fyzických zkoušek a tím pádem nemohla proběhnout optimalizace, z čehož vyplynulo to, že inserty byly i za cenu vyšší hmotnosti předimenzované.

Tab. 14 Porovnání parametrů rámu vozů Dragon 6 a Dragon 7

Parametr	Hodnota	
	Dragon 6	Dragon 7
Hmotnost [kg]	27,2	31,7
Torzní tuhost rámu [Nm/°]	1464	2364,5
Torzní tuhost rámu s rameny [Nm/°]	983,6	1834
Rozměry délka/šířka/výška [mm]	2152/670/1027	2262/677/1037

Podle očekávání se výrazně zvedla torzní tuhost rámu. Výsledná hodnota je 2364,5 Nm°, což oproti 1464 Nm° naměřených u rámu staršího modelu znamená nárůst o 61,5 %. Jedná se tedy o velmi dobrý výsledek, uvážíme-li, že celková váha rámu narostla přibližně o 16,5 %. Zde si je ale třeba uvědomit, jak velký potenciál může monokok mít. Při použití kvalitnější metody výroby a optimalizování skladeb je možné dosáhnout odlehčení rámu o desítky procent při zachování stejné torzní tuhosti. Ta může zůstat stejná, jelikož se pohybujeme v mezích optimální torzní tuhosti vypočtené z klopné tuhosti.

Díky použití ramen vyrobených kombinací karbonu a hliníku výrazně kleslo negativní ovlivnění torzní tuhosti celého auta. Díky tomu byl splněn cíl minimální torzní tuhosti, který byl stanoven na začátku vývoje rámu.

7.1.1 KONSTRUKČNÍ NÁROČNOST

Přechod k hybridnímu rámu sebou nesl i změnu ve vytváření modelu rámu. Ten byl v obou případech vytvořen v programu PTC Creo 3.0. U prostorového trubkového rámu byl model řízen body, které byly umístěny v jednotlivých nodech a za pomoci modulu Framework byly tyto body propojeny křivkami, kterým pak byl přiřazen průřez, z čehož byl poté celý model automaticky vygenerován. Další úpravy se prováděly pouze posuny bodů a opakovanou regenerací. U karbonové části bylo nutné použít plošné modelářství, které sice dovoluje vytvořit složitější tvary vhodné pro konstrukci monokoku, ale vyžaduje již pokročilou znalost programu a je i časově náročnější, a to především u programů, které nejsou určené k tomuto typu modelování.

Dále je zde samotná konstrukce monokoku, případně prostorového rámu. Zde musí být kladen velký důraz na kvalitu a kompletnost 3D modelu vozidla, především pak na napojení dalších částí, které přenáší významné síly do konstrukce a vyžadují již umístění insertu, který je možné umístit už při výrobě rámu.

7.1.2 VÝROBNÍ NÁROČNOST

Stejně jako u konstrukce, výrobní náročnost vzrostla několikanásobně, především se však prodloužila délka celé výroby rámu. Výroba prostorového trubkového rámu trvala přibližně 8 dní i se smontováním přípravku. Nyní výroba samotného monokoku i s přípravou všech forem, laminováním a úpravou monokoku před každým krokem trvala přes 40 dní a do výroby byla zapojena značná část týmu, včetně několika specializovaných firem. Dále si musíme uvědomit, že bylo stále nutné vyrobit prostorový trubkový rám, i když byl výrazně menší a jednodušší. Jeho výroba mohla probíhat buď před samotnou výrobou monokoku, nebo souběžně, ale na nutnosti využití dalších lidských zdrojů se nic nezměnilo.

7.2 CELKOVÉ ZHODNOCENÍ

Použití monokoku z kompozitních materiálů výrazně prodloužilo a ztížilo návrh celého šasi monopostu a stejně tak prodloužilo jeho výrobu. Pro výrobu je teď nutné použít velké množství drahých materiálů a technologií a výsledný rám je tedy řádově dražší.

Všechna tato negativa ale byla vyvážena značným nárůstem tuhosti a i přesto, že letošní rám je těžší než rám předchozího modelu, má tato technologie velký potenciál. U ostatních týmů můžeme vidět, že výsledný rám může být i o desítky procent lehčí při zachování stejných parametrů.

Nutné je také podotknout, že chceme-li konkurovat předním světovým týmům, je rám tohoto typu nezbytností, a to nejen v oblasti přímého srovnání na trati, kde dochází ke zlepšení jízdních vlastností a tím i lepším časům, ale i při obhajobě samotného návrhu, která je nedílnou součástí soutěží Formule student.

