

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Katedra vozidel a pozemní dopravy



Diplomová práce

Návrh pohonného ústrojí vozu Formule Student

Bc. Jan Pokorný

© 2022 ČZU v Praze

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Jan Pokorný

Technika a technologie v dopravě a spojích
Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Návrh pohonného ústrojí vozu Formule Student

Název anglicky

Design of the Formula Student vehicle powertrain

Cíle práce

Cílem práce bude navrhnout pohonnou soustavu pro vůz Formule student.

Metodika

1. Úvod
2. Cíl práce
3. Metodika práce
4. Současný stav sledované problematiky
5. Postup řešení
6. Zhodnocení výsledků
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů
9. Přílohy

Doporučený rozsah práce

45 – 55 stran

Klíčová slova

diferenciál, rozeta, řetěz, kinematické klouby, náboje

Doporučené zdroje informací

MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE International, c1995. ISBN 1-56091-526-9.

SEWARD, Derek. Race Car Design. United Kingdom: Macmillan International Higher Education, 2014. ISBN 9781137030153.

VLK, F. *Dynamika motorových vozidel : jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.

Předběžný termín obhajoby

2021/2022 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Petr Jindra, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Elektronicky schváleno dne 21. 3. 2022

doc. Ing. Martin Kotek, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 25. 3. 2022

doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Děkan

V Praze dne 31. 03. 2022

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci "Návrh pohonného ústrojí vozu Formula Student" jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne 31.3.2022

Poděkování

Velice děkuji vedoucímu práce panu Ing. Petr Jindrový, Ph.D. za ochotu při vedení a pomoc při vpracování práce, rodičům za podporu při studiu. Dále pak členům týmu CULS Prague Formula Racing za cenné rady a pomoc při realizaci pohonného ústrojí a celé stavby FS 6 a FS 7.

Návrh pohonného ústrojí vozu Formule Student

Abstrakt

Tato práce se zabývá konstrukcí pohonného ústrojí pro monopost soutěže Formule Student pro rok 2021 a 2022. Tento monopost je konstruován týmem CULS Prague Formula Racing. Práce se zabývá kompletním řešením přenosu výkonu od klikového hřídele spalovacího motoru až na kola. Práce obsahuje popis konstrukce pro vůz z roku 2021, zkušenosti s jeho provozem a konstrukci pro vůz pro rok 2022. Jeho konstrukce je vývojem řešení z předchozího roku.

Klíčová slova: Formula Student, primární převod, spojka, převodovka, servomotor, sekundární převod, řetěz, diferenciál, držák diferenciálu, poloosa, homokinetický kloub, náboj kola,

Design of the Formula Student vehicle powertrain

Abstract

This thesis examines the drivetrain design of a Formula Student monopost, engineered in 2021 and 2022 by the CULS Prague Formula Racing team for the Formula Student competition. The thesis describes the whole power transmission concept, from the crankshaft of the internal combustion engine all the way to the wheels. The study presents the 2021 vehicle's design, experience gained during its operation, as well as the design of the 2022 vehicle, which builds on the design of its predecessor.

Keywords: Formula Student, primary drive, clutch, gearbox, Servo Motor, secondary drive, chain, differential, differential holder, half shaft, CVT joint, wheel hub

Obsah

1. Úvod	1
2. Cíl práce	2
3. Metodika práce	3
4. Přehled řešené problematiky	4
4.1. Formula Student	4
4.2. Dynamické disciplíny	5
4.2.1. Autokros	5
4.2.2. Endurance	5
4.2.3. Eficiency	5
4.2.4. Akcelerace	6
4.2.5. Skidpad	6
4.3. Statické disciplíny	6
4.3.1. Cost report	6
4.3.2. Design report	7
4.3.3. Business plán	7
4.4. Koncepce vozu FS 6	7
4.5. Koncepce vozu FS 7	8
4.6. Vývoj vozů	8
5. Postup řešení	10
5.1.1. Obecné požadavky na pohonné ústrojí	10
5.2. Primární převod	10
5.3. Spojka	11
5.4. Převodovka	12
5.4.1. Popis funkce	12
5.4.2.1. Stanovení cílů pro FS 6	15
5.4.2.2. Popis našeho návrhu řazení	15
5.4.2.3. Servomotor	16
5.4.2.4. Výpočet převodů	17
5.4.2.5. Řadící válec	18
5.4.2.6. Provoz	20
5.4.3. FS 7	21
5.4.3.1. Výpočet převodů	21
5.4.3.2. Způsob řazení	21
5.4.3.3. Celkový popis	21
5.4.3.4. Řadící servomotor	22
5.5. Sekundární převod	23
5.5.1. Možnosti	23

5.5.2.	Zadání.....	23
5.5.3.	FS 6.....	25
5.5.4.	FS 7.....	25
5.5.5.	Uchycení ozubených kol	25
5.6.	Diferenciál.....	27
5.6.1.	Výběr diferenciálu.....	27
5.6.2.	Diferenciál Drexler.....	28
5.6.3.	Držák diferenciálu.....	29
5.6.3.1.	Porovnání materiálů.....	29
5.6.3.2.	FS 6 návrh varianty z uhlíkového kompozitu.....	30
5.6.3.3.	Návrh ze slitiny hliníku	31
5.6.3.4.	Výsledná varianta pro FS 6.....	33
5.6.3.5.	FS 7.....	33
5.7.	Homokinetické klouby	35
5.7.1.	Volba FS 6.....	35
5.7.2.	Volba pro FS 7.....	36
5.8.	Poloosy	36
5.8.1.	Výpočet	37
5.8.2.	Náš návrh.....	38
5.9.	Náboj kola	39
5.9.1.	Popis.....	39
5.9.2.	Uchycení disku.....	39
5.9.2.1.	Varianty řešení.....	39
	40
5.9.2.2.	Zvolená varianta	40
5.9.3.	Uchycení tripoidního kloubu	40
5.9.3.1.	Zadání a varianty řešení.....	40
5.9.3.2.	Zvolená varianta	41
5.9.4.	Ložiska	44
5.9.5.	Zkušenosti z provozu.....	45
6.	Výsledky a diskuse.....	46
7.	Závěr.....	48
8.	Seznam použitých zdrojů	49
9.	Přílohy	51

Seznam obrázků

Obrázek 1 Trať disciplíny skidpad [6]	6
Obrázek 2 Základní schéma přenosu výkonu [archiv autora]	10
Obrázek 3 Primární převod vpravo je vidět vymezovač mezi zubové vůle [archiv autora].....	11
Obrázek 4 vlevo vnější pohled na spojku TSS vpravo detail vnitřní konstrukce antihoppingové spojky, jsou zřetelně vidět kuličky umístěné na rampách které slouží k částečnému vystavení spojky [13;archiv autora].....	12
Obrázek 5 jednotlivé díly řazení originální převodovky Triumph 675 [archiv autora]	13
Obrázek 6 schéma toku výkonu v originální převodovce: Volná kola se volně protáčejí, pevná kola se otáčejí stejně rychle jako hřídel, na které jsou umístěna. [archiv autora]	14
Obrázek 7 servo motor JX C70HV [16].....	17
Obrázek 8 graf závislosti otáček a rychlosti vozidla pro vybrané varianty [archiv autora]	18
Obrázek 10 porovnání řadicí válců: zleva: originální, 3D tisk pro ověření, díl pro FS 6 [archiv autora].....	19
Obrázek 9 schéma řadicích cest vlevo originální, vpravo nově navržené [archiv autora]	19
Obrázek 11 schéma toku výkonu v navržené převodovky: Volná kola se volně protáčejí, pevná se otáčejí stejně rychle jako hřídel, na které jsou umístěna [archiv autora]	20
Obrázek 12 převod řemenem a uložení servomotoru[archiv autora]	20
Obrázek 13 Agf-rc a280 BVSW [17].....	22
Obrázek 14 grafy porovnání servomotoru zvoleného pro FS 6 a FS 7 [archiv autora].....	23
Obrázek 15 ukázka typů spojení řetězů [1]	24
Obrázek 16 orientační pevnost v tahu jednotlivých typů spojení [1].....	24
Obrázek 17 varianta V1 a V2 [archiv autora]	26
Obrázek 18 vyrobený unášec rozety V3 [archiv autora]	26
Obrázek 19 simulace MKP (napětí) v programu Solidwork při namáhání maximálním momentem [archiv autora]	26
Obrázek 20 orientace vláken vlevo 0°, 90°; vpravo 0°, 45°, -45°, 90°[archiv autora].....	31
Obrázek 21 podoba výsledného návrhu držáku z uhlíkového kompozitu [archiv autora]	31
Obrázek 22 rozpadový výkres držáku diferenciálu vozu FS 6 [archiv autora]	32
Obrázek 23 namontovaný držák diferenciálu na voze FS 6 [archiv autora].....	33
Obrázek 24 návrh hliníkové šroubované zadní nápravy s integrovaným držákem diferenciálu [archiv autora].....	34
Obrázek 25 kuličkový kloub [5].....	35
Obrázek 26 kompletní sestava s triopidem na voze FS 6 - všechny díly jsou ale shodné i na FS 7 [archiv autora].....	36
Obrázek 28 magnesiové disky Oz racing vlevo s centrální maticí vpravo pro čtyři šrouby [19].....	39
Obrázek 27 disky z uhlíkového kompozitu týmu TU Gratz [20]	40
Obrázek 29 použití unášeče od firmy Pegasus Racing na voze VUT Brno [5].....	41
Obrázek 30 náboj s ocelovým unášečem [archiv autora]	42
Obrázek 31 návrh náboje s třemi ocelovými vložkami [archiv autora]	42
Obrázek 32 vyrobený náboj s vlisovanou vložkou z hliníkové slitiny [archiv autora]	43
Obrázek 33 rozpad sestavy náboje kola	43
Obrázek 34 schéma použití podložky pro zvýšení rádiusu, žlutou barvou je podložka červenou náboj kola [archiv autora]	44

Seznam tabulek

Tabulka 1 bodové hodnocení jednotlivých disciplín.....	5
Tabulka 2 bodové hodnocení statických disciplín [7].....	6
Tabulka 3 Základní specifikace vozu FS 6.....	7
Tabulka 4 Základní specifikace vozu FS 7.....	8
Tabulka 5 Porovnání čtyř uvažovaných typů řetězů [1].....	25
Tabulka 6 kusovník rozpadového výkresu.....	32
Tabulka 7 kusovník rozpadu náboje.....	44
Tabulka 8 Porovnání technického řešení FS 5 až FS 7 a hmotností jejich řešení	46
Tabulka 9 přehled řešení u vozu FS 6 a FS 7 a použití stejných dílů.....	47

1. Úvod

Tato práce se zabývá návrhem pohonného ústrojí závodního vozu třídy Formula Student. Jedná se o monopost týmu CULS Prague Formula Racing. Tento tým již působí v soutěži delší dobu. Tato práce se zabývá konstrukcí komponent a celků pro 6. a 7. vůz tohoto týmu. Pohonným ústrojím rozumíme vše, co přenáší výkon ze spalovacího motoru na kola. Jedná se tedy o primární převod, spojku, převodovku, sekundární převod, diferenciál, homokinetické klouby, poloosy a náboje kol. Díky obsáhlosti tématu i množství sestav je popis dané problematiky zjednodušen. Důraz je kladen zejména na to, aby bylo zcela zřejmé, jaká technická řešení byla zvolena a proč. Pro uvedení do problematiky a vysvětlení základních požadavků na monopost jsou dále uvedeny základní informace o soutěži Formula Student. Následně pak je okrajově zmíněna celková koncepce vozu, vycházející z požadavku, že všechny díly musí společně dohromady dávat dokonale fungující závodní vůz. Práce též obsahuje popis časového vývoje obou monopostů a absolvovaných soutěží monopostu 6. a 7. generace, jelikož zmíněné časové období bylo velmi nestandardní díky pandemii Covid-19. Pro porovnání výsledků konstrukce vozů výše uvedených posledních dvou generací je použit monopost předchozí 5. generace.

2. Cíl práce

Cílem práce je návrh pohonného ústrojí pro dva monoposty formule student týmu CULS Prague Formula Racing, a to pro sezonu 2021 a 2022. Pro návrh konstrukce bylo nutné vycházet ze zkušeností se stavbou, testováním a závody s monopostem připraveným dříve pro rok 2021. Úkolem bylo navrhnout takové ústrojí, které by dosahovalo co nejlepších parametrů. Tyto parametry jsou stanoveny u každého z dílů zvlášť, a jsou podrobně popsány v dalších částech práce. Mezi obecné požadavky je možno zahrnout minimalizaci hmotnosti a dosažení vysoké míry spolehlivosti. Tyto parametry bylo také nutné přizpůsobit finančním, časovým a výrobním možnostem týmu CULS Prague Formula Racing. Zejména pro sezonu 2022 bylo nutné snížit náklady na úplné minimum, a to z důvodu omezené velikosti rozpočtu, pohybující se na hranici fungování týmu. Dále bylo nutné uvažovat monopost jako celek a zvažovat všechny možnosti tak, aby všechny díly fungovaly dohromady co nejlépe. V případě přílišného navýšení ceny, nebo neúměrné náročnosti výroby pohonného ústrojí vozu by takovýto návrh negativně ovlivnil monopost jako celek. Tato přílišná náročnost u vybraných sestav by vedla k výrazným finančním, nebo časovým úsporám na ostatních sestavách vozu, které by je negativně poznamenaly. Byl tedy nutné dosažení vždy určitého kompromisu tak, aby monopost jako celek dosahoval co nejlepších výsledků.

3. Metodika práce

Práce obsahuje přehled řešené problematiky. První částí je popsána podoba soutěže Formula Student. Disciplíny, ve kterých tým soutěží a základní pravidla definující podobu monopostu. V druhé části teoretické části je popis vývoje a konceptu vozu obou monopostů týmu CULS Prague Formula Racing. Je zde popsána základní koncept a jeho technická data, dále pak historie vývoje a označování jednotlivých monopostů. V části Postup řešení jsou rozebrány konkrétní požadavky pro jednotlivé monoposty. Tyto požadavky vychází z celkové koncepce vozu a je pro každý tým Formule Student individuální. Dále jsou popisovány jednotlivá řešení daných sestav, jak jsou běžně řešeny. Tato část je jednou z nejdůležitější částí vývoje. Na jejich základ byli stanoveny cíle, které mají být dosaženy, a to s přihlédnutím k případným omezujícím podmínkám, které jsou dány ostatními součástmi formule, nebo vlastními pravidly soutěže. Dále je přistoupeno k zvážení jednotlivých možností řešení, případně k návrhu vlastního řešení. Tyto možnosti byly následně dále rozpracovány a dle toho, jakých bylo dosahováno parametrů, bylo vybráno finální řešení. Toto řešení bylo následně dopracováno a optimalizováno tak, aby plnilo všechny požadavky co nejlépe. K tomuto bylo použito výpočtů a zejména simulace pomocí metody konečných prvků (dále jen MKP). V případě návrhu bylo preferováno řešení nákupem vhodného dílu, nebo úpravou dostupných dílů. Toto řešení typicky snižuje náklady a časovou náročnost, navíc již dříve vyvinuté díly podléhají většinou výrazně zevrubnějšímu testování a vykazují tak vyšší spolehlivost. Tento postup byl proveden u monopostu FS 6, který byl připravován pro sezonu 2021. U monopostu FS 7 pro sezonu 2022 byly navíc uvažovány zkušenosti z provozu FS 6. Celý postup byl opakován s tím rozdílem, že byl zvažován přínos konstrukce a možnost výroby nového řešení. U některých dílů bylo rozhodnuto, že náklady spojené se změnami jsou příliš vysoké a není při nich dosaženo opodstatnitelného zlepšení. U těchto dílů byly následně použity vhodné díly z rozebraného monopostu FS 6.

4. Přehled řešené problematiky

4.1. Formula Student

Formula Student je mezinárodní soutěž pro studenty vysokých škol. Celosvětově existuje přes 500 týmů. Úkolem týmu je postavit závodní monopost dle pravidel, která vyžadují, aby stavba nebo alespoň přestavba byla provedena každý rok. S tímto monopostem se následně závodí na závodech pořádaných po celém světě. Pravidla jsou napsána tak, aby omezila možnost vzniku zranění a udržela cenu monopostu v rozumné hladině, ale zároveň minimálně omezovala konstrukci. Soutěž se skládá ze dvou částí. První je statická, kdy tým obhájí svoji koncepci a konstrukci vozu, dále pak prezentuje business plán, jak zaujmout potencionální investory pro stavbu tohoto vozu. Druhou částí je dynamická část, kdy monoposty závodí v pěti disciplínách: autokros, endurance, efficiency, akcelerace a skidpad. V sezoně 2021 existovaly čtyři kategorie, které se liší řízením a pohonem: spalovací, spalovací autonomní, elektrické, elektrické autonomní. Autonomní formule není řízná pilotem, ale počítačem a má specifické dynamické disciplíny. V sezoně 2022 byla přidána na některých závodech kategorie hybridní vozů spojující elektrický a spalovací pohon. Pravidla mají na formuli mnoho požadavků. Některé základní jsou zde zmíněny, protože definují, jak má monopost v základních obrysech vypadat. Dále se budu věnovat pravidlům pro kategorii se spalovacím motorem, protože tým CULS Prague Formula Racing závodí právě v této kategorii. Pravidla omezují spalovací motor, který je pro formuli povolen. Musí obsahovat písty vykonávající přímočarý vratný pohyb, zdvihový objem musí být nižší jak 710 cm^3 . Motor musí být čtyřtaktní a spalovat benzín RON95 nebo E85. Všechn vzduch do motoru proudí přes restriktor kruhového průřezu o průměru 20 mm (RON 95) nebo 19 mm (E85). Vůz musí být formulového typu s otevřeným kokpitem a odkrytými koly. Je stanoven minimální rozvor 1525 mm a minimální výška vozidla nad vozovkou 30 mm. Ostatní maximální rozměry jsou definovány pravidly a vztahují se k zvolnému rozvoru. Monopost musí mít funkční odpružení s chodem minimálně 50 mm a tlumení pomocí tlumičů. Maximální rychlost není definována, ale vychází z toho, že dle pravidel se na trati nenachází žádný rovný úsek s délkou větší jak 80 m. Nemá tedy smysl, aby automobil měl vyšší maximální rychlost, než je schopný na této dráze s určitou rezervou dosáhnout. Formule student závodí vždy na uzavřené ploše s dlouhými oblastmi pro vyjetí a vozy se nikdy nepředjíždí, vždy závodí pouze na čas. Na trati se sice vyskytuje několik vozů najednou, ale v případě, kdy rychlejší formule dojede pomalejší, je pomalejší formule zastavena, aby umožnila předjetí. Každou disciplínu kromě endurance a efficiency absolvují dva piloti týmu, z nichž každý má dva pokusy. Jedná se o konstruktérskou soutěž, všechny disciplíny jsou tedy navrženy tak, aby prověřily všechny aspekty stavby vozu a hodnotily tak zejména technickou vyspělost, a nejen výkony pilotů na trati. [6;7]

4.2. Dynamické disciplíny

Jedná se o disciplíny, které mají prověřit všechny aspekty konstrukce vozu během jízdy. Celkově je v těchto disciplínách možno získat až 675 bodů, což je 67,5 % celkových bodů v soutěži.

