

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Hnací ústrojí vozu formule SAE

Diplomová práce

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Miler, Ph.D.

Autor práce: Bc. Michal Sommer

PRAHA 2015

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Michal Sommer

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Hnací ústrojí vozu formule SAE

Název anglicky

Formula SAE Drivetrain

Cíle práce

Cílem práce je analyzovat hnací ústrojí vozu formule SAE

Metodika

- prostudovat základní literaturu v oblasti hnacích ústrojích
- provést literární rešerši v dané problematice
- ověřit možnosti využití hnacího ústrojí vozu formule
- shrnutí výsledků hnacího ústrojí vozu formule SAE

Doporučený rozsah práce

50 – 60 stran

Klíčová slova

formule, podvozky, rámy, hřídele, převodovky

Doporučené zdroje informací

1. Pauer, V.: Vývoj konstrukce závodních vozů, Nakladatelství Grada, Praha, 2011, ISBN 978-80-247-3015-8
2. Vlk, F.: Koncepce motorových vozidel. Nakl. Vlk, Brno, 2001, ISBN 80-238-5076-0
3. Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel. Nakl. Vlk, Brno, 2003, ISBN 80-238-0025-0
4. Svoboda, J.: Teorie dopravních prostředků – vozidla silniční a terénní. ČVUT, Praha, 2004, ISBN 80-01-03005-9

Předběžný termín obhajoby

2015/05 (květen)

Vedoucí práce

Ing. Petr Miler, Ph.D.

Elektronicky schváleno dne 14. 1. 2014

doc. Ing. Miroslav Růžička, CSc.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 3. 2. 2014

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 05. 04. 2015

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma „Hnací ústrojí vozu formule SAE“ jsem vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Milera, Ph.D. s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury 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 _____

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Petru Milerovi, Ph.D. a také celému týmu CULS Prague Formula Racing za cenné rady a připomínky, které mi pomohly k vytvoření této diplomové práce.

Abstrakt: Tato diplomová práce se zabývá návrhem hnacího ústrojí formule SAE konkrétně třetího vozu „Spikelet“ týmu CULS Prague Formula Racing. Uvedeny jsou zde nejčastěji používané konstrukční řešení v soutěži Formula Student. Na základě rešerše je pak vypracován návrh nové koncepce hnacího ústrojí formule SAE. Práce je zaměřena především na konstrukci částí stálého převodu, mechanismu napínání, uchycení diferenciálu a dalších s tím souvisejících součástí. Pro navržené komponenty bylo nutné provést pevnostní výpočty pomocí MKP.

Klíčová slova: Formule SAE, diferenciál, stálý převod, hnací hřídel, převodovka, hnací ústrojí

Formula SAE Drivetrain

Summary: The aim of this diploma thesis is to propose drivetrain for Formula SAE racing car named “Spikelet” which is the third racing car of the team CULS Prague Formula Racing. The thesis describes the most commonly used structural solutions in the Formula Student competition. The new concept of drivetrain for Formula SAE racing car is developed based on the scientific literature and expert articles. The diploma thesis is mainly focused on the design of parts of final drive, tension mechanism, differential mounting and other related components. It was necessary to use stress calculations by FEM for the all designed components.

Key words: Formula SAE, differential, final drive, drive shaft, gearbox, drivetrain

Obsah

ÚVOD	1
1 SOUTĚŽ FORMULA SAE®	2
1.1 Koncepce vozu Formula SAE®	3
1.2 Hodnocení soutěže Formula Student.....	4
1.3 Omezení v konstrukci hnacího ústrojí pravidly Formula SAE	6
2 SOUČÁSTI HNACÍHO ÚSTROJÍ FORMULE SAE	8
2.1 Různá řešení stálého převodu formule SAE	8
2.1.1 Řetězový převod	8
2.1.2 Převod ozubeným řemenem	9
2.1.3 Převod kloubovým (kardanovým) hřídelem	10
2.1.4 Převod kuželovým soukolím se zubovou spojkou	11
2.1.5 Převod prostřednictvím čelních ozubených kol.....	11
2.2 Diferenciál	12
2.2.1 Princip diferenciálu	12
2.2.2 Rozdělení diferenciálů	16
2.3 Příčné hnací hřídele.....	21
2.3.1 Hnací hřídelové klouby	21
3 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ STÁLÉHO PŘEVODU	25
3.1 Virtuální 3D model motoru	25
3.1 Měření vnější rychlostní charakteristiky	26
3.2 Volba typu stálého sekundárního převodu	26
3.2.1 Profily závodních tratí v seriálu Formula Student	27
3.2.2 Výpočet převodového poměru stálého sekundárního převodu	27
3.2.3 Zrychlení vozu	31
3.2.4 Problematika řemenového převodu	33
3.3 Volba typu diferenciálu	34
3.4 Určení základní polohy diferenciálu	36
3.5 Unášec řetězové rozety	37