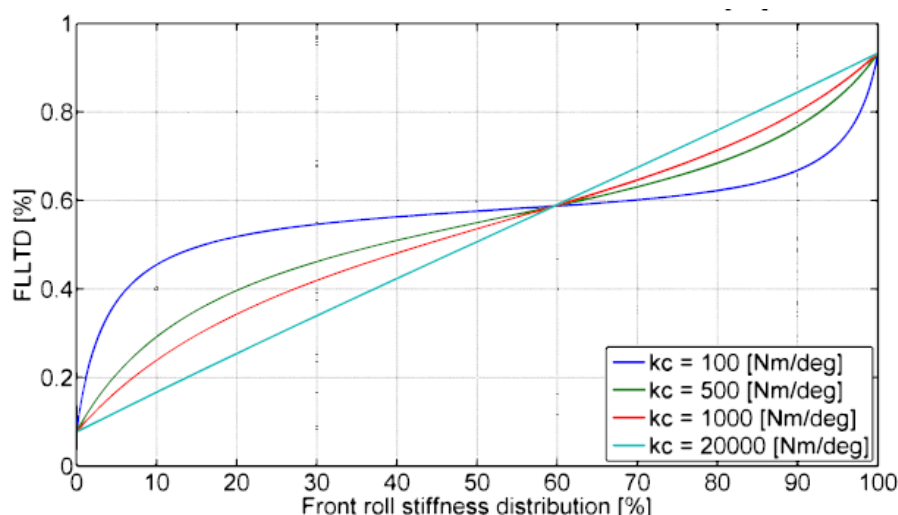
Neméně důležitým aspektem jsou také cenné zkušenosti s výrobou tak složitého kompozitního dílu. Bude-li tým schopný získat dostatek financí a lidských zdrojů, určitě bych doporučoval v tomto konceptu pokračovat.

7.3 OBECNÝ VLIV TORZNÍ TUHOSTI NA JÍZDNÍ DYNAMIKU

Je důležité si uvědomit, že torzní tuhost má přímý vliv na rozdělení příčného posunu a na vlastnosti kinematiky. To se týká především úhlů klopení na přední a zadní nápravě, které se při nedostatečné tuhosti mohou značně lišit.

Příčný posun má za následek proměnlivé zatížení jednotlivých kol. Zde si také musíme uvědomit to, že žádná z dnešních pneumatik se nechová podle Coulombova modelu tření. To znamená, že třecí síla není lineárně závislá na zatížení. Citlivost pneumatiky na zatížení znamená, že při zvyšování zatížení bude sice pneumatika schopná dosáhnout maxima boční síly, ale menší rychlosti. To se u dnešních pneumatik projevuje tím, že při zvyšování zatížení je pneumatika schopná přenést menší boční zatížení a zvětšit směrovou úchylku, při které se tato síla generuje. Spojení těchto dvou faktorů způsobí to, že na nápravě není možné vyvinout větší sílu.[2], [9]

Graf níže udává závislost percentuálního přesunu zatížení nápravy na distribuci klopné tuhosti nápravy při různé torzní tuhosti vozidla. Z tohoto grafu lze vyčíst, že čím větší je torzní tuhost vozidla, tím se tato závislost stává lineárnější. To je důvodem používání násobně vyšších torzních tuhostí u vozidel. [2], [9]



Obr. 74 Graf závislosti FLLTD na klopné tuhosti nápravy [9]

Torzní deformace rámu mění klopné úhly na nápravách. Na těchto úhlech závisí úhly sbíhavosti a odklonů, přičemž je nežádoucí, aby jejich změna probíhala jinak, než jak je určeno kinematikou zavěšení.

Dalším parametrem, na který má torzní tuhost vliv, je gradient nedotáčivosti. Ten nám číselně vyjadřuje míru nedotáčivosti, případně přetáčivosti, v závislosti na rozdílu mezi tzv. Bundorf cornering compliances D_f a D_r . Ty dávají do souvislosti faktory jako přesun zatížení na nápravě, vratný úhel, vůle způsobené působením boční síly, změnu úhlu odklonu a sbíhavosti při klopení, tuhost pneumatiky a další. Výsledkem je poté rovnice, která nám vyjádří dynamický úhel natočení. To je úhel natočení kol, který je potřebný v každém místě zatáčky, aby byla zachována stejná boční rychlost a stejný rádius zatáčky. [2], [9]