Tabulka 1 bodové hodnocení jednotlivých disciplín

Autokros	100
Endurance	325
Efficiency	100
Akcelerace	75
Skidpad	75

4.2.1. Autokros

Autokros je závod na jednom kole trati, kde kolo má běžně délku kolem 1 km. Trať se liší na každém závodu a pilot na ní nemůže nijak trénovat. Je mu pouze umožněno před závodem si ji prohlédnout. Úkolem je dosáhnout nejlepšího času. Pro tuto soutěž je důležité mít dobře vyvážené a celkově rychlé auto. Existuje více způsobů, jak dosáhnout tohoto výsledku. [6;7]

4.2.2. Endurance

Jedná se o závod na 22 km, který se jede na závodní trati, která je podobná trati autokrosu. V polovině závodu se piloti vystřídají. Na toto střídání jsou vyhrazeny 3 minuty během nichž nesmí docházet k žádným opravám vozu. Není možné ani tankovat, měnit baterie atd. Jedná se o nejobtížnější a nejlépe bodovanou soutěž. Přibližně 40–60 % týmů obvykle není schopné disciplínu dokončit. Endurance klade na vůz podobné nároky jako autokros s tím rozdílem, že je důležitá spolehlivost vozu. Je započítáván celkový čas na ujetí 22 km. [6;7]

4.2.3. Efficiency

Během disciplíny endurance je měřena spotřeba, ta je dána do poměru s rychlostí vozu. Vyhrává ten tým, který je rychlý a zároveň spotřebuje málo paliva. Klíčem k výhře v této disciplíně je nízká hmotnost a vysoká účinnost motoru. [6;7]

$$\text{Počet bodů} = 100 \times \left(\frac{\frac{E_{\min}}{E_{\text{team}}} - 1}{\frac{E_{\min}}{E_{\max}}} - 1 \right)$$
$$E = \frac{T_{\min} \times V_{\min}}{T_{\text{team}} \times V_{\text{team}}}$$

V=množství spotřebovaného paliva [dm³]

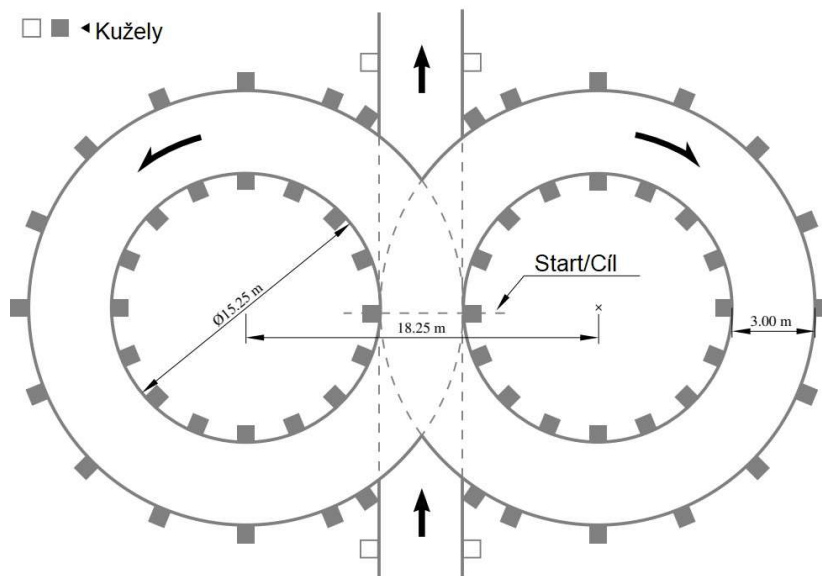
T=čas závodu endurance [s]

4.2.4. Akcelerace

V této disciplíně musí monopost urazit co nejrychleji trasu 75 m, ta je zcela rovná. Počáteční rychlost je nulová. Důležité pro tuto disciplínu je výkon, nízká hmotnost a vysoká adheze. [6;7]

4.2.5. Skidpad

Trat' se skládá ze dvou kružnic. Monopost nejdříve absolvuje dvě pravotočivá kola a posléze dvě levotočivá kola. Započítáván je průměrný čas druhých kol. Pro tuto disciplínu je důležitá nízká hmotnost vozu a nízké těžiště, dobře fungující podvozek, vysoká adheze a vysoký přítlak aerodynamiky v nízkých rychlostech. [6;7]



Obrázek 1 Trať disciplíny skidpad [6]

4.3. Statické disciplíny

Statické disciplíny jsou takové, kdy tým prezentuje svoji práci bez toho, aby se monopost pohyboval. Celkově jde získat až 375 bodů což je 37,5 % celkového množství bodů.

Tabulka 2 bodové hodnocení statických disciplín [7]

Disciplíny	Body
Cost report	100
Design report	300
Business plán	75

4.3.1. Cost report

Jedná se o zprávu, která komplexně popisuje všechny díly na celém monopostu, tedy vlastně o kusovník celé formule. Jedna sestava je vybrána pořadatelem pro detailní zprávu, ta poté vyžaduje od týmu zpracování kompletního výrobního postupu každého dílu a nacenění každé operace. [6;7]

4.3.2. Design report

Jedná se o zprávu, která vysvětluje proč byla zvolena technická řešení, která byla při stavbě monopostu použita. Dokazuje technickou vyspělost a konstrukční myšlenky při vzniku vozu. [6;7]

4.3.3. Business plán

Tým připraví plán podnikání, který zahrnuje výrobu nebo použití lehce modifikovaných monopostů týmu. [6;7]

4.4. Koncepce vozu FS 6

Základní koncepce vozu vychází z monopostu FS 5 a jedná se o jeho následný vývoj. Přesto byl vůz kompletně přepracován, a nakonec bylo použito méně jak 5 % dílů z původního monopostu, přičemž se jedná ve většině o díly motoru. Vůz má trubkový, svařovaný prostorový rám z oceli 25CrMo4. V něm je umístěn tříválcový motor z motocyklu Triumph o zdvihovém objemu 675 cm³. Motor se značně liší od sériového motoru mnoha modifikacemi, mezi které patří například suchá olejová vana, úpravy karteru pro odlehčení, jiné vačkové hřídele, změna časování vaček, leštěné kanály, elektrická vodní pumpa, odstranění alternátoru atd. Vůz je též vybaven sekvenčním řazením pomocí pádel. Výrazně modifikována byla též geometrie podvozku a jeho odpružení. Monopost je také schopen přenášet většinu dat živě během jízdy, tak aby mohla být vyhodnocována během jízdy.

Tabulka 3 Základní specifikace vozu FS 6

Motor	Triumph 675
Popis motoru	Tříválcový čtyřdobý vodou chlazený motor se suchou olejovou vanou
Výkon motoru	Cca 69 kW v 10500 ot./min.
Hmotnost připravená k jízdě	225 kg
Výška těžiště	170 mm
Rozložení hmotnosti	51% přední náprava /49% zadní náprava
Rám	Prostorový trubkový
Materiál rámu	25CrMo4
Hmotnost rámu	38,5 kg
Rozvor	1525 mm
Rozchod, přední náprava / zadní náprava	1230 mm/1210 mm
Pneumatiky	AVON 14254S
Rozměr pneumatik ø disku, ø vnější, šířka	13“, 20“, 7,2“
Přítlak aerodynamiky	350 N v 55 km/h, 950 N v 100 km/h
Přední brzdy	Plavoucí kotoučové osazené 4 pístkovými brzdíči
Zadní brzdy	Pevné kotoučové osazené 2 pístkovými brzdíči
ECU	Ignitech
Baterie / Kapacita baterie	Li-ion 18,2 A/h

4.5. Koncepce vozu FS 7

Vůz FS 7 rozvíjí koncept vozu FS 6 přičemž během konstrukce se vývojový tým zaměřil na čtyři základní směry, kde původní vůz FS 6 měl největší problémy. Jsou to tyto sestavy: rám, aerodynamika, řízení a odpružení. Byl též kladen důraz na vůz jako celek a spolupráci všech součástí dohromady. V ostatních směrech došlo k dalšímu posunu a vývoji, ale vůz přebírá mnoho osvědčených řešení a dílů z vozu FS 6.

Tabulka 4 Základní specifikace vozu FS 7

Motor	Triumph 675
Popis motoru	Tříválcový čtyřdobý vodou chlazený motor se suchou olejovou vanou
Výkon motoru	Cca 69 kW v 10500 ot./min.
Hmotnost připravená k jízdě	Cca 210 kg
Výška těžiště	165 mm
Rozložení hmotnosti	49% přední náprava /51% zadní náprava
Rám	Prostorový trubkový
Materiál rámu	25CrMo4
Hmotnost rámu	28 kg
Rozvor	1525 mm
Rozchod, přední náprava / zadní náprava	1220 mm/1220 mm
Pneumatiky	AVON 14254S
Rozměr pneumatik \varnothing disku, \varnothing vnější, šířka	13“, 20“, 7,2“
Přítlak aerodynamiky	420 N v 55 km/h, 1050 N v 100 km/h
Přední brzdy	Plovoucí kotoučové osazené 4 pístkovými brzdíči
Zadní brzdy	Pevné kotoučové osazené 2 pístkovými brzdíči
ECU	Ignitech
Baterie / Kapacita baterie	Li-ion 20 A/h

4.6. Vývoj vozů

Jak již bylo předestřeno, práce se zabývá konstrukčním řešením pohonného ústrojí Formule student týmu CULS Prague Formula Racing. Tento tým má na ČZU dlouhou tradici. Konstrukce vychází z páté generace monopostu. Ta je označována jako FS 5. Po jejím vzniku se tým takřka kompletně rozpadl, neboť jeho členové dokončili školu a odešli z týmu. Tento monopost vzniknul pro sezonu 2018. Během roku 2019 docházelo k vývoji dalšího typu vozu na základě analýzy FS 5 a tento monopost byl vyvíjen pro sezonu 2020. Změny se zejména týkaly podvozku a pohonného ústrojí, elektrického vybavení a aerodynamiky. Vývoj byl dokončen, ale ke stavbě monopostu nebylo přistoupeno z důvodu pandemie Covid-19, kvůli které byly zrušeny všechny závody. Výroba skončila u svařeného rámu, ve kterém byl usazen motor a elektroinstalace ovládající motor byla plně funkční. První nastartování motoru se povedlo 2.1.2020. V tomto stavu byla práce na vozozastavena pandemií. Monopost nemá žádné oficiální označení. Vývoj vozu nebyl zastaven zrušením závodů a díky odkladu závodů o rok

bylo umožněno provést další konstrukční změny. Ty ale neumožnily použití stejného rámu. Nejdůležitější změny v tomto období bylo vyvinutí suché olejové vany, kompletní naladění motoru (kompletní rozložení a kontrola a úpravy všech součástí) a přepracování převodovky. Tento vůz i přes problémy s dalšími vlnami Covid-19 a nulové časové rezervy byl dokončen pro sezonu 2021. Monopost FS 6 absolvoval dva závody FS Czech a FS Italy. Výsledky FS Czech byly výrazně ovlivněny tím, že tým byl nezkušený a nebyl čas vozidlo otestovat. V Itálii výsledky též nebyly ideální, a to zejména absencí testování a dále nezkušenými řidiči (přesněji 3 z 4). Ze zkušeností z vývoje, testování a závodů byl navržen koncept vozu FS 7. Tento monopost byl vyvinut během zimy 2021/2022. Během sezony 2022 jsou plánovány závody FS Czech a FS Alpe Adria (Chorvatsko). Rozdíly mezi FS 6 a FS 7 jsou značné, přesto některé díly pohonného ústrojí jsou znovu použity. Tyto díly bylo rozhodnuto použít z důvodu snížení náročnosti a ceny vozu FS 7. Tato práce se věnuje návrhu pohonného ústrojí FS 6 a FS 7. Na vývoji vozu obou monopostů autor zastával funkci vedoucího vývoje a pracoval na návrhu pedálovky (FS 6), částí řízení (FS 6), geometrie podvozku a jeho součástí (FS 6 a FS 7), suché olejové vany a součástí motoru (FS 6 a FS 7) a samozřejmě celého pohonného ústrojí u obou vozů.

5. Postup řešení

5.1.1. Obecné požadavky na pohonné ústrojí

Pohonné ústrojí má za úkol přenos výkonu, který vytváří motor a dále jej přenáší na kola. Je zde třeba čelit několika problémům. Optimální pole otáček motoru použitého ve voze FS 6 a FS 7 se pohybuje mezi $8\,000\text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$ a $10\,000\text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$, otáčky kol jsou však výrazně menší. Při maximální rychlosti nepřesahují $1\,300\text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$. Dále je nutné pohánět obě zadní kola, a to tak, aby plně využily adheze. Další nutnou podmínkou je, že vozidlo se musí umět plynule rozjet. Pohonné ústrojí musí tedy být schopno přerušit tok výkonu a plynule ho dávkovat až do 100 %. Díly ústrojí musí být konstruovány tak, aby neomezovaly chod podvozku a fungovaly ve všech jeho polohách. Hmotnost a moment setrvačnosti pohonného ústrojí by měly být minimální.



Obrázek 2 Základní schéma přenosu výkonu [archiv autora]

5.2. Primární převod

Primární převod je převod, který spojuje klikovou hřídel s košem spojky. Takřka u všech motorů koncipovaných jako monoblok (tj. motor a převodovka v jednom karteru), se používá ozubených kol. Druhou možností je využití řetězového převodu, toto řešení se však dnes již takřka nepoužívá.

Převod na motoru Triumph 675 je uskutečněn pomocí přímých ozubených kol. Aby došlo k vymezení mezizubové vůle, je opatřen vymezovačem této vůle, který je pomocí pružin předepjat. Jeho podoba je zjevná z obrázku 3. Převodový poměr soukolí je 1,848. Díky tomu že sériový motor má vyšší výkon než motor v naší formuli, je zaručeno, že soukolí je dostatečně dimenzováno. Při analýze jsme nenašli žádné zásadní problémy. Navíc jakákoliv modifikace by byla velmi náročná. Použili jsme na obou vozech FS 6 i FS 7 sériové díly bez jakékoliv modifikace.



Obrázek 3 Primární převod vpravo je vidět vymezovač mezi zubové vůle [archiv autora]

5.3. Spojka

V motocyklech se nejčastěji používají vícelamelové mokré spojky. Ty mají výhodu, že na rozdíl od suchých jednelamelových, které jsou běžně používány v automobilech, mají výrazně kompaktnější konstrukci a vyžadují nižší přítlačné síly. Spojkový koš je naháněn pomocí ozubeného kola na jeho obvodu a v tomto spojkovém koši jsou umístěny lamely dvou druhů. Třecí lamely mají vnější výstupky a pohybují se vždy stejně jako spojkový koš. Na vnitřní hřídeli, která není spojena se spojkovým košem, je umístěn drážkovaný náboj. Do tohoto drážkování zapadají ocelové lamely. Všechny tyto lamely jsou na sebe dotlačovány pomocí přítlačné desky. Ta je dotlačována pomocí pružin. Vystavování spojky je možné pomocí páky umístěné v krytu spojky a vystavovací hřídelky. Celá spojka je ve společné olejové lázni s motorem. Používají se dvě varianty spojek pro motor Triumph 675. Sériový motor je vybaven standardní spojkou, ta pokud není vystavena, nedochází k jejímu prokluzu. Motor tedy může přenášet svůj plný výkon, což je samozřejmě žádané. V případě, že motor brzdí během decelerace, může docházet k tomu, že brzdný moment motoru je vyšší než adheze pneumatik a tím může dojít k jejich zablokování. Pro vyřešení tohoto problému byl navržen druhý druh spojky, takzvaná antihoppingová spojka (v AJ Sliper Clutch). Ta je v případě přenosu brzdného účinku částečně automaticky vystavena a umožní tak prokluz a omezení brzdného výkonu. Mechanismus vystavení je zobrazen na obrázku 4. Toto řešení též částečně chrání motor před přetočením. U monopostu FS 5 byly velké problémy s blokováním kol během brždění. Toto bylo způsobeno vysokým kompresním poměrem a zároveň velkým převodovým poměrem. Proto byla pro monopost FS 6 navázána spolupráce s firmou TSS (TSS-TECHNICAL SPORTS s.r.o.), která dodala jimi vyvinutou sadu antidoppingové spojky určené pro Triumph 675. Spojka je vyrobena frézováním z EN AW-7075 T6 a díky tomuto postupu je dosaženo snížení hmotnosti oproti původnímu odlitku. Sada nahrazuje celou spojku kromě spojkového koše, který zůstává stejný s originálním řešením. Během závodu a testování se objevily problémy s poškozením vystavovací osičky spojky. Tento problém byl diagnostikován až po několikátém poškození této hřídele. Příčinou byl nedostatečný doraz spojkového pedálu. Po jeho vylepšení již nedošlo k poškození této hřídele. Spojkové obložení bylo použito originální. Při analýze FS 6 pro vývoj FS 7 bylo zjištěno, že tato spojka znamenala velký přínos pro stabilitu vozu a napomáhala i při eliminaci rázů při řazení. Z tohoto důvodu bude stejná spojka použita pro vůz FS 7. Během testování bylo dále zjištěno, že při opakované akceleraci dochází k velkému zahřívání a poškození spojky. Proto byla navázána spolupráce s firmou Renovak Kostelec nad Orlicí s.r.o., která vyrobila spojkové obložení. [13]



Obrázek 4 vlevo vnější pohled na spojku TSS vpravo detail vnitřní konstrukce antihoppingové spojky, jsou zřetelně vidět kuličky umístěné na rampách které slouží k částečnému vystavení spojky [13;archiv autora]

5.4. Převodovka

5.4.1. Popis funkce

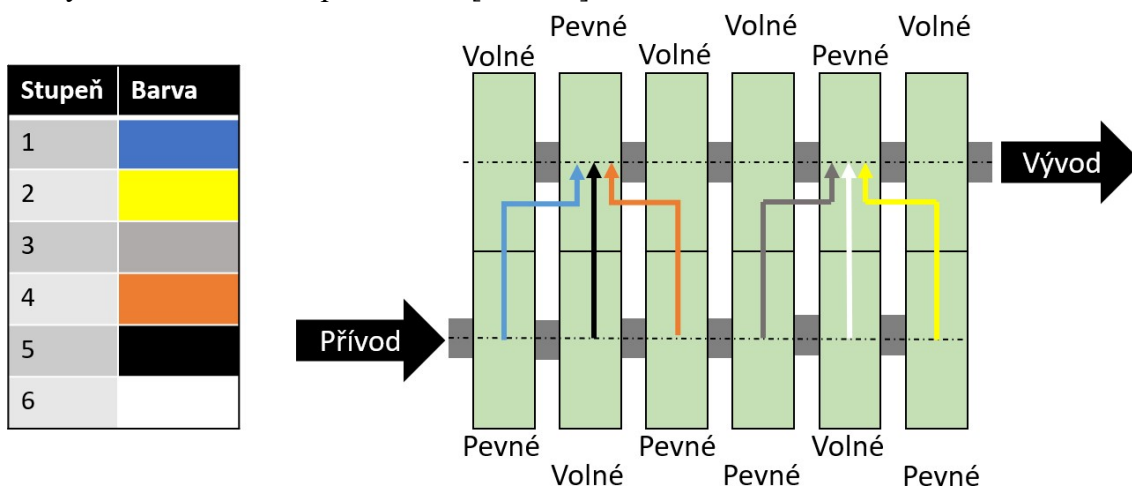
Motor Triumph 675 má běžnou koncepci uspořádání typickou pro většinu moderních motocyklů. Převodovka je sekvenční šestirychlostní bez synchronizace. Výkon je přiváděn pomocí jedné hřídele, na níž je uložena letmo spojka. Hřídel je uložena ve dvou ložiskách. Na straně spojky se nachází kuličkové ložisko, na druhé straně jehlové ložisko. Výkon je odváděn pomocí druhé hřídele, vývod je na druhé straně, než spojka, tedy na levé. Ložiskona straně vývodu je kuličkové, kryté pomocí těsnícího kroužku. Obě hřídele jsou drážkované a jsou na nich umístěna kola, vždy jedno kolo volně se točící a axiálně pevné adruhé axiálně volné a bez možnosti rotace. Vždy zabírá rotačně volné do rotačně pevného kola. Rotačně volná kola přenášejí výkon pomocí kamenů, na která zapadají při řazení do rotačně pevných ložisek. Celý systém je vysvětlen na schématu (obrázek 6) a zobrazen na obrázku 5. Řazení probíhá pomocí řadících vidliček, ty jsou tři. Dvě přesouvají kola na výstupní hřídeli, třetí přesouvá kola na vstupní hřídeli. Tyto vidličky jsou posouvány pomocí řadícího válce, který je pootáčen pomocí systému pák umístěných mezi spojkou a převodovkou. Řadící válec je aretován proti pootočení a tím přeřazení rychlosti. Systém pák zajišťuje, že při sešlápnutí řadící páky do koncové polohy dojde k přeřazení o jeden rychlostní stupeň. Jedinou výjimkou je neutrální, ten je řazen jako mezipoloha mezi 1. a 2. rychlostním stupněm. Nejjednodušší metodou řazení je použití systému přepákování a táhel, která jsou v kokpitu připevněna na řadící páku. Pomocí té může pilot přeřazovat jednotlivé rychlosti. Jedná se o sekvenční převodovku, kde řazení umožňuje pohyb řadící páky vpřed a vzad. Tento mechanismus řazení má vysokou hmotnost, protože vyžaduje dlouhé tyče. Tyto tyče jsou namáhány na tah/vzpěr. Výrazně navíc komplikují práci pilota, který musí během řízení pouštět volant. Řadící páka navíc zabírá část kokpitu a ten tedy o rozměr této páky musí být širší, což zvyšuje celkovou hmotnost vozu. Toto řazení může a nemusí být řešeno bez použití spojky, viz další popis.