3.5 Návrh řetězové rozety	39
3.5.1 Výpočet geometrie ozubení řetězové rozety	39
3.5.2 Konstrukční návrh řetězové rozety	41
3.6 Pevnostní výpočet řetězu	42
4 NÁVRH UCHYCENÍ DIFERENCIÁLU A NAPÍNÁNÍ ŘETĚZU	45
4.1 Způsoby napínání řetězu	45
4.2 Koncepce napínání řetězu na formuli Spikelet.....	48
4.2.2 Konstrukční návrh excentrů.....	50
4.2.3 Konstrukční návrh držáků diferenciálu	52
5 ŘEŠENÍ PŘENOSU HNACÍHO MOMENTU OD DIFERENCIÁLU K NÁBOJŮM	54
5.1 Volba typu hřídelových kloubů.....	54
5.2 Unášecí tripoidních kloubů do diferenciálu	54
5.3 Návrh příčných hnacích hřídelí (poloos).....	55
6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA.....	57
6.1 Metoda konečných prvků.....	57
6.2 Pevnostní analýza držáku diferenciálu	57
6.2.2 Definování kontaktů a uchycení.....	57
6.2.3 Vytvoření sítě.....	58
6.2.4 Definování zatížení	59
6.2.5 Výsledky	59
7 VŮZ FORMULE SAE PO UPLYNULÉ SEZÓNĚ.....	61
7.1 Zhodnocení hnacího ústrojí vozu „Spikelet“	61
7.2 Ekonomické zhodnocení navržené koncepce hnacího ústrojí.....	61
7.3 Dosažené výsledky v sezoně 2013/2014	63
ZÁVĚR	64

Úvod

Soutěž Formula SAE® je celosvětově uznávaná konstrukční soutěž, díky které mají studenti možnost již během studia pracovat na reálném projektu a své znalosti a poznatky tak aplikovat v praxi. Konstrukční návrhy jsou vázány pravidly, která jsou zaměřena především na bezpečnost. Na katedře vozidel a pozemní dopravy Technické fakulty na ČZU v Praze již od roku 2012 působí tým CULS Prague Formula Racing, který se účastní této unikátní soutěže.

Téma této diplomové práce vzniklo během posezónních konstrukčních schůzek týmu CULS Prague Formula Racing, kde se vymýšlí koncepce třetího monopostu pro soutěž Formula SAE. Při analýze problémových prvků předchozích generací monopostů bylo zmíněno právě i hnací ústrojí, které bylo nespolehlivé a obtížně se nastavovalo pro konkrétní závodní podmínky. Bylo tedy nutné zamyslet se nad novým konstrukčním řešením.

Hnací ústrojí realizuje přenos výkonu od pohonného ústrojí k jízdniému. Při přenosu výkonu je důležité minimalizovat ztráty. Důraz je kladen také na transformaci velikosti a směru točivého momentu. Při konstrukci formulového vozu je současně nutné navrhovat veškeré součásti na vozidle s ohledem na nízkou hmotnost při zachování vysoké spolehlivosti.

Náš tým, stejně jako většina týmů, používá motocyklový motor. Od toho se bude vyvíjet i návrh hnacího ústrojí, kde se budu inspirovat jak u motocyklových, tak i u automobilových konstrukčních řešení. Pravidla jsou v tomto ohledu velmi benevolentní a mnohdy vznikají originální nevšední řešení.

Mým cílem je detailně prostudovat problematiku hnacích ústrojí u motocyklů, automobilů a formulových vozů. Poté navrhnout spolehlivé řešení, které při provozu nebude způsobovat žádné komplikace. Očekávám, že zúročím své dvouleté konstruktérské zkušenosti v projektu Formula Student. Také zkušenosti mých kolegů z týmu mi pomohou v návrhu optimálního řešení.

Jsem velmi vděčný za to, že se mohu tohoto projektu účastnit a realizovat své nápady, rozvíjet myšlení, pracovat v týmu a získávat mnoho cenných zkušeností, které bych jinde jen těžko získával. Pevně věřím, že má konstrukční práce na třetím monopostu „Spikelet“ posune tým zase o krok vpřed a já pak své zkušenosti nabyté v tomto projektu uplatním v budoucím zaměstnání.

1 Soutěž Formula SAE®

Formula SAE® byla založena v roce 1981 ve Spojených státech amerických organizací „Society of Automotive Engineers“ (SAE) a postupně se rozšířila do celého světa. V Evropě je tato soutěž známá pod názvem Formula Student od roku 1998. Jedná se o konstrukční soutěž, do které se zapojují studenti Vysokých škol různého zaměření. Do soutěže je již zapojeno více než 500 týmů.[19]

Koncept Formula SAE® je takový, že fiktivní výrobní společnost uzavře smlouvu s konstrukčním týmem složený ze studentů, aby vyvinuli prototyp malého závodního auta formulového typu pro amatérského víkendového závodníka pro disciplínu autokros nebo sprint. Monopost musí být dobře ovladatelný, výkonný, spolehlivý a bezpečný zároveň. Vůz by měl být také esteticky na úrovni, pohodlný a využívat co nejvíce běžně dostupných součástí.