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \frac{m \cdot v_x^2}{R} \cdot \frac{C_R \cdot l_R - C_F \cdot l_F}{C_R \cdot C_F \cdot L} - l_{CS_f} + l_{CS_R} - r_{SF} + r_{SR} \quad (27)$$

kde:

R	[m]	rádius
L	[m]	rozvor náprav
m	[kg]	hmotnost
v_x	$[\text{ms}^{-1}]$	boční rychlost
C_R, C_F	[-]	axle cornering stiffness
l_F, l_R	[m]	rozchod kol
l_{CS_f}, l_{CS_R}	[-]	lateral compliances
r_{SF}, r_{SR}	[-]	poměr mezi úhlem samořízení a úhlem klopení

7.3.1 VLIV TORZNÍ TUHOSTI NA KINEMATIKU MONOPOSTU DRAGON 7

Při návrhu kinematiky pro sportovní vůz se obecně klade důraz na to, aby při maximálním propružení byla změna sbíhavosti a klopení minimální. Jediný parametr, u kterého nejde zamezit změně, je změna odklonu.

Z kinematiky navržené Bc. Martinem Hlaváčem pro monopost Dragon 7 vychází, že statická změna odklonu na přední nápravě při teoretickém maximálním klopení $0,96^\circ$ je $+0,56^\circ$ a na zadní $+0,54^\circ$. Musíme ale brát v úvahu i to, že přední náprava je řiditelná. To znamená, že při natočení volantu dojde na přední nápravě ke změně odklonu o $-1,66^\circ$, a to při maximálním klopení $0,96^\circ$ a bočním zrychlení 2,5 G.

Toto ale platí jen v případě, že rám považujeme za tuhé těleso. Při jízdě ale dochází ke zkroucení celého šasi. Zde do výpočtu vstupuje torzní tuhost celého rámu, která ovlivňuje klopnou tuhost a tím i klopný moment. Při bočním zrychlení 2,5 G je hodnota klopného momentu 1317,3 Nm, z čehož nám vychází, že se rám zkroučí přibližně o $0,7^\circ$. Toto navýšení klopného úhlu má za následek změnu odklonu na předním vnějším kole o $0,4^\circ$ s výslednou hodnotou $1,26^\circ$. Stejná změna odklonu bude i na zadní nápravě.

Díky verifikaci torzní tuhosti je nyní možné přizpůsobit statické odklony reálným podmínkám při jízdě.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo zkonstruovat a vyrobit rám vozu určeného pro sérii závodů Formule Student. Pro výrobu tohoto šasi byla zvolena koncepce hybridního rámu. Tento rám byl použit pro stavbu monopostu Dragon vůbec poprvé a museli jsme tím pádem čelit velkému množství konstrukčních překážek, se kterými jsme se setkali vůbec poprvé za dobu působení u týmu TU Brno Racing. Dále se tato práce zaměřila na ověření přesnosti výroby a měření důležitých parametrů a na porovnání současného rámu s rámem předchozího modelu.

První část se zaměřuje na představení rámu používaných v soutěži Formule Student a představením pravidel, která musejí být splněna, aby bylo vozidlo do takového závodu připuštěno.

V další části jsou stanoveny cíle, které by měl budoucí rám splňovat. Dále byla popsána samotná konstrukce celého rámu. Na začátku byly stanoveny pevné body konstrukce, které se během celého konstrukčního návrhu neměnily. Práce poté popisuje další důležité body, které vstupovaly do návrhu rámu a ovlivňovaly výsledný tvar monokoku a trubkového rámu během celého vývoje. Mezi ty nejdůležitější patří kinematické body zavěšení a příslušenství pohonné jednotky. Na konci této části byl detailně popsán konečný konstrukční návrh.

V další části práce byla provedena MKP analýza, která se také velmi lišila od předchozích generací, a to především použitím anizotropního materiálu pro stavbu rámu. Díky tomu se výrazně ztížilo nastavení výpočtového modelu, jelikož bylo nutné nadefinovat vlastní materiály. Jako zátěžný stav byl zvolen ten, který nastává při měření torzní tuhosti, a to z důvodu jeho ověřitelnosti. Výsledné hodnoty se však výrazně liší a je nutné je brát s rezervou. Zde je stále velký prostor pro optimalizaci.

Práce pokračuje popisem jednotlivých kroků, které bylo nezbytné učinit pro výrobu rámu. Prvním byla konstrukce přípravku na svařované součásti a forem na ty laminované. Dále pak výroba samotného rámu, především monokoku. Přesnost hotového rámu pak byla zkontrolována za pomoci 3D skeneru, jelikož jsme si vědomi toho, že nemůžeme zaručit dokonalou přesnost.