Obrázek 5 jednotlivé díly řazení originální převodovky Triumph 675 [archiv autora]

Ve formuli student většina týmů umisťujících se na předních příčkách používá řazení pomocí pádel pod volantem. Ta následně řadí bez nutnosti použít spojku. Tato pádla vydají elektrický signál, který následně ovládá řadící mechanismus. Nejčastěji používaná metoda je řazení pneumatické, kdy se používá stlačený plyn. Ten je skladován v tlakové nádobě, tato musí být po každé jízdě měněna za plnou. Doplnění za jízdy pomocí kompresoru se hmotnostně nevyplácí a není tedy využíváno. Tlak media je snížen pomocí redukčního ventilu a přiváděn do rozdělovače. Ten je řízen elektricky. Medium je přiváděno do lineárního pohonu, který je připojen na řadící páku. Druhou metodou je použití tlakového oleje z mazacího okruhu, kde se buď používá separátní olejové čerpadlo nebo tlakové čerpadlo motoru. Následně je umístěn násobič tlaku a pohyb vykonává lineární hydromotor. Ten je znovu připojen k páce řazení, ke které je na sériovém motocyklu umístěna řadící páka. Posledním též běžně používaným systémem je použití solenoidu, ten je též připevněn ke stejné páce a vykonává lineární pohyb. Tato metoda byla používána na FS 1 kde se příliš neosvědčila, a to z důvodu velké spotřeby elektrické energie. Z tohoto důvodu byl na ostatních monopostech tento přístup opuštěn a bylo použito řazení soustavou táhel a řadící pákou. Všechny tyto přístupy mají ale při použití převodovky bez konstrukčních změn jeden problém. Je velmi obtížné, aby došlo k zařazení neutrální rychlosti. Ta se totiž nachází v mezipoloze mezi 1. a 2. rychlostním stupněm. Je velmi obtížné zařadit pouze o $\frac{1}{2}$ pohybu. Tento problém je možné vyřešit pomocí úpravy řadícího válce. Ten je upraven tak, že jedna z rychlostí je nahrazena neutrálem. Je tedy možné řadit vždy o stejnou vzdálenost a tak přeřazovat. Tato úprava vyžaduje snížení počtu rychlostních stupňů, ale jak bude ukázáno dále, tento problém není důležitý. Kameny, které přenášejí výkon a slouží k řazení, nejsou zcela rovnoboké, ale mají velmi malý úkos. Tento úkos při přenášení výkonu dotlačuje kameny do záběru, a i v případě, že by kola nebyly nijak axiálně aretovány, nedojde k jejich vytlačení ze záběru. Díky tomuto řešení není aretace rychlostí příliš zatěžována. Toto technické řešení je problematické při pokusu o při přeřazení bez použití spojky, která přenášený výkon přeruší, a tím je eliminována tato axiální síla. Aby nemusela být používána spojka, je

možné použít přerušení vstřikování paliva nebo přerušení zapalování. Oba tyto přístupy mají stejný účel, a to krátkodobé a plně automatizované přerušení výkonu a tím eliminaci axiální síly. U řazení pákou je používán takzvaný quickshifter. Jedná se o spínač, který je namontován na jedné z tyčí přepákování. Při zaznamenání síly způsobené řazením vyšle signál do řídicí jednotky a ta přeruší zapalování nebo vstřik paliva. V případě řazení pomocí pádel pod volantem je signál generován v řídicích obvodech řazení. Délku přerušení je nutno nastavit tak, aby došlo k bezproblémovému zařazení. V případě řazení pádly se může jednat o zpětnovazební řízení, kdy čas přerušení výkonu je proměnný v závislosti na poloze řadícího válce. V případě řazení pádly, kdy síly mohou být značné, je možno nepoužívat přerušení a pouze velkou silou vytrhnout kameny ze záběru. Tato metoda ale velmi zatěžuje všechny části řazení, které na toto namáhání není navrženo a je tedy nutné provést jejich úpravu. Největším problémem při použití vysoké přesuvné síly je axiální zajištění kol, které v případě selhání poškodí celou převodovku tak, že dojde k zařazení více jak jednoho soukolí najednou. Pro hladké podřazování je možné použít mechanické přidání plynu na škrtkové klapce, toto se hojně používá u elektronického plynu. Též se dá dosáhnout také pomocí zvýšení dávky vstříknutého paliva, to je možné docílit bez pohybu škrtkové klapky. Dle dostupných informací se běžné řadící časy u špičkových týmů pohybují kolem 0,1s. Čas řazení se také liší i v závislosti na aktuálním přenášeném výkonu, směru řazení, vzájemné geometrii řadících kamenů, nutnosti opakovaného zařazení a dalších okolnostech. Řazení pádly by bylo možné zcela automatizovat a nahradit plně automatickou převodovkou, toto řešení však pravidla neumožňují. Dále je pro řazení možné použít různé druhy variátorů, neboť tento systém je z hlediska přenosu výkonu takřka optimální, navíc je díky němu možné optimalizovat spalovací motor pouze pro jedno spektrum otáček, a tak zvýšit jeho výkon. Tyto výhody jsou ale vykoupeny velkými zásahy do motoru. Toto řešení má negativní vliv na celkovou hmotnost a má omezenou spolehlivost. Díky těmto nevýhodám není běžně používáno. [3;14;15]



Obrázek 6 schéma toku výkonu v originální převodovce: Volná kola se volně protáčí, pevná kola se otáčejí stejně rychle jako hřídel, na které jsou umístěna. [archiv autora]

5.4.2. FS 6

5.4.2.1. Stanovení cílů pro FS 6

Naším cílem bylo zrychlit řazení na čas pod 0,2 s. Tento čas byl stanoven na základě zjištění řadicích časů konkurenčních týmů. Dle dostupných informací se jedná o přibližně dvojnásobný čas oproti nejlepším týmům, ale jejich výsledky byly dosaženy po několika letech optimalizace a testování. Tento čas jsme neměli. Dalším naším cílem byla optimalizace převodových stupňů, možnost zařadit neutrál, snížení hmotnosti a minimalizace momentu setrvačnosti. V neposlední řadě jsme chtěli získat co nejpříjemnější a nejergonomičtější řazení s minimální zátěží pilota. Všechny těchto cílů jsme chtěli zároveň dosáhnout s co nejnižšími náklady při udržení vysoké spolehlivosti. Z časových důvodů jsme museli zkrátit testovací fázi na minimum tak, aby vše šlo otestovat i mimo jízdu. Byly zváženy všechny běžné způsoby řazení pádly, ty vykazovaly ve většině velmi podobné uspokojivé výsledky a plnění vytyčených cílů. Největší nevýhodou bylo zvýšení hmotnosti vozu minimálně o 1,5 kg. Oproti sériovému řazení ale i toto řešení znamenalo úsporu až 700 g oproti řešení FS 5, kde bylo použito přepákování pákou. Jako největší riziko u všech řešení se zdála nízká kontrola nad procesem řazení. Všechny tři typy řešení zvládají pohyb pouze do koncových poloh a během tohoto pohybu jsou jen velmi omezeně řiditelné. Využili jsme velmi příhodné konstrukce motoru Triumph 675 a navrhli jsme systém používající servomotor.

5.4.2.2. Popis našeho návrhu řazení

Motor Triumph 675 má pro náš návrh velmi příhodnou konstrukci. Řadicí válec je umístěn v zadní stěně převodovky a na levé straně se nachází čidlo jeho otáčení. Toto čidlo je číslo zařazeného stupně. Systém aretace a přepákování je umístěn pod spojkovým košem. K řadicímu válci je tedy velmi jednoduchý přístup z vnějšku motoru. Není nutná žádná úprava karteru kromě odmontování čidla polohy. Navrhli jsme systém přímého pohonu řadicího válce. Řadicí válec je nutné vyrobit nový tak, aby na levé straně byl prodloužen a bylo na jeho konec možné umístit řemenici. Tato řemenice je poháněna pomocí ozubeného řemene a druhé řemenice umístěné na servomotoru. Napětí řemenice je nahrubo nastavitelné pomocí vyklápění úchyty servomotoru, jemné nastavení je možné pomocí lineárního pohybu motoru v jeho uchycení. Servomotor se skládá ze tří součástí: z bezkartáčového elektromotoru (v našem případě na napětí 12 V), převodovky (ta má vysoký převodový poměr a díky ní i velmi malý motor může dosahovat dostatečného momentu), poslední součástí je potenciometr a řídicí elektronika. Ta udržuje polohu servomotoru stále ve stejné nastavené poloze. Dochází tedy k aktivnímu udržování polohy a není třeba použít jakoukoliv další aretaci polohy. Po zadání další polohy dojde k co nejrychlejšímu přestavení do této polohy. Servomotor je řízen tak, aby došlo k přesnému nastavení polohy. Převod řemenem byl zvolen z toho důvodu, že umožňoval řešení několika problémů. První byly zástavbové rozměry, které neumožňovaly umístění servomotoru tak, aby přímo ovládal válec. V tomto prostoru je totiž umístěn řetěz sekundárního převodu. Dále bylo možno použít převod 0,75, který zvýšil rozsah pohybu servomotoru ze 180° na požadovaných 240° (viz kapitola Převodové stupně). Převodový poměr byl dosažen pomocí

kol o 15 zubech a 20 zubech. Poslední výhodou bylo tlumení rázů, které vznikají během nepovedeného řazení a řazení kámen na kámen. Toto řešení umožňuje odstranění celého systému sekvenčního řazení a aretace polohy válce. Tyto díly jsou umístěny pod spojkou na pravé straně motoru. Na uvolněné místo jsme umístili halovu sondu, která velmi přesně snímá polohu řadicího válce. Drát pro zapojení sondy je proveden skrz původní otvor pro řadicí tyč. Na tomto místě je umístěna průchodka z hliníkové slitiny a zatěsněna pomocí silikonu. Díky této sondě může mikropočítač zpětnovazebně řídit řazení. Pro jednodušší přeřazení bylo přerušováno zapalování. Toto řešení poskytlo velkou úsporu hmotnosti - 2,8 kg oproti FS 5. Jedná se o největší úsporu hmotnosti na jedné sestavě z celého vozu FS 6. Cena tohoto řešení byla ze všech uvažovaných možností nejnižší a dosáhla 3 500 Kč. Jedná se převážně o cenu servomotoru, další díly jsme si vyrobili sami nebo byly vyrobeny jako sponzorský dar (řadicí válec).

5.4.2.3. Servomotor

Jedná se o servomotor určený pro RC modely JX C70HV. Jeho podoba je na obrázku 7. Je konstruován tak, aby měl dobrý poměr hmotnost/výkon. Toho je dosaženo například pomocí titanových ozubených kol nebo pouzdra z vysokopevnostní slitiny hliníku EN AW-7075 T6 s maximálním momentem 7Nm, tento moment byl stanoven pomocí měření pomocí momentového klíče. Na tomto klíči byl nastaven moment a následně bylo testováno, jak velký moment je nutný k otočení aretace válce na převodovce bez úprav. Bylo změřeno, že moment je nižší než 5 Nm. Přesnější měření nebylo možné, neboť tým nedisponuje momentovým klíčem s menším rozsahem. Servomotor s maximálním momentem 5,25 Nm na válci je plně postačující a plně nahrazuje i aretace rychlostí. Silnější servomotor nebyl vybrán, aby nedocházelo k přílišnému namáhání součástí převodovky. Navíc s rostoucím maximálním momentem klesá rychlost otáčení. Díky tomu, že celá palubní síť používá napětí 16 V, byl testován provoz i na toto napětí. Řadicí čas tak byl snížen v ideálních podmínkách až na 0,05 s. V případě jakéhokoliv problému však docházelo k rychlému přehřátí a poškození. Napájení bylo sníženo na 12 V, v případě problémů došlo k přehřátí až za delší čas. I tak bylo ale dosaženo řadicího času 0,08 s až 0,15 s. Řídicí elektronika motoru nehlídá poslední polohu po vypnutí a opakovaném zapnutí a postrádá tepelnou ochranu. To je problém v případě startu spalovacího motoru, kdy dojde k rušení a mikropočítač může nechat najet servomotor do polohy, které není možné dosáhnout. Nebo v případě zařazení kámen na kámen v případě že monopost není v pohybu. Z tohoto důvodu musela být naprogramována logika, která chrání motor před poškozením. Tuto logiku naprogramována dalším členem týmu, který též řešil všechny elektroinstalace vozu, tedy i ty týkající se servomotoru. [16]



Obrázek 7 servo motor JX C70HV [16]

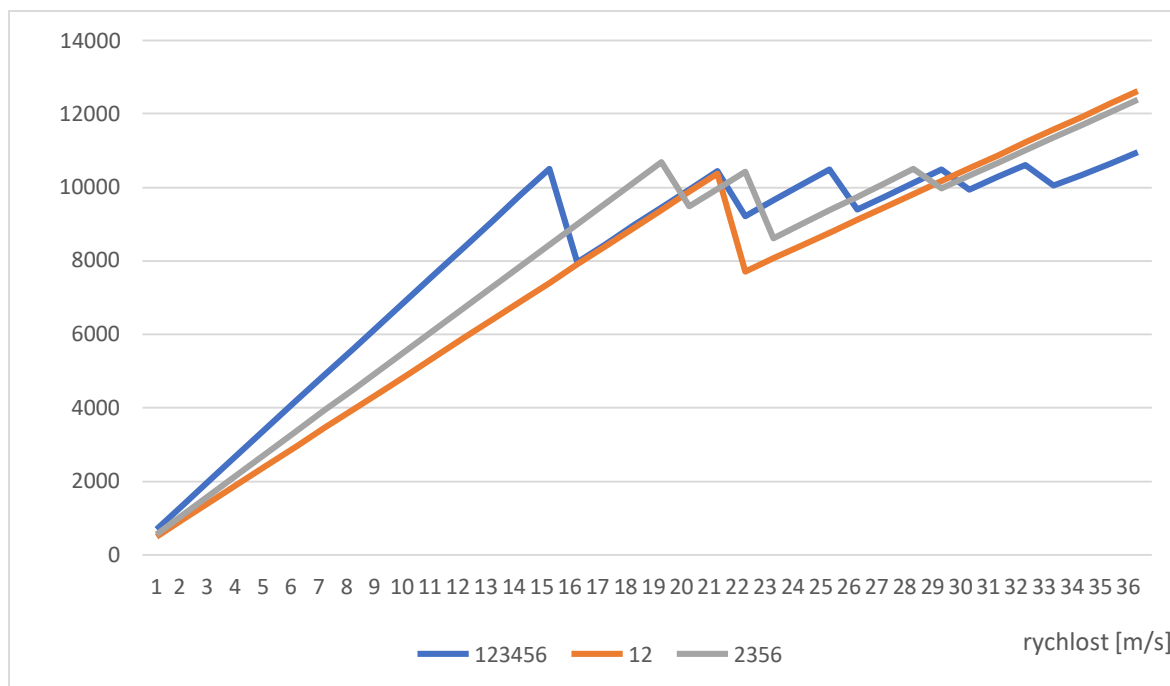
5.4.2.4. Výpočet převodů

Protože jsme chtěli minimalizovat náklady na výrobu kol, bylo rozhodnuto použít stávající kola. Bylo nutné pouze zvážit, zda používat všechny rychlosti nebo je možné některé vyřadit. Dále byl stanoven cíl že maximální rychlost, které je nutné, aby bylo možné dosáhnout bylo minimálně 36 m/s (130km/h). Maximální otáčky motoru současně neměly překročit 12 500 ot/min. K přeražení na vyšší stupeň dochází ve výkonové špičce, která činí 10 500 ot/min. Pro dosažení těchto hodnot bylo možné měnit převodovým poměrem sekundárního převodu, protože je snadno nastavitelný. Primární převod není možné změnit. Počet ani pořadí rychlostí nebyl stanoven.

Bylo zvažováno 17 variant, tyto varianty jsou označovány podle převodů původní převodovky. Například 123 znamená tři rychlostní převodovku s použitím prvního, druhého a třetího stupně původní převodovky. Převody vycházejí z výpočtu počtu zubů jednotlivých soukolí.

Zvažované varianty:

- 123456
- 135
- 246
- 234
- 235
- 236
- 3456
- 36
- 125
- 126
- 1234
- 14
- 123
- 12
- 2356
- 2345
- 23456



Obrázek 8 graf závislosti otáček a rychlosti vozidla pro vybrané varianty [archiv autora]

Pro každou variantu byl nalezen nutný sekundární převod, ten byl stanoven tak, aby bylo možné dosáhnout požadované maximální rychlosti a zároveň řazení druhého rychlostního stupně nebylo nutné do dosažení rychlosti cca 56 km/h (rychlost je závislá na převodovém poměru). Pod touto rychlostí je pro zvýšení akcelerace nutno zvýšit adhezní sílu. Nad touto rychlostí pro zvýšení akcelerace je nutné zvýšit výkon. Z uvažovaných variant byly na základě grafu (obrázek 8) závislosti otáček na rychlosti vybrány slibné varianty pro další zpracování. U těchto variant byla na základě předpokládané výkonové křivky vypočtena rychlost akcelerace. Byl připočten i čas řazení, který byl stanoven na 0,2 s, a to na základě stanovených cílů.

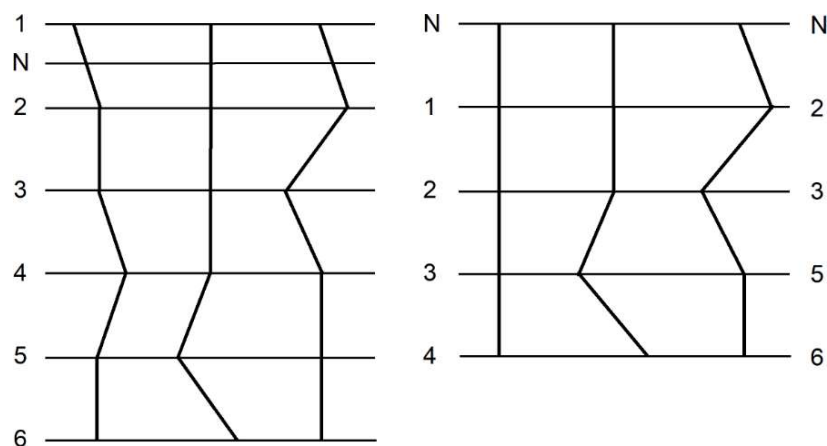
Jako optimální varianta byla zvolena varianta 2356, ta poskytovala velmi dobré parametry ve všech oblastech. Toto řešení umožnilo vyndání dvou kol z převodovky, které nebyly potřeba a tak jsme snížili hmotnost o 960 g. Protože počet rychlostí byl snížen, bylo dále možné, aby neutrál měl vlastní pozici jako plnohodnotná rychlost. Konstruktivním zásahem do převodovky převodového ústrojí byla odstraněna dvě kola a vyměněn řadící válec. Dále pak byla odstraněna aretace válce a přepákování sekvenčního řazení. Jediným dílem, který bylo nutné znovu vyrobit byl řadící válec.

5.4.2.5. Řadící válec

Konstrukce řadícího válce vychází z požadavků, které jsou na něj kladeny v předchozích kapitolách. Konstrukce musí umožňovat připojení servomotoru pomocí řemene. Dále je nutné, aby bylo dosaženo řazení rychlostních stupňů 2356 v původní převodovce. Hmotnost a moment setrvačnosti musí být minimální, tyto úpravy sníží namáhání motoru a zvýší rychlost řazení. Dále byla požadována maximální spolehlivost.

Válec je v originále vyroben jako odlitek z litiny. Abychom docílili maximální spolehlivosti, rozhodli jsme se pro použití stejné geometrie řadicích tras. Protože vývoj probíhal během pandemie Covid-19, nebylo možné provést změřením pomocí skenování tohoto dílu. Díl byl proto natřen tuší a následně odvalen po papíře. Tak byl vytvořen rozvin drážkování. Tento rozvin byl následně překreslen a doplněn oměřením dílu. Z tohoto rozvinu byla následně převzata geometrie tvaru drážek. Ty byly modifikovány tak, aby vyhovovaly navrženému pořadí rychlostí. Schéma řadicích cest je patrné z diagramu (obrázek 9 a 11.). Jednotlivé rychlosti od sebe byly posunuty o 60°, stejně jako u originálního dílu.

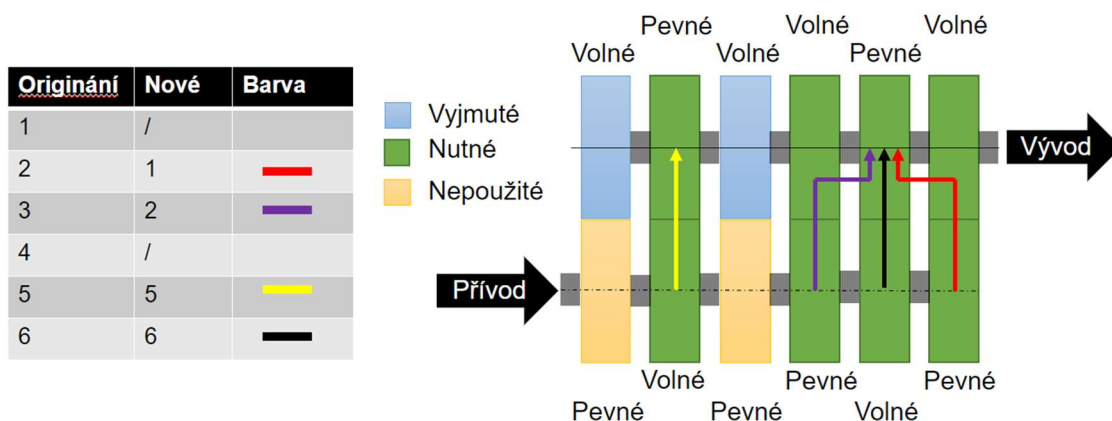
Díl byl navržen tak, že všechny rozměry odpovídaly originálnímu dílu s tím rozdílem, že byl navržen jako obrobek. Aby díl mohl být vyroben jako dutý, byl na jeden konec připevněn díl s připevněnou řemenicí. Tento díl byl proti otočení zajištěn pomocí kombinace zalisování a zajištění příčným kolíkem. Materiál byl zvolen EN AW-7075 T6, tento materiál má dobrou dostupnost, nízkou hmotnost a vysokou pevnost. Pevnostní výpočty nebyly provedeny z důvodu, že jsme neznali přesný způsob namáhání. Pevnost materiálu je však vyšší než u původního dílu a geometrie byla zachována, takže tento díl měl vyšší koeficient bezpečnosti než původní. Díl byl vyroben na 4-osé frézce. Porovnání dílů je vidět na obrázku 10.



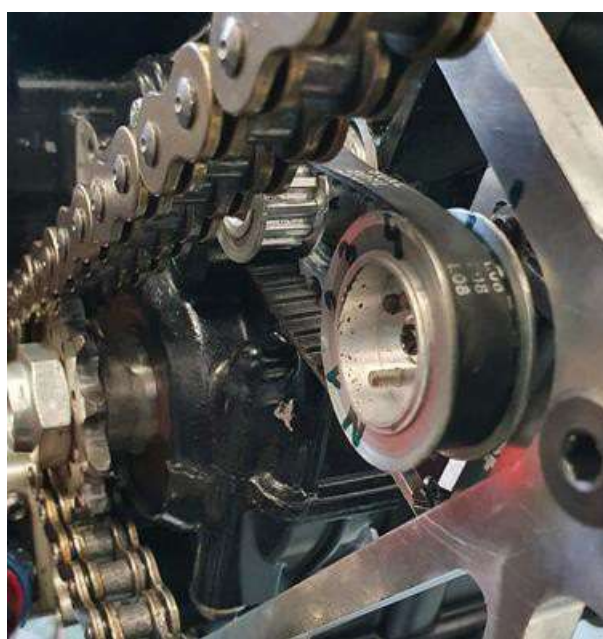
Obrázek 10 schéma řadicích cest vlevo originální, vpravo nově navržené [archiv autora]



Obrázek 9 porovnání řadicí válců: zleva: originální, 3D tisk pro ověření, díl pro FS 6 [archiv autora]



Obrázek 11 schéma toku výkonu v navržené převodovce: Volná kola se volně protáčejí, pevná se otáčí stejně rychle jako hřídel, na které jsou umístěna [archiv autora]



Obrázek 12 převod řemenem a uložení servomotoru [archiv autora]

5.4.2.6. Provoz

Během montáže byla zjištěna chyba – došlo k otočení prostřední drážky přibližně o 100° . Tato chyba byla opravena tak, že celý válec byl na soustruhu upíchnut a do vnitřního otvoru byla vložena trubka z hliníkové slitiny. Byla nastavena vzájemná poloha částí a všechny díly válce byly následně spájeny a zajištěny ve správné poloze. Dále se při provozu vyskytly problémy se servomotorem. Servomotor byl náchylný k poškození

v případě, že po delší dobu nedokázal zařadit. K tomuto problému došlo v případě, že nedošlo k dořazení rychlosti, což nastávalo, když spalovací motor neběžel. Tento problém se povedlo vyřešit pomocí naprogramování řídicího mikropočítače. Druhý problém byl uvolňování napětí, které bylo vytvářeno pomocí dvou stavěcích šroubů. I přes jejich zajištění pomocí lepidla na závity Loctite 270, docházelo k jejich povolání a snížení napětí řemenu. Poslední zjištění bylo, že průběh výkonu v nízkých otáčkách je vyšší, než bylo předpokládáno,

a tedy není nutné použití čtyř rychlostních stupňů. První rychlostní stupeň měl též příliš vysoký převodový poměr. Celkově systém dosahoval výborných výsledků a

byl oceněn během statických disciplín. Stanovené cíle byly splněny, pouze spolehlivost nebyla dobrá.

5.4.3. FS 7

5.4.3.1. Výpočet převodů

Na základě zkušeností ze závodů a telemetrie byly upraveny požadavky na převodové stupně. Bylo stanoveno, že bude postačovat maximální rychlost 33 m/s, protože v závodě nebylo dosaženo vyšší rychlosti jak 30 m/s. Dále zůstal požadavek na použití sériových kol z důvodu omezení nákladnosti výroby. Bylo též požadováno, aby první rychlostní stupeň měl nižší převodový poměr, protože rozjezd bez prokluzu byl téměř nemožný. Pro výpočty byla použita aktualizovaná výkonová křivka, dále byly použity stejné varianty vybraných kol. Byl také preferován nižší počet převodů z důvodu snížení hmotnosti. Jako optimální byla shledána varianta použití 1. a 2. převodového stupně. Toto řešení má za následek nejen snížení hmotnosti kol v převodovce, ale také snížení hmotnosti sekundárního převodu – snížení počtu zubů rozety, kratší řetěz a lehčí rozeta.

5.4.3.2. Způsob řazení

Řazení pomocí servomotoru je velmi dobré řešení v případě, kdy je vyřešena jeho spolehlivost. Řazení pomocí řadicího válce ale postrádá smysl pro řazení pouze dvou rychlostních stupňů. Není třeba totiž obsluhovat více jak jednu řadicí vidličku. To je velká výhoda řadicího válce, který zabráňuje zařazení více jak jednoho rychlostního stupně.

Proto bylo rozhodnuto že nejjednodušší způsob řazení bude přímé posouvání řadicí vidličky pomocí řadicího segmentu. Toto řešení vyžaduje vytvoření otvoru skrz stěnu převodovky. Použití ozubeného řemenu bylo vybráno pro svoji ověřenou koncepci v případě, že bude zajištěno spolehlivé nastavení předpětí.

5.4.3.3. Celkový popis

V převodovce byla použita originální kola, a to pro rychlosti 1 a 2, ostatní rychlosti byly odstraněny. Soukolí byla přiblížena k sobě pomocí vytvoření nových drážek pro vnější opěrné kroužky. Na vstupní hřídeli jsou kola uchycena zcela napevno a pohání volně otáčející se kola. Mezi těmito koly je umístěn axiálně volný segment, který je proti otáčení zajištěný drážkováním. Tento segment má na každé straně 6 kamenů, které řadí volně otáčející se kola. V drážce uprostřed řadicího segmentu jsou z každé strany dva bronzové kluzné kameny držící ve vidličce. Vidlička se posouvá po ocelové tyči a umožňuje přesouvat řadicí segment. Do řadicí vidličky zapadá výstupkem rameno. Tento výstupek zapadá do oválného otvoru. Řadicí rameno je upevněno na hřídeli tak, že se neotáčí. Hřídel prochází skrz stěnu převodovky a je

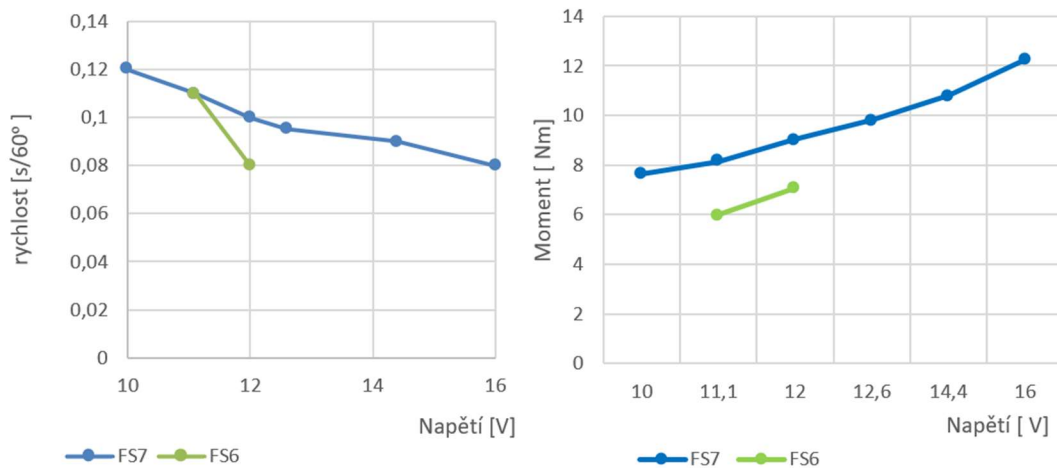
uložena v bronzovém pouzdru. Na hřídeli je upevněna řemenice, která je poháněna pomocí řemenu a druhé řemenice upevněné na servomotoru. Celkový chod řadičího segmentu je 24 mm což je vytvářeno pomocí pohybu ramene o 50°.

5.4.3.4. Řadičí servomotor

Po zkušenostech se servomotorem z FS 6 bylo stanoveno že spolehlivost servomotoru a jezcela zásadní pro chod celého systému. Proto byl vybrán velmi spolehlivý servomotor vybavený několika ochrannými prvky. Výběr provedl vedoucí sekce elektroinstalace monopostu. Jím vybraný servomotor má ochranu před přepětím, přehřátím a v případě ztráty signálu najede do předem nastavené pozice. Má plně programovatelné nájezdové rychlosti a rychlosti brždění.



Obrázek 13 Agf-rc a280 BVSW [17]



Obrázek 14 grafy porovnání servomotoru zvoleného pro FS 6 a FS 7 [archiv autora]

5.5. Sekundární převod

5.5.1. Možnosti

Sekundární převod spojuje motor s diferenciálem, který je umístěn v ose zadní nápravy. Díky tomu je možné, aby se poloosy otáčely v co nejmenším úhlu natočení, což je žádoucí. Převod je též používán k nastavení celkového převodového poměru, protože je nejsnadněji nastavitelný. Ostatní převody vyžadují velké zásahy do konstrukce a jsou výrazně nákladnější. Sekundární převod je běžně řešen pomocí řetězu nebo řemene. Použití ozubených kol je též možné, ale toto řešení se z hmotnostních a finančních důvodů nevyplatí. [9] Jsou též používány další způsoby, ty ale nejsou vhodné pro příčně uložený motor – jedná se například o hřídel nebo přímé napojení pomocí ozubených kuželových kol na tělo diferenciálu. Pravidla Formula Student dále vyžadují použití krytu sekundárního převodu. U řetězu musí být kryt ocelový o tloušťce 2 mm a u řemenu také 2 mm, v případě použití slitiny Al 3 mm. Ostatní druhy sekundárního převodu musí být zakryty proti dotyku z důvodu bezpečnosti. [6;7]

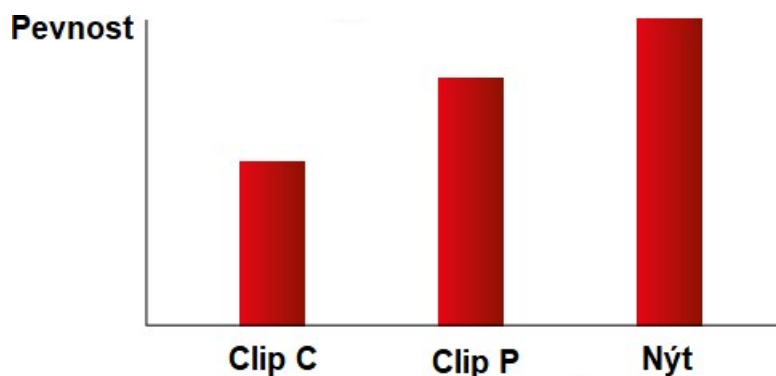
5.5.2. Zadání

Pro námi vybranou převodovku byl zvolen převodový poměr 4,4 pro FS 6 a pro FS 7 2,75. Dále bylo nutné splnit maximální velikost pastorku tak, aby nedošlo ke kolizi s olejovou pumpou suché olejové vany. Maximální průměr je 83 mm, v případě, že jakákoliv část přesáhne tento rozměr, dojde ke kolizi s olejovou pumpou. Tento rozměr velmi omezuje konstrukci, je však způsoben použitím relativně velké olejové pumpy Daily engineering. Její polohu nebylo možné změnit. Již v této pozici koliduje s motorem a její zastavění si vyžádalo úpravu karteru motoru, úpravu těla pumpy a nemožnost použití jednoho ze šroubů, který spojuje poloviny karteru motoru. Pro řetěz je též vhodné volit lichý počet zubů na jednom kole a sudý na druhém kole. Takto články řetězu nezabírají vždy na stejném zubu kola. Dochází k tomu, že se při

každém záběru posune záběr o jeden zub a tím dochází k rovnoměrnějšímu opotřebení. Z důvodu výrazně omezených zástavbových rozměrů bylo vyloučeno použití řemenu. Velikost pastorku nedovolovala přenést dostatečný výkon. Další možnosti přenosu výkonu nebyly použity zejména z důvodu vysoké hmotnosti, obtížnosti konstrukce a ceny. Bylo zvoleno použití řetězu. Pro konstrukci byly uvažovány čtyři typy řetězů 428, 520, 525 a 530. Moduly řetězů 520, 525 a 530 jsou stejné, rozdíl je v jejich šířce a únosnosti. Řetěz 428 má menší modul. Kvůli zástavbovým rozměrům je omezena velikost pastorku pro řetězy 520, 525 a 530 na 11 nebo 12 zubů. Pro řetěz 428 je počet zubů omezen na 15 a méně. Pastorky s 10 a méně zubů jsou silně nedoporučeny z důvodu vysokého namáhání jednotlivých zubů na ohyb, podřezání zubů a vysokého ohybu řetězu. Kvůli těmto důvodům se standardně vyrábí pastorky pouze do velikosti 13 zubů. Dále je třeba vyřešit uchycení kol k hřídeli převodovky a tělu diferenciálu. Touto problematikou se zabývá kapitola uchycení řetězových kol. Pro spojení řetězu se vyrábějí tři speciální druhy článků. C a P clip jsou velmi podobné a používají ocelové pružiny, které se nasunou a zaklapnou do drážek na upraveném článku. U typu C clip je možné jednodušeji jej rozebrat. Třetí možností je rozkýtování upraveného článku, tento článek je bez destrukce nerozebíratelný. Jejich podoba a pevnost je vidět na obrázku 15 respektive na obrázku 16. [1;12]



Obrázek 15 ukázka typů spojení řetězů [1]



Obrázek 16 orientační pevnost v tahu jednotlivých typů spojení [1]

5.5.3. FS 6

Na FS 6 jsme byli nuceni z finančních důvodů použít pastorek a rozetu, kterou jsme měli k dispozici a vyhovovala našim požadavkům. Jako optimální byl stanoven převod 4,4.

Nejblíže se tomuto převodu přiblížil pastorek o 12 zubech a rozeta s 52 zuby, jejichž převodový poměr je 4,33 a liší se tedy o 1,6 %. Bylo též nutné použít řetěz 525, pro které byly určeny.

5.5.4. FS 7

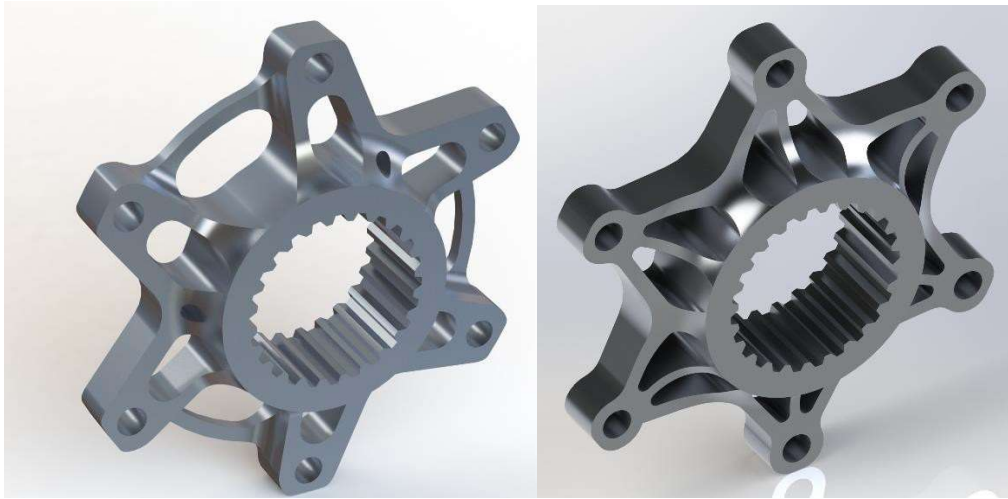
Maximální síla v řetězu dle výpočtu 15,93 kN. Z možných řetězů byl vybrán řetěz 428, který má dostatečný koeficient bezpečnosti 1,51 a má nejnižší hmotnost. Porovnání jednotlivých druhů řetězu v tabulce 5. Bylo zvolen pastorek s 15 zuby a rozeta s 42 zuby. Toto řešení má za účel snížit energetické ztráty v řetězu. Pro tento řetěz se nepodařilo nalézt vhodnou rozetu a pastorek. Proto muselo být přistoupeno k výrobě vlastních dílů. Rozeta byla navržena z materiálu EN AW-7075 T6. tento materiál je běžně používán u rozet a byl také bez problémů použit na monopostu FS 6. [3]

Tabulka 5 Porovnání čtyř uvažovaných typů řetězů [1]

Druh řetězu	Pevnost v tahu (přibližná)	Hmotnost 1 m	Koeficient bezpečnosti
428	23,4	866 g	1,51
520	35	1027 g	2,20
525	40	1247 g	2,51
530	43	1354 g	2,70

5.5.5. Uchycení ozubených kol

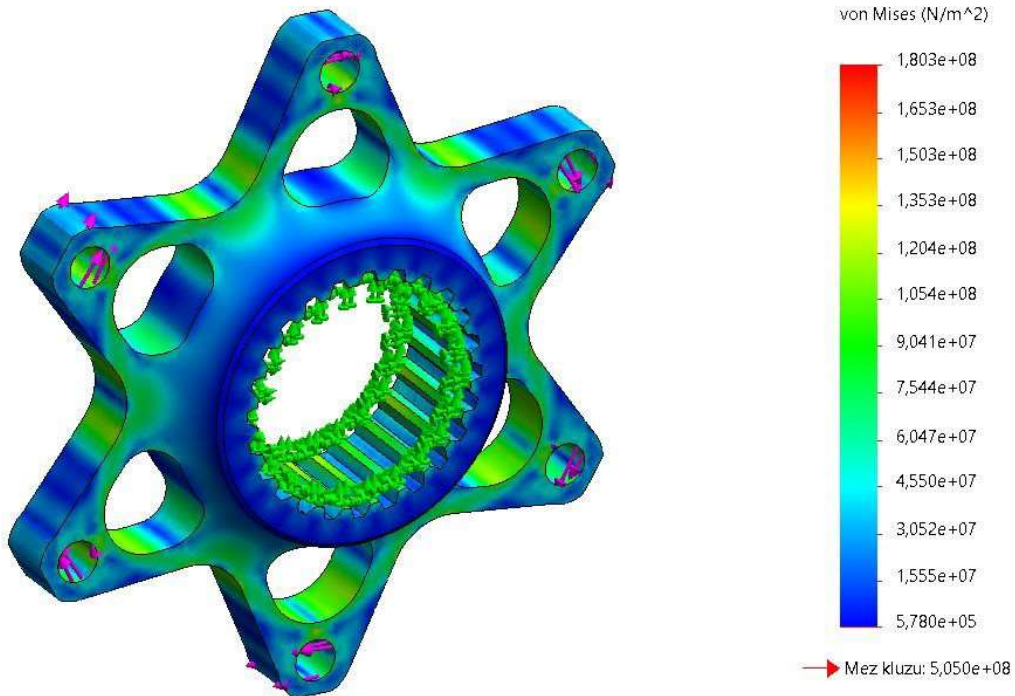
Pro přichycení pastorku se nabízí použít drážkování na hřídeli stejně jako se používá u originálního motocyklu. Proti axiálnímu pohybu je pastorek zajištěn pomocí samojistné matice na hřídeli. Toto řešení bylo použito jak u FS 6 tak u FS 7. Diferenciál je opatřen drážkováním, tělo diferenciálu je však ze slitiny hliníku a mohlo by dojít k otlačení. Proto se používá unašeče rozety, pro který výrobce diferenciálu dodává polotvar. Náš návrh konstrukce je zřejmý z obrázku. Rozeta je připevněna pomocí šesti lícovaných šroubů o průměru 8 mm. Jejich rozteč byla převzata z rozety pro FS 6. Materiál je použit EN AW-7075 T6. [8] Na obrázku 17 jsou dvě průběžné verze a na obrázku 18 a 19 konstrukce a simulace MKP výsledného dílu. Pevnost dle simulace MKP je vysoká je dosaženo je napětí 180 MPa. Jedná se ale o iddální případ dokonale tuhé rozety, vyšší koeficient bezpečnosti je tedy na místě.