Na závěr byla změřena torzní tuhost celého rámu i s rameny. Výsledky těchto měření pak byly porovnány s rámem ze starší generace. Díky rozdílným koncepcím bylo zajímavé zjistit, o kolik se liší parametry těchto rámu.

V poslední kapitole jsou porovnány obě koncepce použité pro stavbu rámu formule Dragon 6 a Dragon 7. Toto porovnání zohledňuje konstrukční náročnost, náročnost výroby a především torzní tuhost a váhu.

I přesto, že nebyly splněny všechny cíle, které byly stanoveny na začátku návrhové fáze, výsledný rám lze považovat za úspěch. Procentuální navýšení váhy rámu bylo vyvážené mnohem větším procentuálním nárůstem jeho torzní tuhosti. Přihlédneme-li k tomu, že se jedná o první rám tohoto typu, který tým TU Brno Racing kdy postavil, v budoucnosti se dá očekávat jeho další výrazné zlepšování.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REIMPELL, Jornsens. TheAutomotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth – Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0
- [2] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. Race car vehicledynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1560915269.
- [3] Formula Student Team Delft. In: *Facebook* [online]. [cit. 2017-05-5]. Dostupné z: https://www.facebook.com/pg/FSteamDelft/photos/?ref=page_internal
- [4] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [5] DMM Průmyslové spektrum. Sendvičové konstrukce. [online]. 2001 [cit. 2017-04-28]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/sendvicove-konstrukce.html>
- [6] JURAČKA, Jaroslav. Kompozitní konstrukce v letectví. 5. Brno, 2015.
- [7] ŽÍDEK, T. Aplikace sendvičové konstrukce na formulový vůz. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 99 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Löffelmann.
- [8] Formula Student Rules 2017. Formula student germany. [online]. 30.11.2016 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/uploads/media/FS-Rules_2017_V1.1.pdf
- [9] DANIELSSON O., & COCANA, A. G. (2015) *Influence of body stiffness on vehicle Dynamics characteristics in passengercars*. Göteborg: Chalmers University of Technology, Department ofAppliedmechanics. [online] Dostupné z: <<http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/219391/219391.pdf>>
- [10] PETRO, P. Torzní tuhost rámu vozidla Formula Student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 70 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondrej Blaťák, Ph.D.
- [11] 2017 StructuralEquivalencySpreadsheet (SES) (Updated 10/24/16). In: *Fsaeonline* [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=5ade9b01-8903-4ae1-89e1-489a8a4f08d9>
- [12] Havel Composites CZ s.r.o., Technologie jejich popis a schémata. [online].[cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.havel-composites.com/clanky/4-Technologie/76-Technologie-jejich-popis-a-schemata.html>
- [13] MORELLO, Lorenzo, et. al. TheAutomotive Body. Dordrecht: SpringerVerlag, 2011. 668 s. ISBN 978-94-007-0512-8.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

CR, CF	[-]	Axle cornering stiffness
CAD		Computational Aided Design
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
F	[N]	Síla
FB		Přední nárazová struktura
FBSS		Podpora přední nárazové struktury
FHB		Výztuhy předního oblouku
FLLTD		Front Lateral Load Transfer Distribution
IGES		Initial Graphics Exchange Specification
l, L	[m]	Rozvor nápravy
m	[kg]	Hmotnost
MKP		Metoda konečných prvků
$\varnothing$	[mm]	Průměr
R	[m]	Rádus
Re	[MPa]	Mez kluzu
Rm	[MPa]	Mez pevnosti
SAE		Society of Automotive Engineers
SIS_hor		Boční nárazová struktura horizontální
SIS_ver		Boční nárazová struktura vertikální
STEP		Standard for the Exchange of Product model data
t	[m]	Rozchod kol
TIG		Tungsten Inert Gas
vx	[ms^{-1}]	Boční rychlost
w	[mm]	Průhyb nosníku
z	[mm]	Posuv
J_y	[mm^4]	Kvadratický moment průřezu
K_o	[Nm°]	Ohybová tuhost
K_t	[Nm°]	Torzní tuhost
M_k	[Nm]	Krouticí moment
M_o	[Nm]	Ohybový moment
$lcsF, lcsR$	[-]	Lateral compliances
rsF, rsR	[-]	Poměr mezi úhlem samořízení a úhlem klopení
α	[$^\circ$]	Ohybový úhel
φ	[$^\circ$]	Úhel zkroucení