Obrázek 17 varianta V1 a V2 [archiv autora]



Obrázek 18 vyrobený unašič rozety V3 [archiv autora]



Obrázek 19 simulace MKP (napětí) v programu Solidwork při namáhání maximálním momentem [archiv autora]

5.6. Diferenciál

Diferenciál umožňuje přenos výkonu na kola tak, že v případě jízdy zatáčkou se vnitřní kolo a vnější kolo otáčejí rozdílnými rychlostmi. V případě, že by tohoto nebylo dosaženo, docházelo by u vnitřního kola k prokluzu. Vnitřní kolo se totiž pohybuje po kratší trajektorii, nežli kolo vnější a z toho vyplývá rozdílná rychlost otáčení obou kol. Tento rozdíl má za následek vznik momentu, který (pokud není správně kompenzován) způsobí ztrátu adheze a smyk méně zatíženého kola. Méně zatížené kolo v zatáčce je kolo vnitřní. V případě zrychlování v přímém směru je naopak možnost nestejnomyšerné rychlosti otáčení obou kol na škodu. V případě, že na jedno z kol je přiveden větší moment, nežli je toto kolo schopno přenést, dojde totiž k jeho prokluzu. Protože je koeficient adheze vždy vyšší, než koeficient tření, dojde k tomu že kolo, které nedosáhlo maximálního momentu se díky diferenciálu volně protáčí a nepřenáší moment a kolo které prokluzuje, přenáší naopak celý výkon. Toto má za následek výrazně obtížnější řízení a směrovou nestabilitu vozu. Proto byl vyvinut samosvorný diferenciál, který umožňuje pouze minimální rozdíl otáček kol. V případě průjezdu zatáčky je ale možné její projetí bez prokluzu vnitřního nezatíženého kola. Pokud vozidlo zrychluje i při prokluzu jednoho kola, druhé kolo v případě samosvorného diferenciálu stále přenáší výkon. U závodních vozů se používají všechny dostupné druhy řešení. Například motokáry nepoužívají žádný diferenciál, přestože závodí na velmi zatáčkovitých tratích s malým rádiusem. Motokára však nemá žádné odpružení náprav, a tak dochází při průjezdu zatáčkou k výraznému nadlehčení až zvednutí vnitřního kola a k jeho prokluzu, nebo protáčení. Závodní automobily konstrukčně vycházející ze sériových aut běžně používají otevřený diferenciál. Pokud to však pravidla dovolují, je u ryze závodních vozů preferován samosvorný diferenciál. Samosvorné diferenciály je možné rozdělit technicky na dvě nejčastější konstrukční řešení. Prvním řešením je přenos výkonu přes lamelovou spojku, která část výkonu přenáší z rychleji otáčejícího se kola na kolo pomalejší. Druhým způsobem je pak použití spirálového ozubení, které při zátěži vytváří tření úměrné velikosti zátěže. Tyto diferenciály vyrábějí například firmy Torsen a Quaife. [2;3]

5.6.1. Výběr diferenciálu

Formule Student se vyznačuje velkým množstvím zatáček malých poloměrů a dle pravidel vyžaduje použití funkčního odpružení. Možnost absence diferenciálu je sice přípustná, nicméně vypuštění diferenciálu by výrazně negativně ovlivnilo jízdní vlastnosti vozu.

Ačkoliv trať formule student je velmi podobná závodům motokár, funkční odpružení formule zajišťuje stálý kontakt všech čtyř kol. Z toho důvodu také nedochází k jejich zvedání a prokluzu. Použití otevřeného diferenciálu, který se běžně používá u osobních aut je sice teoreticky možné, ovšem díky tomu, že se závodní vůz pohybuje velmi blízko hranice adheze pneumatik, není vhodné. V případě prudkého zrychlování by totiž otevřený diferenciál způsoboval řidiči formule velké problémy. Proto nejvhodnějším řešením pro vozidlo formule student je samosvorný diferenciál. Většina diferenciálů na trhu je pro naše použití značně

naddimenzovaná a tedy těžká, protože jsou určena pro velké sportovní vozy, nebo jako příplatková výbava k vylepšení jízdních vlastností výkonnějších osobních automobilů. Tyto dvě kategorie vozů ale ve velké většině mají výrazně vyšší výkon, nežli má formule student. Proto týmy formule student používají nejčastěji dvě řešení. Prvním z nich je zakoupit diferenciál od firmy Drexler automotive, která vyrábí samosvorný diferenciál přímo pro Formule Student. Druhým řešením je pak navrhnout a zkonstruovat diferenciál vlastní. Vývoj vlastního samosvorného diferenciálu je výrazně časově a finančně náročnější. Proto bylo v našem případě rozhodnuto o použití ověřeného diferenciálu Drexler.

5.6.2. Diferenciál Drexler

Diferenciály od firmy Drexler jsou lamelového typu. Ty fungují na tom principu, že v případě, že otáčky obou dvou výstupů nejsou stejné, dojde k tomu, že prostřední kříž, na kterém jsou uchycena čtyři kuželová ozubená kola, je vystaven namáhání momentem. U otevřeného diferenciálu je prostřední kříž uložen v pevném uložení, které tento moment zachycuje. U lamelového samosvorného diferenciálu je kříž ale uchycen ve dvou korunách s výřezy nekruhového tvaru. Výřezy mají na obou stranách náběhy (rampy) pod definovaným úhlem. V případě zatížení momentem se kříž opře o tuto rampu a vytváří axiální sílu, jejíž velikost je přímo ovlivněna sklonem rampy. Diferenciály Drexler mají tři možné sklony ramp na koruně, pomocí kterých je pak nastavována míra samosvornosti diferenciálu. Rampa je navíc na každé straně pod jiným úhlem, čímž je docíleno toho, že při akceleraci a deceleraci je samosvornost tohoto diferenciálu rozdílná. Koruny vytváří axiální sílu, která tlačí na třilamelovou spojku. Tato spojuje tělo diferenciálu, v němž je přiváděný výkon rozdělován na pravé, nebo levé kolo. Lamelová spojka je umístěna na obou dvou stranách. Firma Drexler aktuálně vyrábí a prodává dvě provedení tohoto výrobku. Jednodušším provedením je varianta V2, u níž je nastavování možné pouhým pootočením korun. Vyspělejší variantou je pak V3, která umožňuje navíc obsluhu zvenku plynule nastavit předpětí spojky, a tak jemně doladit samosvornost. Samosvornost se udává v procentech, přičemž 0% má otevřený diferenciál. Při hodnotě 100% pak dochází ke kompletnímu uzavření diferenciálu a otáčky obou kol jsou si rovny. Pro vůz FS 6 byl zvolen diferenciál Drexler V3, aby bylo možné nastavovat samosvornost plynule.

Optimální hodnotu samosvornosti nelze předem přesně určit, protože závisí na jízdním stylu jezdce. Jedná se tedy vždy o individuálním přístupem daného jezdce, jak vysokou hodnotu samosvornosti na základě svých zkušeností a schopností preferuje. Naši piloti preferovali nastavení úhlů ramp $30^\circ/45^\circ$ které způsobuje samosvornost při akceleraci 88% a při deceleraci 51%. Zkušenosti ze závodů a testování byly překvapivě velmi pozitivní. Všechny komplikace, které souvisely s diferenciálem, byly způsobeny chybami při montáži a zapojení, a ne jeho konstrukcí. Proto i pro vůz FS 7 bylo zvoleno použití stejného a v praxi osvědčeného diferenciálu. Hmotnost diferenciálu je 2 kg. [8]

5.6.3. Držák diferenciálu

Držák diferenciálu je důležitou součástí vozu. Je nutné, aby dokázal udržet celou sílu sekundárního převodu, byl stranově dostatečně tuhý a zároveň velmi lehký. Dále je potřeba, aby bylo za provozu možné nastavit napětí sekundárního převodu.

Na základě zkušeností z vozu FS 5 a s přihlédnutím k celkové koncepci vozu FS 6 byly stanoveny cíle pro konstrukci uchycení diferenciálu. Držák diferenciálu musí vydržet tah sekundárního převodu a musí být dostatečně tuhý v bočním směru. Nedostatečná boční tuhost způsobovala například problémy u vozu FS 5, kde držák diferenciálu byl nedostatečně tuhý. V důsledku toho došlo u tohoto vozu k bočnímu vychýlení do takové míry, že homokinetický kloub se vysunul ze svého obalu a ložisko tripodu se odstředivou silou utrhlo a odletělo. Tento problém bylo velmi obtížné odhalit. U nového vozu je nově požadováno snížení hmotnosti o 30 % oproti předchozímu, tedy na 700 g. Držák diferenciálu musí navíc umožnit nastavení předpětí sekundárního převodu. Diferenciál je tedy nutné uchytnout pomocí dvou ložisek v takové poloze, aby poloosy byly během jízdy souosé s diferenciálem. Toto uspořádání pak zajistí minimální namáhání a opotřebení celého ústrojí.

Možnost zabudovat diferenciál přímo do rámu byla zavržena, jelikož vycházela hmotnostně nevýhodná. Řešení použité na monopostu FS 5 bylo považováno za ideální. Toto řešení spočívá v uchycení diferenciálu na dva kotvicí body motoru stejně jako u motocyklu, ze kterého je motor převzat. Díky tomu dochází k minimálnímu namáhání ostatních dílů konstrukce. Pro napínání řetězu existuje mnoho možností, ty hlavní lze ale rozdělit do třech základních. První z nich je posuv osy rotace ve vodorovném směru.

Druhou možností je pak použití rotace kolem bodu mimo vlastní osu diferenciálu. Poslední, třetí možností je pak použití excentrického uložení a jeho natáčení. Pro svoji jednoduchost, nízkou hmotnost a snadnou zástavbu byla zvolena třetí ze zmíněných možností – již v minulosti úspěšně ověřená metoda excentrického uložení. Tyto excentry nevyžadují žádné dodatečné nosné díly za diferenciálem. Nastavování předpětí řetězu sice není zcela jednoduché, ale je na druhou stranu lehké a velmi tuhé. Na základě technických požadavků byly zvažovány dvě varianty konstrukce. První variantou byla lepená konstrukce z uhlíkového kompozitu, s vlepenými vložkami pro zavedení sil v oblasti všech důležitých otvorů. Pro zjednodušení výroby forem bylo uvažováno použití kompozitních desek, které by byly následně obrobena a slepeny. Druhou variantou bylo použití frézované a šroubované konstrukce z hliníkové slitiny. Obě uvedené konstrukce se vyznačují relativně jednoduchou výrobou. [3;10]

5.6.3.1. Porovnání materiálů

Uhlíkový kompozit se skládá z uhlíkového vlákna a pryskyřice. Díly z uhlíkových kompozitu se vyrábí třemi základními metodami. První metodou je takzvaná kontaktní laminace. Pryskyřice je v tomto případě nanášena na uhlíkové vlákno, položené ve formě. Aby došlo k lepšímu stlačení vrstev je možné použít uložení do plastového vaku a odsátí vzduchu zavedením podtlaku. Při této metodě je velmi obtížné dosáhnout optimálního poměru

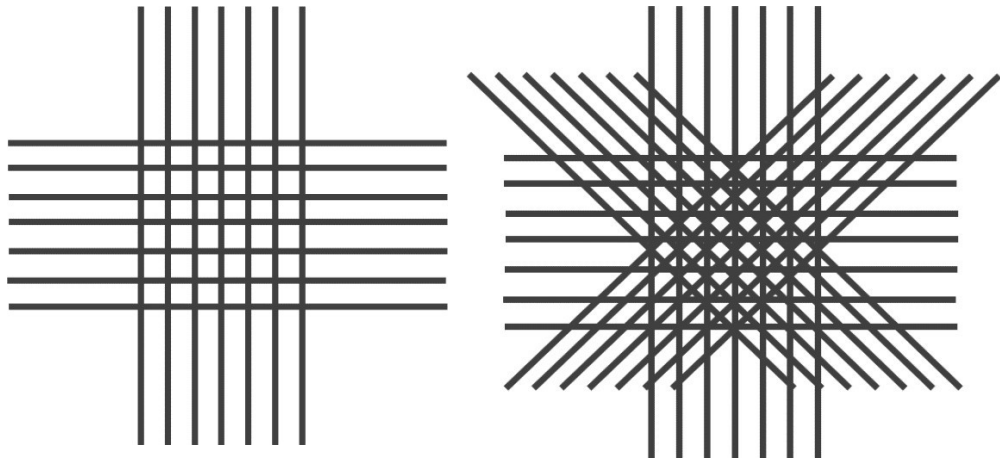
pryskyřice a vláken, což má za následek nekonzistenci v pevnosti dílů. Proto tato výrobně jednoduchá varianta není vhodná na pevnostní díly. Druhá metoda se nazývá infuze, někdy je používán i název RTM (Resin Transfer Molding). Její princip spočívá v tom, že do formy jsou umístěna vlákna ve vhodné orientaci jako tzv. suchá sestava. Na jedné straně je následně do této suché sestavy přivedena pryskyřice a na druhé straně je k sestavě připojena vývěva. Podtlak, který vývěva vytváří, nasává pryskyřici skrz vlákna. Tato metoda dosahuje výrazně konzistentnějších výsledků, ale hodí se pouze pro výrobu určitých typů dílů. Je též technologicky složitá, protože vhodným způsobem musí být umístěn vstup pryskyřice a bod odsávání. Poslední je metoda zvaná prepreg. Zde je pryskyřice již nasycená ve vláknech (vlákna jsou předimpregnovaná) ve správném množství. Proto je nutné, aby materiál byl skladován v chladu, aby nedošlo k jeho předčasnému vytvrzení, nebo degradaci. Po nakladení jednotlivých vrstev prepregu na formu a vytvoření odpovídající skladby sestavy je materiál vložen do vytvrzovacího vaku a ten následně do autoklávu. Zde pak za zvýšeného tlaku a teploty dojde k vytvrzení pryskyřice, čímž sestava získá požadované pevnostní parametry. Protože na vak působí vnější přetlak, dojde při vytvrzování ke stejnému efektu jako u ostatních dříve popsaných metod. Metoda použití prepregů, vytvrzovaných v autoklávu, je nejvhodnější pro pevnostní konstrukce, protože zajišťuje optimální poměr pryskyřice a vláken a tím i přesně definované mechanické vlastnosti. Uhlíkový kompozit není homogenním materiálem a výsledná pevnost kompozitního dílu je tak silně závislá na orientaci vláken. Ve směru vlákna je pevnost materiálu nejvyšší.

Z kovových materiálů se jako nejvhodnější zdá hliníková slitina EN AW-7075 T6. Jedná se o vysokopevnostní slitinu, která dosahuje pevnosti v tahu až 500MPa, což je jedna z nejvyšších pevností u hliníkových slitin. Pevnější slitiny jako EN AW-7068 T6511 bohužel vykazují výrazně vyšší křehkost. Materiál je dobře obrobitelný, ale jeho svařitelnost je velmi obtížná. Pro náš tým je svařování tohoto materiálu technologicky nezvladatelné. Proto konstrukce z této vysokopevnostní slitiny je nutné spojovat šroubováním. [18]

5.6.3.2. FS 6 návrh varianty z uhlíkového kompozitu

První návrh byl proveden z uhlíkového kompozitu, přesněji z desek, které budou následně slepeny do výsledného tvaru. Funkční otvory jsou opatřeny vlepenými vložkami z materiálu EN AW-7075 T6, tak aby nedošlo k delaminaci vláken při otláčení. Orientace vláken v deskách byla požadována $0^\circ / +45^\circ / -45^\circ / 90^\circ$. Tato orientace vláken zajišťuje více méně homogenní materiál se stejnou pevností ve všech směrech. Kompozitní materiály vykazují obecně nestejnorodou pevnost v závislosti na orientaci vláken.

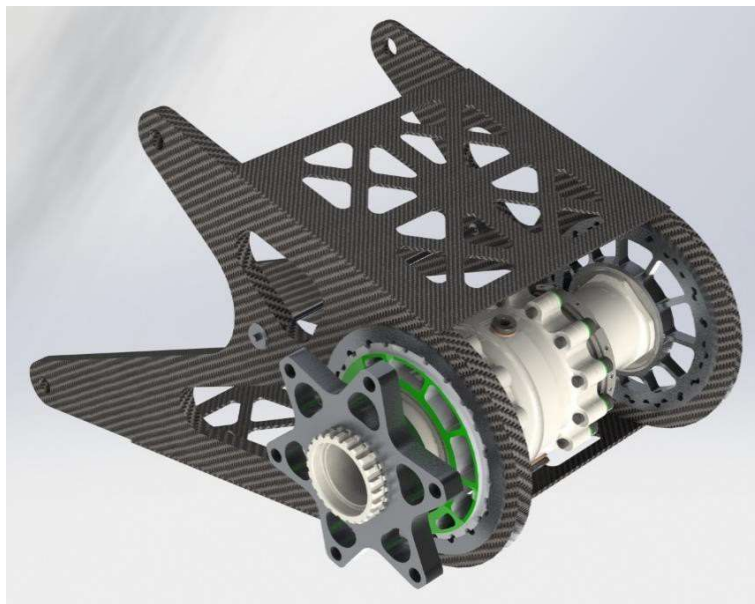
Nejpevnější jsou ve směru vláken, naopak nejméně pevné jsou ve směru 90° od osy vlákna. Toto je způsobeno vysokou pevností vláken, která se pohybuje v řádu GPa a výrazně nižší pevností pryskyřice s pevností ve stovkách MPa.



Obrázek 20 orientace vláken vlevo 0° , 90° ; vpravo 0° , 45° , -45° , 90° [archiv autora]

Pro jednoduchost konstrukce byly použity tři tloušťky materiálu 2 mm, 5 mm, 10 mm. Konstrukce má vysoký koeficient bezpečnosti, který má za cíl kompenzaci případných technologických vad při výrobě. Konstrukce se skládá z bočního plátu, který je namáhán tlakem, druhý boční plát je namáhán tahem a síla, která na něj působí je výrazně nižší.

Proto je zde použita deska o tloušťce 5 mm. Pro jejich spojení a zavětrování jsou z vrchní a spodní strany umístěny dvě desky o tloušťce 2 mm. Tyto desky jsou slepeny s bočními deskami pomocí pryskyřice.



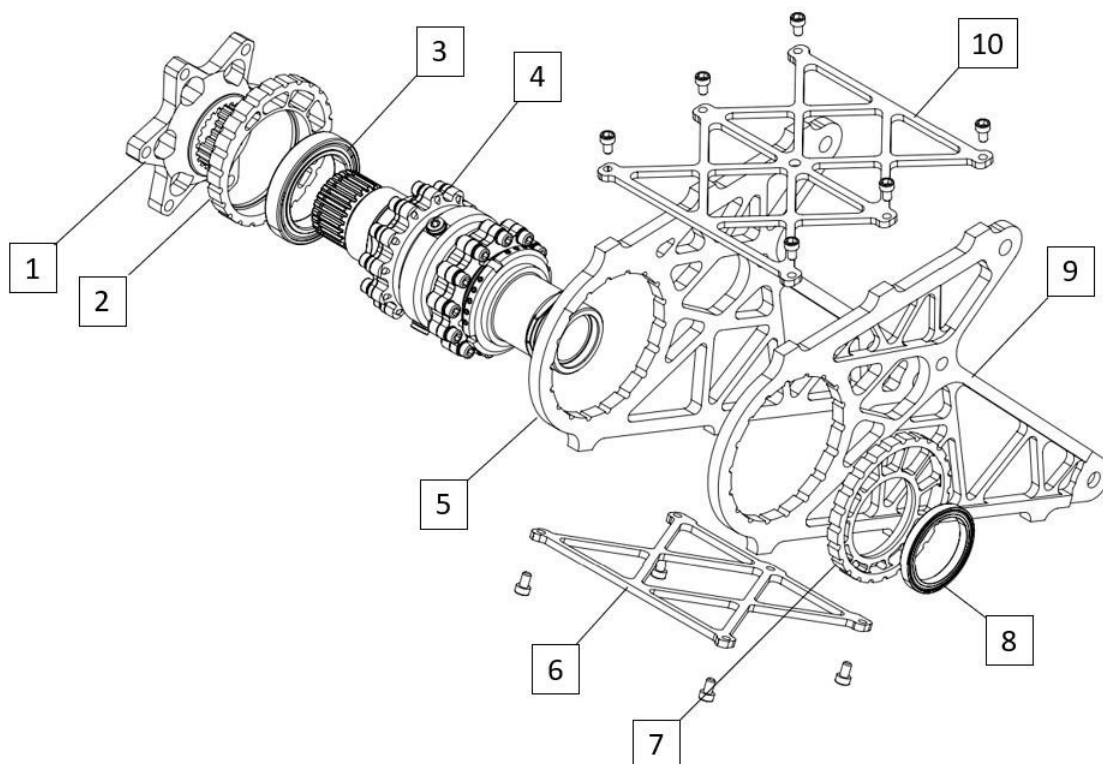
Obrázek 21 podoba výsledného návrhu držáku z uhlíkového kompozitu [archiv autora]

5.6.3.3. Návrh ze slitiny hliníku

Druhý návrh spočívá v použití šroubované konstrukce skládající se z desek 10 mm a 5 mm. Desky o tloušťce 10 mm jsou použity na bocích a k jejich zavětrování je použita deska 5 mm. Pro jejich smontování jsou použity šrouby M6 s pevnostní třídou 8.8.. Aby nedošlo ke snížení pevnosti ramen bočních desek jsou otvory pro šrouby umístěny v zesíleních

(výstupcích) tak, aby hlavní rameno nebylo otvorem oslabeno. Koeficient bezpečnosti může být při použití hliníkové slitiny výrazně nižší z důvodu zaručené homogenity materiálu a díky vyšší přesnosti simulací.

Oba návrhy vyžadují úpravu karteru motoru tak, aby bylo možné dosáhnout toho, že deskymohou být rovné a stejně široké, jako uložení diferenciálu. [10]



Obrázek 22 rozpadový výkres držáku diferenciálu vozu FS 6 [archiv autora]

Tabulka 6 kusovník rozpadového výkresu

Díl	Materiál	Hmotnost	Výroba	Díl číslo
Unašeč rozety	7075 T6	236 g	CNC frézka	1
Excentrický napínák	7075 T6	110 g	CNC frézka, soustruh	2
Ložisko 61911		190 g	SKF	3
Drexler V3 FSAE		2000 g	Drexler	4
Levý držák	7075 T6	690 g	CNC frézka	5
Deska 5 mm	7075 T6	32 g	CNC frézka	6
Excentrický napínák	7075 T6	82 g	CNC frézka, soustruh	7
Ložisko 61810		52 g	SKF	8
Pravý držák	7075 T6	575 g	CNC frézka	9
Deska 5mm	7075 T6	49 g	CNC frézka	10
<u>Hmotnost</u>		<u>4016 g</u>		

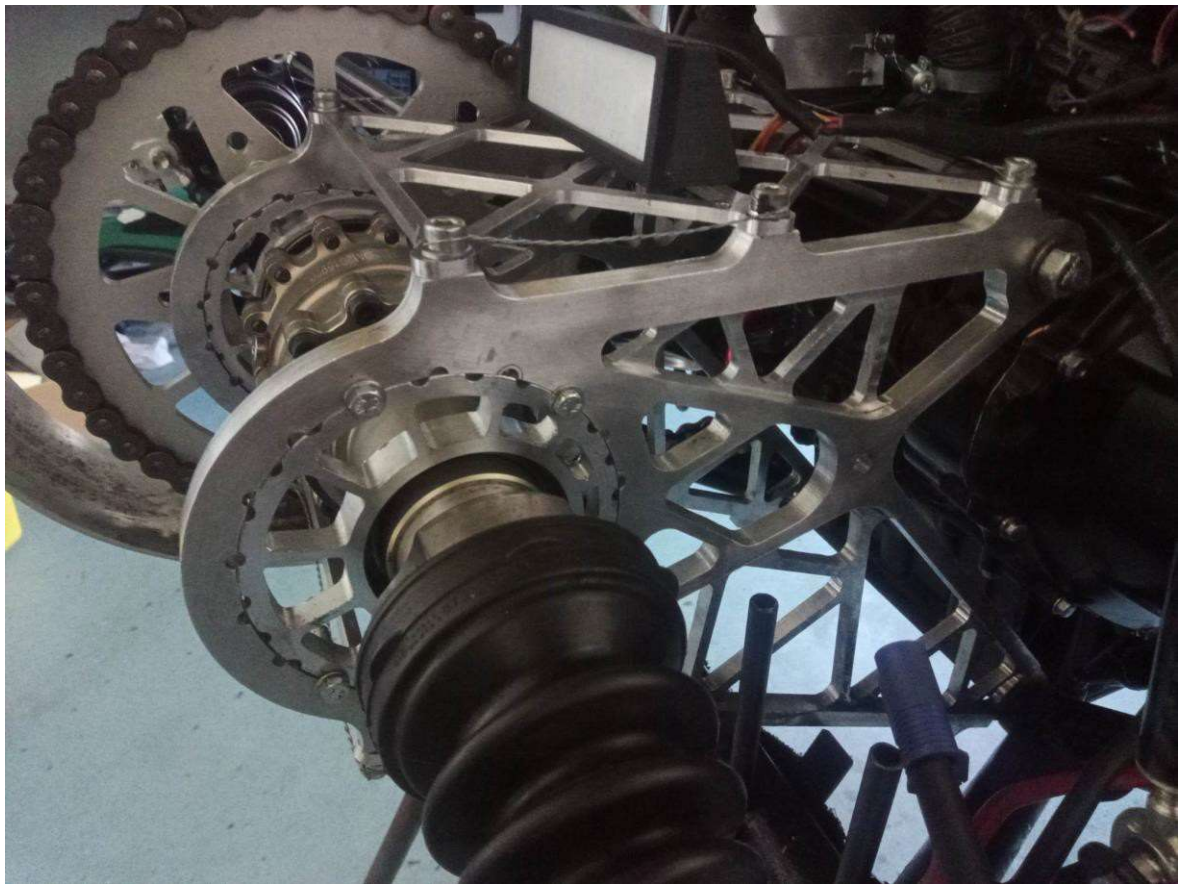
Během stavby monopostu FS 6 se tým snažil zajistit výrobu kompozitních desek, Běžně dostupné desky jsou bohužel vyráběny nejčastěji s orientací vláken 0° / 90° a nedosahují tak nedosahují dostatečné pevnosti v požadovaném směru. Protože se zakázková výroba nepodařila

zajistit z finančních i kapacitních důvodů výrobců, bylo přistoupeno k výrobě desek týmem. Kontaktní laminace byla zavržena pro nízkou pevnost a vysokou nekonzistenci výrobků. Pro metodu prepreg a autoklávové vytvrzení tým nemá potřebné vybavení, proto bylo rozhodnuto o použití infuzní metody (RTM). Touto metodou se nám bohužel ani na několikátý pokus nepovedlo vyrobit dostatečně pevnou a velkou desku.

Proto bylo přistoupeno k variantě druhé – tedy k výrobě konstrukce z hliníkových desek.

5.6.3.4. Výsledná varianta pro FS 6

Zkušenosti z provozu držáku diferenciálu jsou velmi dobré, nevyskytli se žádné problémy a konstrukce vykazovala velké snížení hmotnosti oproti FS 5. Výroba byla jednoduchá a nízko nákladná na rozdíl od kompozitní varianty. Výsledná podoba je vidět na obrázku 23.

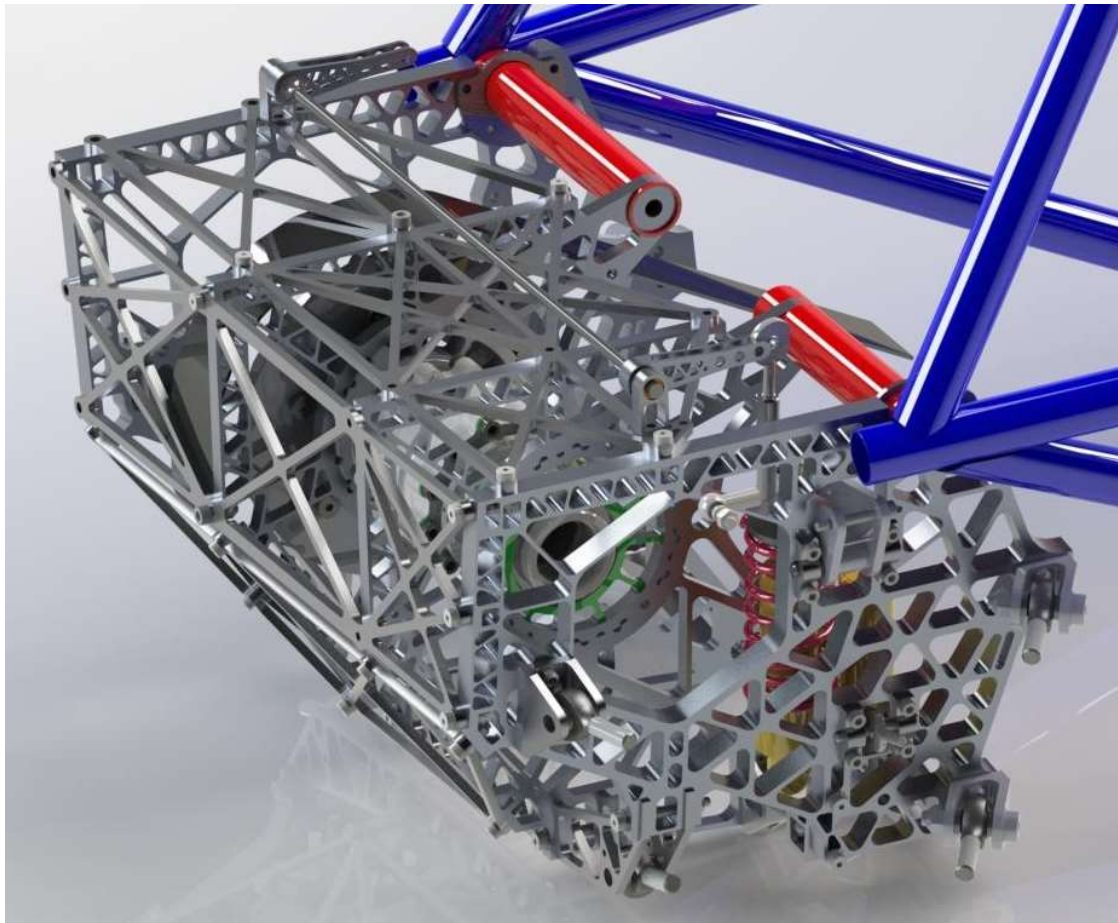


Obrázek 23 namontovaný držák diferenciálu na voze FS 6 [archiv autora]

5.6.3.5. FS 7

Pro vůz FS 7 byla změněna kompletně celá filozofie konstrukce rámu a zadní nápravy. Ta spočívá ve v šroubované konstrukci, která plní roli rámu. Jedná se tedy o pomocný rám. V tomto pomocném rámu jsou umístěny uchycení ramen, přepákování tlumičů, tlumiče, řídicí

tyče, diferenciál a stabilizátory. Tři z konců ramen jsou uchyceny pomocí frézovaných držáků přišroubovaných pomocí lícovaných šroubů průměru 6 mm. Tyto jsou přišroubovány k boční desce o tloušťce 15 mm. Poslední bod je umístěn mezi dvěma deskami o tloušťce 5 mm, které jsou upevněny mezi vnější a vnitřní desku. Vnitřní deska má tloušťku 10 mm a stejně jako na FS 6 je v ní umístěn diferenciál. Způsob jeho uchycení se u předchozí konstrukce osvědčil, a proto je úplně stejný. Všechny čtyři desky jsou spojeny zavětrováním pomocí tří desek o tloušťce 5 mm. Přepákování a řídicí tyče jsou uchyceny pomocí klem do bočních desek. Stabilizátor je uchycen do horní desky zavětrování a jedná se o zkrutný typ. Tlumič je uchycen pomocí dvou klem, které jsou připevněny na vnitřní a vnější desce – je tedy umístěn mezi vnější a vnitřní deskou. Vnější desky jsou připevněny k rámu pomocí přivařeného plechu a čtyř pevnostních šroubů M6. Vnitřní desky jsou uchyceny stejně jako u vozu FS 6 na úchyty motoru. Jednotlivé desky jsou vždy spojeny pomocí šroubových spojů, a to lícovanými šrouby ISO 7374 o průměru 5 a 6 mm, dále pak pomocí tvarových spojů a šroubů M5 a M6. Přesnější popis výrazně přesahuje možnosti této práce.



Obrázek 24 návrh hliníkové šroubované zadní nápravy s integrovaným držákem diferenciálu [archiv autora]

5.7. Homokinetické klouby

Homokinetické klouby umožňují, aby se poloosy mohly pohybovat i během propružení kola. Pohyb těhlice se dá aproximovat pro tento případ jako translace nahoru a dolů od základní pozice, a to 25 mm v každém směru. Přičemž diferenciál, kde jsou uloženy homokinetické klouby, se pohybuje pouze rotačně kolem osy klopení rámu. Z tohoto vyplývá, že je nutné, aby kloub umožňoval naklápění a zároveň i osový posuv. U vozidel se používají tři druhy kloubů: kardanový, kuličkový (Rzeppa) a tripoidní kloub.

Kardanový kloub má oproti ostatním nevýhodu, že se nejedná o kloub s konstantní rychlostí otáčení. Rychlost se během otáčení mění, což lze ale částečně kompenzovat použitím dvou kloubů. Oscilace rychlosti se tímto řešením částečně vyřeší. Kloub je zkonstruován jako dvě vidlice, na jejichž konci jsou umístěna ložiska. Tyto vidlice jsou vzájemně pootočené o 90° a jsou spojeny pomocí kříže, který je uložen v ložiscích na koncích těchto vidlic.

Kuličkový kloub obsahuje 6 kuliček, které se pohybují v drážkách. Drážky jsou vytvořeny na jedné straně ve vnějším povrchu a na druhé straně ve vnitřním povrchu. Tyto drážky jsou na obou stranách zakřivené s konstantní vzdáleností od středu kloubu. Kuličky přenášejí moment z vnitřní drážky na vnější a během otáčení dochází k jejich odvalování po drážce. Popsaný kloub je možné použít až do úhlu 52°. Jeho podoba je na obrázku 25.



Obrázek 25 kuličkový kloub [5]

Posledním druhem kloubů je tripoidní kloub skládající se z vnitřního unašeče, který má tři ramena po 120°. Na každém z těchto ramen jsou pak na jehlových ložiscích umístěny kameny. Tyto kameny se opírají o vnější pouzdro a přenášejí na něj moment. Tripoidní klouby jsou vhodné jen pro malé úhly přibližně 25°, ale velmi dobře vyrovnávají axiální pohyby. [2;3;4]

5.7.1. Volba FS 6

Pro FS 6 byli zvoleni použití tripoidních kloubů, které dodává firma Drexler. Na straně diferenciálu jsou použita originální pouzdra z oceli, která jsou uložena v drážkování v diferenciálu. Axiálně jsou držena pomocí šroubu v ose. Tripoidní klouby jsou z podstaty svojí konstrukce řešením s nejmenší hmotností. Nízký úhel maximálního natočení není problém,

protože chod kol je minimální (± 25 mm). Velkou výhodou je možnost vyrovnání axiálního posunutí. Na straně náboje kola byla zvolena stejná koncepce – opět tripoidní kloub, jehož konstrukce je popsána v kapitole náboj kola. [11]



Obrázek 26 kompletní sestava s triopidem na voze FS 6 - všechny díly jsou ale shodné i na FS 7 [archiv autora]

5.7.2. Volba pro FS 7

Pro FS 7 bylo zvoleno stejné řešení jako u vozu FS 6. Toto rozhodnutí mělo hned dva důvody. S homokinetickými klouby nebyly v provozu žádné problémy, navíc případná změna by byla finančně velmi nákladná.

5.8. Poloosy

Ve formuli student se běžně používá několik typů poloos. Oba konce poloos jsou běžně opatřeny drážkováním pro uchycení homokinetických kloubů. První typ, který je používán jsou ocelové poloosy, které jsou plné. Toto řešení je výrobně jednoduché, zástavbové rozměry (průměr) jsou malé. Odolnost drážkovaného spoje je vysoká. Všechny tyto klady jsou ale vykoupeny vysokou hmotností. Nejčastěji se používají zušlechtěné oceli 36Mn7 nebo 54SiCr6. Tyto oceli při zušlechtění dosahují pevnosti přesahující 1000 Mpa. Další možností je použití dutých poloos, které je možné vyrobit tak, že se plná poloosa v podélné ose provrtá. Druhá možnost je vyrobení drážkovaných konců poloosy a jejich následné navaření na trubku, která tvoří střed poloosy. Obě varianty mají svoje výhody a nevýhody. Duté poloosy jsou výrazně lehčí oproti plným, protože materiál je efektivněji využíván.

Namáhání poloosy je výhradně krut, proto nejlepším poměrem hmotnost/pevnosti je dosaženo u průřezu tenkostěnné trubky. Ocelová vrtaná poloosa je technologicky výrazně složitější – je totiž nutné vyvrtat velmi dlouhý otvor, aniž by došlo k jeho vyosení. Při navařování trubky nastává hned několik problémů. Prvním je pevnost sváru, která musí dosahovat dostatečné únosnosti. Dále je pak nutné použít většího průměru trubky, z výše zmiňovaných vysokopevnostních materiálů se totiž trubky nevyrobí. Dále je pak nutné udržet naprostou souosost a vyváženost, aby nedocházelo k vibracím a nadměrnému opotřebení homokinetických kloubů. Namísto oceli je možné použít také hliníkové slitiny, nebo titan, a to jak pro plné, tak duté poloosy. Oba tyto zmíněné materiály poskytují dobrý poměr mezi hustotou/pevností, tedy i úsporu na hmotnosti. Pro využití hliníku se nabízí u plných a vrtaných poloos jako vhodný materiál EN AW-7075 T6. Tento materiál má velmi vysokou pevnost (R_m 470 MPa), nicméně vyrábět poloosy svařováním z trubek není možné, protože z tohoto materiálu trubky nejsou běžně k dispozici a svařování je navíc velmi obtížné. Běžně dostupné trubky z hliníkových slitin jsou z materiálu EN AW-6060, nebo EN AW-6082, které mají však jen velmi malou pevnost (R_m 215 MPa respektive R_m 300 MPa). Z uvedených informací vyplývá, že řešení poloos z hliníkových slitin prakticky nepřipadá v úvahu kvůli velkým zástavbovým rozměrům, nízké únosnosti drážkování a vysoké hmotnosti.

Titanové poloosy poskytují výhody nízké hmotnosti při vysoké pevnosti, nicméně tyto výhody jsou ale vykoupeny vysokou cenou a náročností výroby, která díky špatné obrobitelnosti titanu prakticky neumožňuje vrtané poloosy.

Poslední možností, která má velmi dobrý poměr hmotnost/pevnosti jsou kompozitní poloosy z uhlíkového vlákna. Nejpoužívanějším řešením je výroba ocelových, nebo z hliníkové slitiny vyrobených konců poloos s drážkováním, podobně jako u svařovaných poloos. Ty jsou následně přilepeny na trubky z uhlíkového kompozitu. Kompozitní trubky jsou pro daný účel vyráběny průmyslově pomocí navíjení na trn s uhlím vlákna $45^\circ/-45^\circ$ jedná se tedy o optimální orientaci vláken pro krut, protože v tomto směru je odolnost vůči namáhání největší. Z českých týmů toto řešení používal pouze tým VUT Brno na svém posledním monopostu se spalovacím motorem. Toto řešení dosahuje nejnižší hmotnosti při zachování dostatečné pevnosti. Je však velmi náchylné na jakoukoliv technologickou chybu, a to zejména v lepeném spoji. [5]

5.8.1. Výpočet

Pro dimenzování poloos je nutné stanovit maximální přenášený moment. Ten je možné stanovit dvěma základními metodami. První metoda předpokládá, že poloosa musí být schopná přenést jakýkoliv moment, který je schopen vytvořit motor. Tento moment je následně potřeba přepočítat na nejnižší rychlostní stupeň. V praxi je výsledný moment běžně dělen na $\frac{1}{2}$, ale díky tomu, že formule používá samosvorný diferenciál, není vyloučeno, že na jedno kolo bude působit celý moment. Uvedený výpočet ale předpokládá, že známe maximální moment motoru.

Druhá metoda vychází z předpokladu, že není možné, aby na poloosu působil větší moment, nežli je schopná přenést pneumatika. V tomto případě se výpočet zakládá na

komplexních výpočtech dynamiky vozidla a zejména na přenosu hmotnosti. Kritickou součástí tohoto výpočtu je koeficient adheze pneumatik. Tento koeficient nejde exaktně nijak spočítat a závisí na mnoha proměnných, standartně se pro různé podmínky stanovuje pomocí experimentů. [3;11]

5.8.2. Náš návrh

Povedli jsme srovnání různých variant, po pečlivém posouzení aspektů byli zvoleny ocelové vrtané poloosy, díky vysoké pevnosti použité oceli bylo dosaženo potřebné pevnosti při zachování poměrně nízké hmotnosti. Toto řešení bylo též zvoleno z cenových důvodů, protože výsledné pořizovací náklady dosáhly přijatelné úrovně. Díky tomu, že díl byl zhotoven externě, byla též zmenšena časová náročnost jeho výroby zatěžující jinak členy týmu. Titanové poloosy byli zavrženy kvůli extrémně vysokým nákladům. Poloosy z hliníkových slitin byly zavrženy kvůli příliš velkému průměru, kdy při plném chodu odpružení docházelo ke kolizi se uložením homokinetických kloubů. Dále pak nebyla zcela zaručena pevnost drážkovaného uložení tripoidních kloubů. Kompozitové poloosy nebyly vybrány z důvodu vysoké pevnosti, ceny a technologické náročnosti. Pro dimenzování byl použit bezpečnější výpočet dle maximálního krouticího momentu motoru (výpočet pevnosti je obsahem přílohy). Tento díl byl navržen pro monopost FS 6, kde fungoval zcela bez problémů, jeho jedinou vadou byla nevhodná délka poloosy. Ta však byla vyřešena pomocí vhodného konstrukčního řešení, které umožnilo jejich optimální délku nastavit a doladit. Z důvodů vyhovující konstrukce, kde jedinou vadou je poměrně vysoká hmotnost, bylo i na monopostu FS 7 zvoleno opětovně použití stejných poloos.

Tripoidní klouby je nutné axiálně pojistit, aby nedocházelo k jejich pohybu na obou stranách – i zde bylo použito stejného systému zajištění proti jejich pohybu. Na vnější straně je použit pro tento účel vnější pojistný kroužek pro hřídele. Na vnitřní straně bylo použito osazení, které je umístěno až za koncem výběhu drážkování, aby tyto dva vrubybyli od sebe dostatečně vzdáleny a nedošlo tak ke koncentraci napětí. O toto osazení se následně opřel distanční kroužek, který vymezil axiální vůli. Vnější průměr poloosy je 21,5 mm a vnitřní průměr vrtané díry je 8 mm. Celková hmotnost je 1152 g, respektive 1214 g. Poloosy je nutné udržovat v optimální středové poloze, čehož je dosaženo umístěním pružiny umístěné v ose poloosy tak, že je vždy centrována do střední polohy. V případě, že by došlo k jejímu výraznému posunu by mohlo dojít i k jejímu vzpříčení a poškození nějakého z dílů sestavy. Poloosy byli navrženy pro vůz FS 6, nicméně pro vůz FS 7 budou použity stejné. Důvodem je snížení nákladů a jejich praxí prověřená konstrukce. [11]

5.9. Náboj kola

5.9.1. Popis

Náboj kola je důležitou součástí vozu – jsou přes něj přenášeny všechny síly působící při jízdě na samotný vůz. Na náboj kola je dále připevněn brzdový kotouč, v případě zadních nábojů kol jsou zde také umístěny homokinetické klouby, které přenáší výkon motoru na kola. Tento díl je z těchto důvodů silově velmi zatížen, je ale nutné, aby byla jeho hmotnost co nejnižší. Ze své podstaty je díl neodpruženou hmotou, dále rotuje a je tedy důležitý i jeho moment setrvačnosti. Úspora hmotnosti je zde velmi důležitá a bude mít přímý dopad na zlepšení vlastností odpružení (snížením neodpružené hmoty), na zlepšení akcelerace a decelerace (moment setrvačnosti). Náboj kola je uložen v těhlici.

5.9.2. Uchycení disku

5.9.2.1. Varianty řešení

Monoposty formule student používají dvě velikosti disků kol, a sice 10“ a 13“. Disky se obecně vyrábí z hliníkové slitiny, hořčíkové slitiny, případně z kompozitu. Disky z hliníkové a hořčíkové slitiny je možné koupit. Kompozitové disky nejsou v prodeji a tým si je musí vyvinout sám. Pro připevnění disků ke středu je možné použít centrální matici podobně jako je to používáno ve Formuli 1. Matice má kuželovou dosedací plochu. Matice je utažena na předepsaný moment, který je stanoven výpočtem, tak aby nedošlo k protočení disku na této dosedací ploše. Pravidla vyžadují, aby matice byla mechanicky zajištěna proti povolení. [6;7] Pro dosažení dostatečné síly je stoupání matice velmi malé. Další možnost je využití běžných kolových svorníků a matic, nebo kolových šroubů stejně jako u většiny automobilů. Dosedací plocha matic je kuželová. Kolové svorníky je možné použít ocelové a od sezony 2022 nově i titanové. Matice je možné použít ocelové i z hliníkových slitin.



Obrázek 27 magnesiové disky Oz racing vlevo s centrální maticí vpravo pro čtyři šrouby [19]



Obrázek 28 disky z uhlíkového kompozitu týmu TU Gratz [20]

5.9.2.2. Zvolená varianta

Pro vůz FS 6 byly vybrány disky průměru 13“ - tato volba byla stanovena na základě návrhu koncepce vozu. Tým vlastní sadu disku od firmy OZ racing odlitých z hořčíkové slitiny s uchycením na čtyři šrouby, dále má k dispozici dvě sady odlité z hliníkové slitiny se stejným uchycením. Z finančních důvodů bylo zvoleno jejich použití. Výhodou použití čtyř matic oproti jediné centrální matici je vyšší spolehlivost, v případě povolení matic nedojde navíc k pootočení disku. Použili jsme kolový svorník a kolovou matici. Toto řešení umožňuje zmenšit tu část náboje, na které je upevněn šroub. Kolový šroub by vyžadoval 24 mm závitu M12 (pro splnění podmínky délky závitu v hliníku). Řešení kolových svorníků vyžaduje 10mm. Svorník drží na tisícíhranu. Byly zvoleny kolové matice z hliníku EN AW-7075 T6, protože mají nižší hmotnost nežli ocelové a kolový svorník M12x1,5x60 s tisícíhranem o průměru 13mm. Jedná se o nejmenší svorník, který se týmu podařilo získat. Materiálem je ocel, protože pravidla v roce postavení FS 6 nedovolovala ani jinou možnost. [7]

5.9.3. Uchycení tripoidního kloubu

5.9.3.1. Zadání a varianty řešení

Vnější unášeč tripoidního kloubu je třeba připevnit k náboji kola, nebo ho přímo do něj integrovat. Je možné použít ocelový vnější unášeč, který moment přenáší pomocí drážkování, které zapadá do protikusů v náboji kola. Osově je unášeč držen pomocí matice. Tyto unášeče jsou běžně komerčně dostupné a je možné je zakoupit v různých variantách.

Další možností je unášeč držený pomocí šroubů, nebo tvarového spoje na jeho obvodu. Unášeč je konstruován buď jako monolitický díl z ocele, nebo jako dva separátní díly – hlavní tělo z hliníkové slitiny a vložka z oceli, na kterou dosedají kameny. Dvojdílné řešení je výrazně

lehčí než monolitické celooceťové, a přitom poskytuje stejnou životnost. Tyto unášeče lze sice také zakoupit, výběr je však výrazně omezený. Často jsou tedy vyráběny zakázkově.

Třetí variantou je integrování unášeče přímo do náboje. Tato možnost samozřejmě neposkytuje možnost koupě daného dílu.

Protože náboje kol jsou standardně z hliníkové slitiny (nejčastěji EN AW-7075 T6) je vhodné pro vyšší životnost použít ocelovou vložku. V těle středu je též zapotřebí uchytit pružinu, která axiálně vymezuje polohu poloosy tak, aby tato byla vždy vycentrována. [3;5]

5.9.3.2. Zvolená varianta

Na monopostu FS 5 je střed navržen velmi nevhodně, jeho konstrukce je velmi těžká. Je zde použit ocelový unášeč tripoidního kloubu s drážkováním. Uvnitř jeho středu je upevněna vložka ze slitiny EN AW-7075 T6, ve které je drážkování, do kterého zapadá vlastní unášeč. Ten je držen v axiálním směru pomocí matice M16. Tato vložka je pak připevněna pomocí šesti šroubů ke středu. Roztečná kružnice má poloměr 50 mm. Šrouby jsou rozměru M6 a dle opotřebení z provozu nejsou vyhovující. Vykazují známky otlacení a ohybu šroubů. Šroubový spoj je zde zcela jasně poddimenzován. Pro vůz FS 6 byly stanoveny cíle snížit hmotnost o 50 % při zvýšení bezpečnosti přenosu krouticího momentu. Stávající možnost použití ocelového unášeče byla zavržena jako příliš těžká. V úvahu připadala možnost hliníkového unášeče s ocelovými vložkami, který by byl následně připevněn pomocí tvarového, nebo šroubového spoje a integrování přímo do náboje.

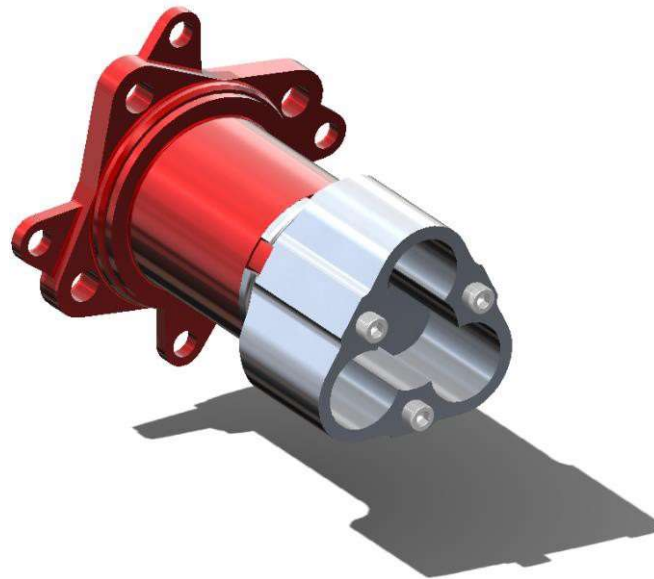
První návrhy počítaly s použitím koupeného unášeče od firmy Pegasus Racing, která pro monoposty FS vyrábí hliníkový unášeč s ocelovými vložkami. Ten je možné přišroubovat. Problémem byla velká roztečná kružnice šroubového spoje. Ta sice snižuje silové působení na šrouby, ale zároveň velká rozteč vyžaduje zvětšení průměru náboje ze stávajících 65 mm na 80mm. Toto řešení nebylo bohužel přípustné z hlediska konstrukce těhlice. Proto bylo navrhováno vytvořit mezikus mezi unášeč a náboj, který by přenášel moment pomocí tvarového spoje. Toto řešení bylo výrobně i finančně náročné, přičemž jeho hmotnost byla relativně vysoká (pohybovala se kolem 900 g). Cena jednoho unášeče od firmy Pegasus Racing činí přibližně 5.000,- Kč. [21]



Obrázek 29 použití unášeče od firmy Pegasus Racing na voze VUT Brno [5]

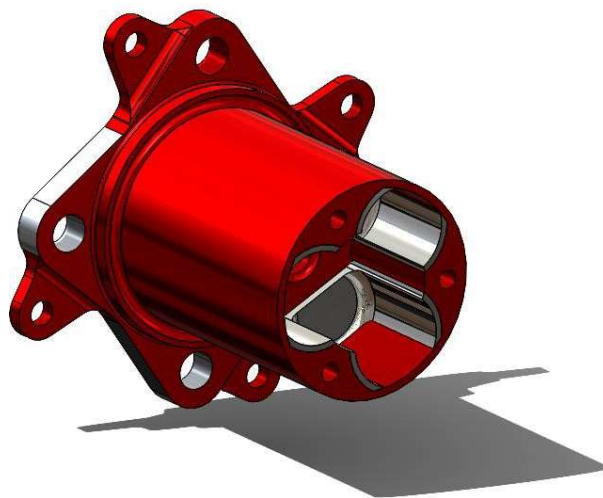
Díky spolupráci s firmou Drexler, která vyrábí diferenciál i triploidní klouby použité na FS 6 a FS 7, se týmu povedlo získat výkresy otvorů pro triploidní klouby. Výkres není součástí příloh, protože spadá pod dokumenty, na které se vztahuje smlouva o mlčenlivosti mezi týmem CULS Prague Formula Racing a firmou Drexler. Získání těchto dokumentů umožnilo týmu následně konstrukci vlastního unášeče.

Další varianty počítaly s výrobou vlastního unášeče z oceli, který by byl tvarovým spojem připevněn k náboji. V axiálním směru se předpokládalo jeho upevnění pomocí tří šroubů M6. Pro vyšší životnost byla navrhována povrchová úprava nitridováním



Obrázek 30 náboj s ocelovým unášečem [archiv autora]

Úspora hmotnosti byla ale oproti FS 5 minimální – hmotnost činila přibližně 1000 g. Proto bylo přistoupeno k návrhu unášeče integrovaného do náboje. Pro toto řešení bylo nutné zvýšit průměr ložisek náboje z 65 mm na 70 mm. Aby nedošlo k omačkání bylo navrhováno použití tří samostatných vložek pro každý kámen. Tyto vložky byly navrženy tak, aby šly nalisovat do náboje. Vložky byly navrhovány rotační s výřezem na rameno unášeče, a to zejména pro zjednodušení výroby. Problém byl se zajištěním vložek proti otáčení.

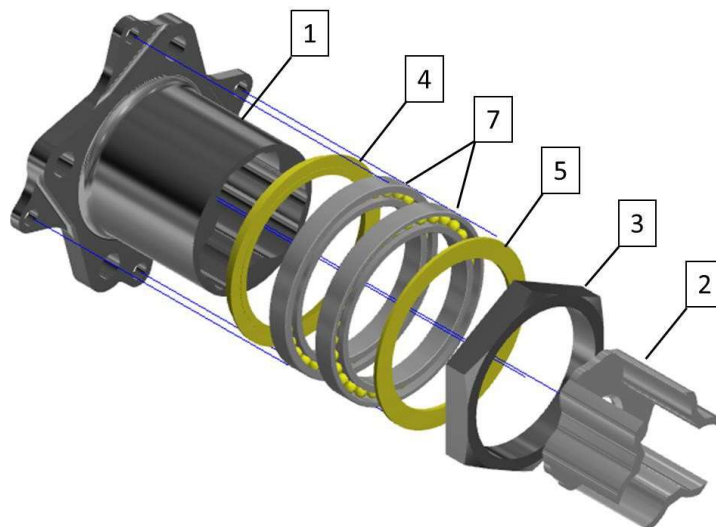


Obrázek 31 návrh náboje s třemi ocelovými vložkami [archiv autora]

Finální verze spojovala všechny tři vložky do jednoho dílu. Aby bylo možné tuto vložku vyjmout z náboje, byly v konstrukci navrženy závity, které umožňují vytlačení vložky a její výměnu v případě opotřebení. Bylo také upuštěno od použití ocelové vložky, ta byla výrobně náročná, protože zahrnovala i nitridaci a broušení. Její hmotnost byla také vyšší než u hliníkové vložky. Z těchto důvodů bylo tedy zvoleno použití hliníkové vložky z materiálu EN AW-7075 T6, opatřené tvrdým eloxem pro zvýšení povrchové tvrdosti. Toto řešení bylo výrazně výrobně jednodušší. Ačkoliv materiál náboje a materiál vložky jsou stejné, bylo rozhodnuto, že tyto nebudou spojeny do jednoho dílu. V případě opotřebení ploch je možné vylisovat vložku a vyměnit ji. Výroba náboje je výrazně složitější, navíc se musí počítat s nutností vylisování z ložisek, která s vysokou pravděpodobností budou za provozu časem poškozena. V případě, že by se zjistilo během testování, že dochází k rychlému opotřebení kontaktních ploch, bylo by možné provést dodatečně v rámci optimalizace konstrukce výrobu ocelové vložky a její výměnu za stávající řešení. [18]



Obrázek 32 vyrobený náboj s vlisovanou vložkou z hliníkové slitiny [archiv autora]



Obrázek 33 rozpad sestavy náboje kola

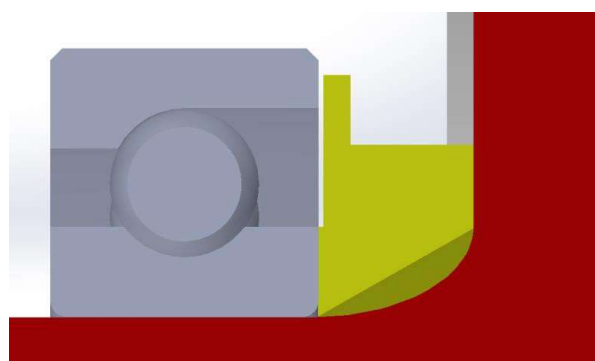
Tabulka 7 kusovník rozpadu náboje

Díl	Hmotnost	Materiál	Metoda výroby	Číslo dílu.
Náboj	434 g	EN AW-7075	CNC frézování a CNC soustruh	1
Vložka tripodu	73,1 g	EN AW-7075	CNC frézování	2
Matice M70	21,8 g	EN AW-7075	CNC frézování a CNC soustruh	3
Podložka vnitřní	7,29 g	EN AW-7075	CNC soustruh	4
Podložka vnější	11,8 g	EN AW-7075	CNC soustruh	5
Ložisko SKF 71414	200 g		SKF	6
Hmotnost celková	747,99 g			

5.9.4. Ložiska

Náboj je třeba uložit v ložiskách, jejichž konstrukce umožňuje přenášet síly v axiálním i radiálním směru. Dále je vhodné použít ložiska většího průměru. Toto řešení pomůže nejenom snazší zástavbě tripodního kloubu do náboje, ale zároveň i sníží hmotnost těhlice. Jako ideální se zdá být rozsah mezi 60 mm a 75 mm. Konstrukteřem těhlice byla zvolena kuličková ložiska s kosoúhlým stykem (ložiska SKF 71814), která se vyznačují kompaktními zástavbovými rozměry. Uspořádání bylo stanoveno do „O“. Toto uspořádání zvětšuje virtuálně jejich vzdálenost a tím i jejich namáhání. Při návrhu těhlice byla stanovena axiální vzdálenost ložisek je 30 mm. Pro jejich axiální zajištění a nastavení předpětí byla zvolena matice M70x1 z materiálu EN AW-7075 T6. Na druhé straně se ložisko opíralo o plochu. Toto řešení ale tvořilo výrazný koncentrátor napětí.

Na monopostu FS 5 nebylo možné použít vyšší rádius nežli 1 mm z důvodu, že by jinak došlo k dosednutí ložiska na rádius, a ne k jeho opření o plochu. Z tohoto důvodu byla navržena podložka se zkosením, která umožnila zvýšení rádiusu na R5. Tato podložka je z vnější strany zkosená pod úhlem 45°. Z vnitřní strany je plocha rovná a opírá se o ložisko. Podložka navíc má lem směrem od osy, který kryje celé ložisko před únikem maziva. Detail návrhu je vidět na obrázku 34. Na vnitřní straně je ze stejného důvodu umístěna podložka. Podložka navíc roznáší sílu spojitě na celý vnitřní kroužek. Toto řešení umožnilo výrazné snížení hmotnosti. Matice je zajištěna proti otočení pomocí stavěcího šroubu.



Obrázek 34 schéma použití podložky pro zvýšení rádiusu, žlutou barvou je podložka červenou náboj kola [archív autora]

5.9.5. Zkušenosti z provozu

Během používání se nevyskytly žádné větší potíže. Náboj z pevnostního hlediska nejevil žádné známky poškození nebo deformace. Opotřebení ploch pro kameny byli v přípustných mezích. Vyskytly se dva problémy. První problém byl nedostatečné utěsnění úniku maziva z ložiska. Druhý problém byl povolování pojistných stavěcích šroubů. Tento problém byl vyřešen pomocí vytvoření prohlubně pro dosednutí špičky stavěcího šroubu a jeho zalepením anaerobním lepidlem na závity Loctite 270. Opotřebení vložek dosáhlo takové míry, že je nutná jejich výměna.

6. Výsledky a diskuse

Byl proveden návrh pohonného ústrojí pro vůz FS 6 a jeho následné vylepšení pro vůz následující generace FS 7. Tento návrh dosáhl v porovnání s řešením, použitým na voze FS 5 vylepšení v mnoha oblastech. Především došlo k výrazné úspoře hmotnosti. Hmotnost při porovnání monopostu FS 5 a FS 6 byla snížena o 5396 g. U vozu FS 7 bylo dosaženo další snížení hmotnosti oproti FS 6 o 2111 g. Tato úspora je velmi významná a výrazně přispěla ke snížení celkové hmotnosti vozu z 235 kg u vozu FS 5 na pouhých 225 kg vozu FS 6. Dále byl výrazně snížen čas řazení a jeho náročnost. Rychlost řazení výrazně předčila stanovené cíle a pohybuje se nyní kolem hodnoty 0,1 s (!). Dále byly optimalizovány rychlostní stupně a jejich rozložení. Pro vůz FS 6 byla použita ještě čtyřrychlostní převodovka a pro FS 7 již jen dvourychlostní převodovka. Těmito úpravami byl optimalizován přenos výkonu. Stabilita vozu při brzdění byla zvýšena použitím antihoppingové spojky. U vozu FS 7 byla též zvýšena životnost obložení spojky při vysoké tepelné zátěži. U vozu FS 7 bylo použito z důvodu snížení ceny velké množství dílů z vozu FS 6, což mělo za následek velmi efektivní využití omezených finančních prostředků pro dané období. Přehled použitých řešení a jejich shodnost je patrná z následující tabulky.

Tabulka 8 Porovnání technického řešení FS 5 až FS 7 a hmotností jejich řešení

	FS 5		FS 6		FS 7	
	Řešení	Hmotnost	Řešení	Hmotnost	Řešení	Hmotnost
Primární převod	originální	/	originální	/	originální	/
Spojka	originální	1700 g	antihoppingová originální obložení	1773 g	antihoppingová závodní obložení	1773 g
Převodovka	6stupňová manuální sekvenční	8350 g	4stupňová servo řazená	4921 g	2stupňová servo řazená	3530 g
Sekundární převod	řetěz 525	2030 g	řetěz 525	1650 g	řetěz 428	930 g
Diferenciál	Drexler V2	3150 g	Drexler V3	3150 g	Drexler V3	3150 g
Homokinetický kloub – vnitřní strana		1486 g		1486 g		1486 g
Poloosa	ocelová plná	2950 g	ocelová vrtaná	2310 g	ocelová vrtaná	2310 g
Náboj kola a homokinetický kloub		1730 g		750 g		750 g
Disk	Oz magnesiové	2448 g	Oz magnesiové	2448 g	Oz magnesiové	2448 g
Hmotnost celková		23884 g	18488 g		16377 g	

Tabulka 9 přehled řešení u vozu FS 6 a FS 7 a použití stejných dílů

	FS 6	F7
Primární převod	originální řešení Triumph 675	originální řešení Triumph 675
Spojka	kupovaný díl	shodné s FS 6 se změnou lamel
Převodovka	řešení pro FS 6	řešení pro FS 7
Sekundární převod	řešení pro FS 6	řešení pro FS 7
Diferenciál	kupovaný díl	shodné s FS 6
Držák diferenciálu	řešení pro FS 6	řešení pro FS 7
Homokinetický kloub	kupovaný díl	shodné s FS 6
Poloosa	řešení pro FS 6	shodné s FS 6
Náboj kola	řešení pro FS 6	shodné s FS 6
Disk	kupovaný díl	shodné s FS 6

7. Závěr

Výsledkem práce bylo vyvinutí pohonného ústrojí pro monopost FS 6 a FS 7. Obsahem práce je popis problematiky každé sestavy, nebo dílu a základní požadavky na tento díl pro monopost FS 6, který byl připravován pro sezonu 2021. Dále pak zkušenosti s jeho provozem a z těchto zkušeností vycházející řešení problémů pro monopost FS 7, který je stavěn pro sezonu 2022. Bylo dosaženo výrazných zlepšení, a to zejména v oblasti úspory hmotnosti. Hmotnost celého systému se snížila o 23 % při porovnání FS 5 a FS 6 a o 32 % při porovnání FS 5 a FS 7. Tato úspora hmotnosti je velmi zásadní a díky ní byla výrazně snížena hmotnost celého monopostu. Přesný rozpis hmotnosti jednotlivých dílů je v tabulce. Neméně důležitým vylepšením je způsob řazení, který výrazně snížil čas řazení přibližně na 0,1 s a výrazně přispěl k zjednodušení práce pilota. Oba způsoby řazení, jak na vozu FS 6 tak na FS 7, nejsou běžné a nejsou používány dalšími týmy Formula Student. V oblasti pohonného ústrojí došlo i k dalším vylepšením. V práci popsané návrhy pohonného ústrojí byly vyrobeny ve spolupráci s externími firmami, nebo vyrobeny přímo týmem CULS Prague Formula Racing. Monopost FS 6 absolvoval celou sezonu, při níž na pohonném ústrojí nedošlo k významnější závadě, která by vyřadila vůz z provozu. Vůz FS 7 používá mnoho dílů z vozu FS 6 pro snížení ceny, ale v některých oblastech – zejména u převodovky – je opět výrazným posunem kupředu.

8. Seznam použitých zdrojů

1. ČZ Motorcycle Chains Catalogue [online]. In: . s. 12 [cit. 2022-03-18]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/docs/motorcycle_chains_catalogue.pdf?r=2021
2. MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE International, c1995. ISBN 1-56091-526-9.
3. SEWARD, Derek. Race Car Design. United Kingdom: Macmillan International Higher Education, 2014. ISBN 9781137030153.
4. CROLLA, David. Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body. United States of America: Elsevier, 2009. ISBN 978-1-85617-577-7.
5. ODEHNAL, Jakub. *HNACÍ ÚSTROJÍ FORMULE STUDENT*. Brno, 2015. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Pavel Ramík
6. *Formula Student Rules 2022* [online]. In: . 21.11.2021, s. 133 [cit. 2022-03-28]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2022/rules/FS-Rules_2022_v1.0.pdf
7. *Formula Student Rules 2020* [online]. In: . 24.10.2019, s. 133 [cit. 2022-03-28]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf
8. Drexler-automotive [online]. Salzweg [cit. 2022-03-28]. Dostupné z: <https://www.drexler-automotive.com/motorsport/formula-student>
9. KOŠÍK, Matej. Možnosti nahrazení sekundárního převodu řetězem vozidla Formule Student převodem ozubenými koly [online]. Brno, 2019 [cit. 2022-03-28]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/176955>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Ramík.
10. MATOUŠEK, Patrik. Uložení diferenciálu Formule Student [online]. Brno, 2020 [cit. 2022-03-28]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/191775>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Michal Janoušek.
11. Pružnost a pevnost v technické praxi: Příklady III. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-03947-2.
12. USA Roller Chain & Sprockets [online]. Winter Garden, 2022 [cit. 2022-03-28]. Dostupné z: <https://www.usarollerchain.com/default.asp>
13. TSS-Technical Sports [online]. Česká, 2020 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: <https://www.slipperclutchs.com/>
14. BELZA, Michal. Hydraulické řazení převodových stupňů Formule Student. Brno, 2018. BAKALÁŘSKÁ PRÁCE. Vysoké technické učení v Brně. Vedoucí práce Michal Janoušek.

15. ACHANTA, Sai Kalyan. Pneumatic System for Gear and Clutch Engagement. Praha, 2021. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Michal Jasný.
16. Bighobby [online]. Lanškroun, 2022 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: <https://www.bighobby.cz/jx-servo-c70hv-87g-0-08s-72kg/>
17. *Huizhou AGF-RC Electronic Technology Co.,Ltd* [online]. Huizhou City, 2022 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: <https://www.agfrc.com/index.php?id=2197>
18. MURACA, R. F. a J. S. WHITTICK. Materials data handbook: Aluminum alloy 7075. NASA-CR-123773. Uděleno 1.4. 1972.
19. Oz racing [online]. Bassano del Grappa, 2020 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: <https://www.ozracing.com/cz/>
20. TU Gratz Racing [online]. Gratz, 2022 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: <https://racing.tugraz.at/en/>
21. Pegasus Auto Racing Supplies [online]. New Berlin, 2022 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: <https://www.pegasusautoracing.com/>

9. Přílohy

Příloha 1 Převodové stupně vozu FS 5 - závislost otáček a rychlosti

rychlostní stupeň	počet zubů		převodový poměr
	vstup	výstup	
1	13	34	2,615
2	21	39	1,857
3	23	36	1,565
4	20	27	1,350
5	21	26	1,238
6	22	25	1,136

Převodovka 123456 použitá na FS 5

velikost primárního převodu 1,848

velikost sekundárního převodu 3,9

rychlost vozidla [Km/h]	rychlostní stupeň						Optimální otáčky
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	
3,6	700	497	419	362	332	304	700
7,2	1401	995	838	723	663	609	1401
10,8	2101	1492	1257	1085	995	913	2101
14,4	2802	1989	1677	1446	1326	1217	2802
18	3502	2487	2096	1808	1658	1522	3502
21,6	4202	2984	2515	2169	1989	1826	4202
25,2	4903	3481	2934	2531	2321	2130	4903
28,8	5603	3979	3353	2892	2652	2435	5603
32,4	6304	4476	3772	3254	2984	2739	6304
36	7004	4973	4192	3615	3316	3043	7004
39,6	7704	5471	4611	3977	3647	3347	7704
43,2	8405	5968	5030	4338	3979	3652	8405
46,8	9105	6465	5449	4700	4310	3956	9105
50,4	9805	6963	5868	5061	4642	4260	9805
54	10506	7460	6287	5423	4973	4565	10506
57,6	11206	7957	6707	5784	5305	4869	7957
61,2	11907	8455	7126	6146	5636	5173	8455
64,8	12607	8952	7545	6507	5968	5478	8952
68,4	13307	9449	7964	6869	6300	5782	9449
72	14008	9947	8383	7231	6631	6086	9947
75,6	14708	10444	8802	7592	6963	6391	10444
79,2	15409	10941	9222	7954	7294	6695	9222
82,8	16109	11439	9641	8315	7626	6999	9641
86,4	16809	11936	10060	8677	7957	7304	10060
90	17510	12433	10479	9038	8289	7608	10479
93,6	18210	12931	10898	9400	8620	7912	9400
97,2	18911	13428	11317	9761	8952	8216	9761
100,8	19611	13925	11736	10123	9284	8521	10123
104,4	20311	14423	12156	10484	9615	8825	10484
108	21012	14920	12575	10846	9947	9129	9947
111,6	21712	15417	12994	11207	10278	9434	10278
115,2	22413	15915	13413	11569	10610	9738	10610
118,8	23113	16412	13832	11930	10941	10042	10042
122,4	23813	16909	14251	12292	11273	10347	10347
126	24514	17407	14671	12653	11605	10651	10651
129,6	25214	17904	15090	13015	11936	10955	10955

Příloha 2 Převodové stupně vozu FS 6- závislost otáček a rychlosti

Převodovka 2356 použitá na FS 6

velikost primárního převodu 1,848

velikost sekundárního převodu 3,9

rychlost vozidla [Km/h]	rychlostní stupeň				Optimální otáčky
	1.	2.	3.	4.	
3,6	579	488	386	815	578,9504
7,2	1158	976	772	709	1157,901
10,8	1737	1464	1158	1063	1736,851
14,4	2316	1952	1544	1417	2315,802
18	2895	2440	1930	1771	2894,752
21,6	3474	2928	2316	2126	3473,703
25,2	4053	3416	2702	2480	4052,653
28,8	4632	3904	3088	2834	4631,604
32,4	5211	4392	3474	3188	5210,554
36	5790	4879	3860	3543	5789,504
39,6	6368	5367	4246	3897	6368,455
43,2	6947	5855	4632	4251	6947,405
46,8	7526	6343	5018	4605	7526,356
50,4	8105	6831	5404	4960	8105,306
54	8684	7319	5790	5314	8684,257
57,6	9263	7807	6175	5668	9263,207
61,2	9842	8295	6561	6022	9842,158
64,8	10421	8783	6947	6377	10421,11
68,4	11000	9271	7333	6731	9270,952
72	11579	9759	7719	7085	9758,897
75,6	12158	10247	8105	7439	10246,84
79,2	12737	10735	8491	7794	10734,79
82,8	13316	11223	8877	8148	8877,24
86,4	13895	11711	9263	8502	9263,207
90	14474	12199	9649	8856	9649,174
93,6	15053	12687	10035	9211	10035,14
97,2	15632	13175	10421	9565	10421,11
100,8	16211	13662	10807	9919	9919,081
104,4	16790	14150	11193	10273	10273,33
108	17369	14638	11579	10628	10627,59
111,6	17947	15126	11965	10982	10981,84
115,2	18526	15614	12351	11336	11336,09
118,8	19105	16102	12737	11690	11690,35
122,4	19684	16590	13123	12045	12044,6
126	20263	17078	13509	12399	12398,85
129,6	20842	17566	13895	12753	12753,1

Příloha 3 Převodové stupně vozu FS 7- závislost otáček a rychlosti

Převodovka 12 použitá na FS 7

velikost primárního převodu 1,848

velikost sekundárního převodu 2,7

rychlost vozidla [Km/h]	rychlostní stupeň		Optimální otáčky
	1.	2.	
3,6	493,8653	350,6858	493,8653
7,2	987,7305	701,3717	987,7305
10,8	1481,596	1052,058	1481,596
14,4	1975,461	1402,743	1975,461
18	2469,326	1753,429	2469,326
21,6	2963,192	2104,115	2963,192
25,2	3457,057	2454,801	3457,057
28,8	3950,922	2805,487	3950,922
32,4	4444,787	3156,173	4444,787
36	4938,653	3506,858	4938,653
39,6	5432,518	3857,544	5432,518
43,2	5926,383	4208,23	5926,383
46,8	6420,248	4558,916	6420,248
50,4	6914,114	4909,602	6914,114
54	7407,979	5260,288	7407,979
57,6	7901,844	5610,973	7901,844
61,2	8395,71	5961,659	8395,71
64,8	8889,575	6312,345	8889,575
68,4	9383,44	6663,031	9383,44
72	9877,305	7013,717	9877,305
75,6	10371,17	7364,403	10371,17
79,2	10865,04	7715,089	7715,089
82,8	11358,9	8065,774	8065,774
86,4	11852,77	8416,46	8416,46
90	12346,63	8767,146	8767,146
93,6	12840,5	9117,832	9117,832
97,2	13334,36	9468,518	9468,518
100,8	13828,23	9819,204	9819,204
104,4	14322,09	10169,89	10169,89
108	14815,96	10520,58	10520,58
111,6	15309,82	10871,26	10871,26
115,2	15803,69	11221,95	11221,95
118,8	16297,55	11572,63	11572,63
122,4	16791,42	11923,32	11923,32
126	17285,28	12274	12274
129,6	17779,15	12624,69	12624,69

Příloha 4 Výpočet poloos

$M_m := 75\text{N}\cdot\text{m}$ Maximální kroutící moment motoru

$z := 17.2$ Převodový poměr

$M := z \cdot M_m$

$M = 1.29 \times 10^3 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$

$D := 21\text{mm}$

$d := 8\text{mm}$

$$W_k := \frac{\pi \cdot D^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

$W_k = 1.78 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$

$$\tau_{\max} := \frac{M}{W_k} = 724.68 \cdot \text{MPa}$$

dle H.M.H

$\overset{\text{~~~~~}}{R_e} := 1400\text{MPa}$

$$\tau := \frac{R_e}{\sqrt{3}}$$

$$k := \frac{\tau}{\tau_{\max}} = 1.115$$

Příloha 5 Výpočet řetězu a sil na desky držáku diferenciálu

$M_k := 1290 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$ maximální moment na kolech

$R_p := 81 \text{mm}$ poloměr pastorku

$F_{\check{r}} := \frac{M_k}{R_p} = 15.926 \cdot \text{kN}$ síla na řetěz

$L_1 := 25 \text{mm}$ vzdálenost rozeta / deska levá

$L_2 := 195 \text{mm}$ vzdálenost rozeta / deska pravá

$F_1 := 0 \text{N}$

$F_2 := 0 \text{N}$

Given

$$0 = L_1 \cdot F_{\check{r}} - L_2 \cdot F_2$$

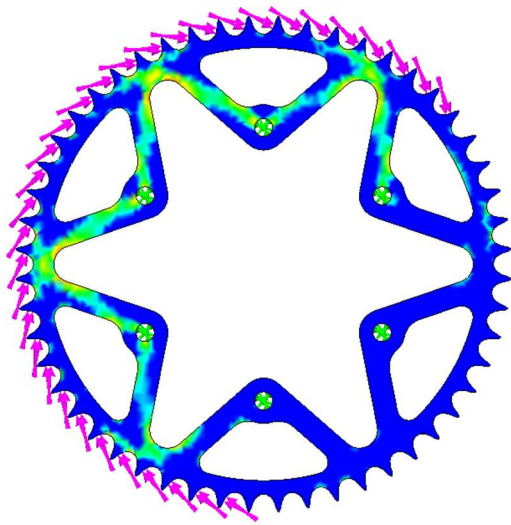
$$F_1 = F_2 + F_{\check{r}}$$

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} := \text{Find}(F_1, F_2) = \begin{pmatrix} 1.797 \times 10^4 \\ 2.042 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{N}$$

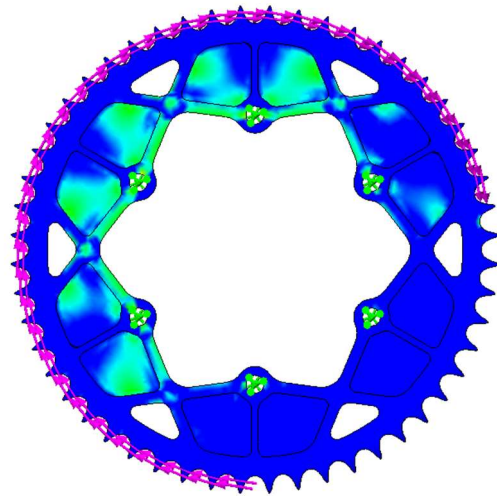
síla na levou desku
síla na pravou desku

Příloha 6 Porovnání navržených rozet pro monopost FS 7 a porovnání jejich pevnostních simulací MKP, zatěžovací síla 20kN

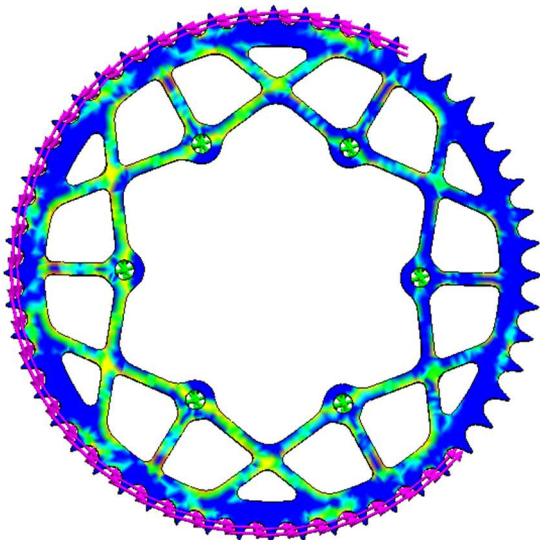
varianta	hmotnost	koeficient bezpečnosti
1	241 g	2
2	268 g	3,5
3	238 g	1,5
4	268,14 g	0,68
5	254,6 g	1,9
6	258,7 g	3,3



Verze 1

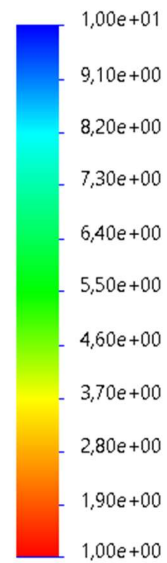


Verze 2

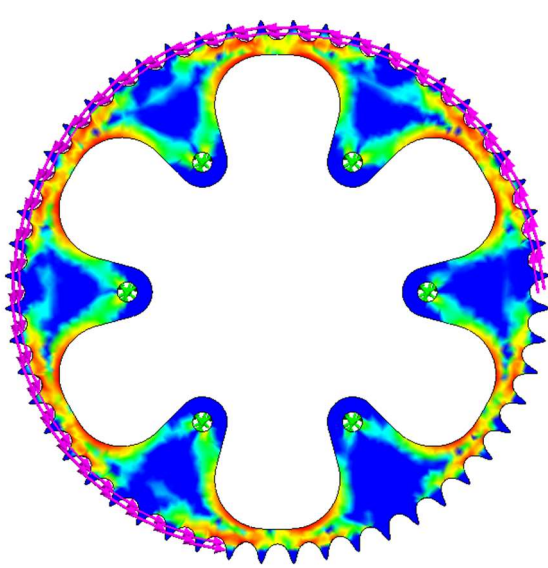


Verze 3

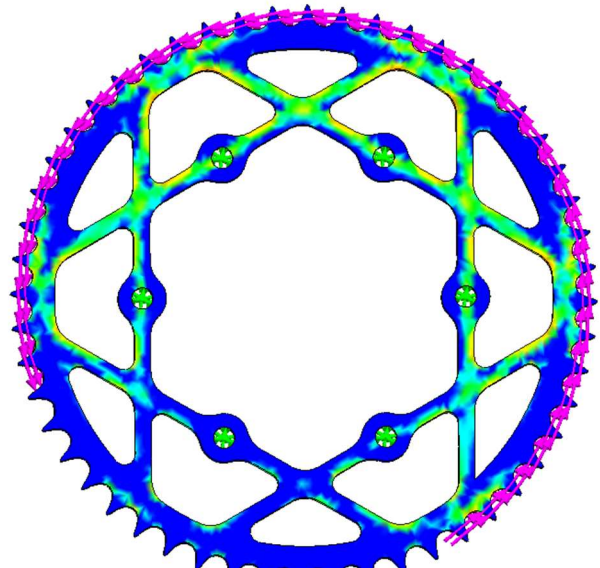
Součinitel bezpečnosti



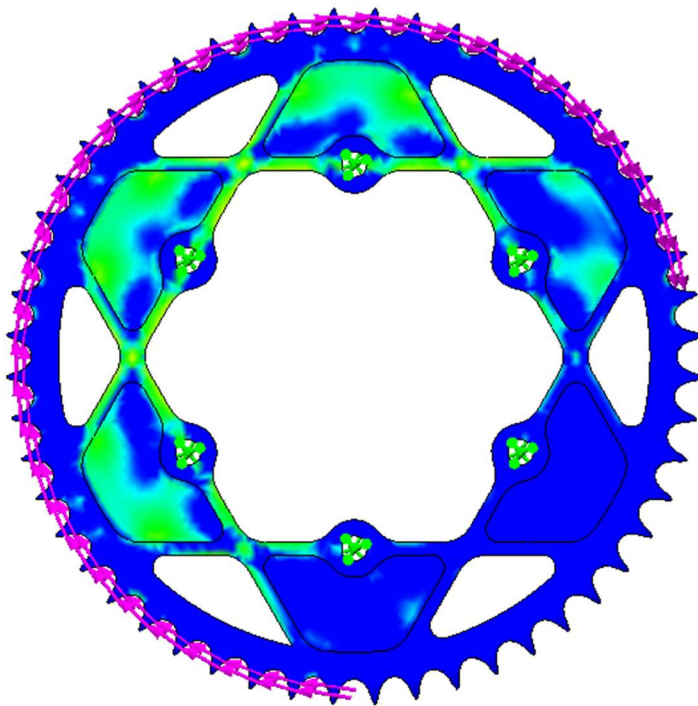
Příloha 7 Porovnání navržených rozet pro monopost FS 7 a porovnání jejich pevnostních simulací MKP, zatěžovací síla 20kN



Verze 4

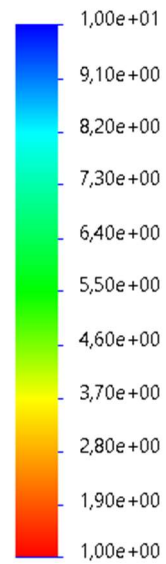


Verze 5



Verze 6 - finální

Součinitel bezpečnosti



Příloha 8 zobrazení šroubované zadní stavby monopostu FS 7