Každý tým pak podle pravidel postaví a otestuje svůj vlastní prototyp. Následně se snaží prodat design tohoto vozidla společnosti, která zvažuje sériovou výrobu 1000 kusů. Pravidla se týkají převážně aspektů bezpečnosti a dávají tak možnost studentům projevit co možná největší kreativitu v konstrukci. Konkurenceschopnost prototypu se pak porovnává na závodech s týmy z univerzit z celého světa. Studenti tak tímto projektem dostávají možnost otestovat a zdokonalit si v praxi své schopnosti a znalosti v oblastech vývoje, návrhu, výzkumu, výroby, testování, marketingu a managementu.

Obr. 1 Mapa registrovaných týmů do soutěže Formula SAE®



Zdroj:<https://maps.google.de/maps?q=http://mazur-events.de/fs-world/fs-world-kml.php?id%3D125%26cl%3D1&ll=36.738884,4.21875&spn=139.16275,12.128906&t=m&output=classic&dg=feature>

1.1 Koncepce vozu Formula SAE®

Ve své podstatě jsou vozy, které soutěží ve Formula Student velmi podobné s koncepcí formulových vozů seriálu F1. Jedná se o dvoustopý jednomístný závodní vůz s nekrytými koly a otevřeným kokpitem. Je poháněn spalovacím motorem uloženým za jezdcem a před zadní nápravou – tzv. uložení uprostřed. Statické rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy je v poměru blízkém 50:50. Tyto vozy se vyznačují vysokým poměrem výkonu ke hmotnosti vozu 3 – 3,5 kg/kW, skvělými jízdními vlastnostmi a dobrou aerodynamikou. Vozy Formule Student se liší od vozů F1 především menším rozvorem a rozchodem.

Základem vozu je prostorový svařovaný trubkový rám z konstrukční oceli nebo skořepina z uhlíkových vláken tvořící monokok, velmi často používaná je kombinace obou variant. Tím je vytvořena nosná struktura pro veškeré komponenty vozu a zároveň vytváří bezpečný kokpit pro pilota. Pro nejlepší dynamické vlastnosti vozu jsou všechna kola zavěšena nezávisle a je použito lichoběžníkového zavěšení. Nápravy jsou odpruženy plně nastavitelnými tlumiči. Touto problematikou se na našem voze zabýval můj kolega Jan Sekerák ve své diplomové práci (Návrh podvozku pro monopost Formula Student, 2015). Točivý moment je přenášen z převodovky

motoru sekundárním převodem na hnanou nápravu, kde je umístěn samosvorný diferenciál. Všechna kola jsou osazena kotoučovými brzdami. Pro pohon jsou používány převážně motocyklové motory, dle pravidel musí jít o čtyřdobý motor, jehož maximální zdvihový objem nepřesahuje 610 ccm. Sání motoru je omezeno restriktorem podle použitého paliva. Při používání paliva Natural 98 je předepsán restriktor o průměru 20mm, pro palivo E85 je nutné použít restriktor o průměru 19mm. [21]

Obr. 2 Soutěžní vůz „Grimsel“ týmu AMZ Racing univerzity ETH Zurich



Zdroj: <http://www.racecar-engineering.com/wp-content/uploads/2014/05/iso1.png>

1.2 Hodnocení soutěže Formula Student

Vítězný tým každého závodu je určen na základě bodového hodnocení závodních disciplín. Je třeba zdůraznit, že nevyhrává nejrychlejší vůz. Hodnoceny jsou i další prvky jako bezpečnost, spolehlivost, ovladatelnost nebo marketingový plán pro prodej a cena navrhnutého monopostu. To vše musí být v rovnováze a na vysoké úrovni.

Soutěžní disciplíny

Týmy se na okruhu (v uzavřeném areálu) střetávají při statických a dynamických disciplínách. Maximálně mohou v součtu jednotlivé týmy dosáhnout až 1000 bodů. [20]

Statické disciplíny

- Konstrukční návrh vozu (Engineering Design – 150 bodů)
 - Odborná porota hodnotí technickou kvalitu vozu, tedy nejen, jak vypadá, ale jaká řešení byla v konstrukci použita
- Analýza nákladů (Cost Report – 100 bodů)
 - Zadání vyžaduje doložit pečlivou kalkulaci výrobních nákladů a přesvědčit o její správnosti porotu
- Marketingový plán (Presentation – 75 bodů)
 - Odborná porota hodnotí, jak dobře je tým schopný prodat svůj výrobek, tedy závodní vůz

Bezpečnostní testy - nutné pro vstup do závodu (dynamických disciplín)

- Technika a bezpečnost (Technical & Safety Scrutineering)
- Náklonová zkouška (Tilt Test)
- Zkouška brzd a hluku (Brake & Noise Test)

Dynamické disciplíny

- Akcelerace (Acceleration – 75 bodů)
 - Zrychlení vozu na trati dlouhé 75m s pevným startem
- Osmička (Skid Pad – 50 bodů)
 - Jízda na trati ve tvaru osmičky, kde se hodnotí čas průjezdu pro zhodnocení kvalit podvozku
- Autokros (Autocross – 150 bodů)
 - Jízda na úzké technické trati pro hodnocení zrychlení, brzdění a ovladatelnosti. Slouží zároveň jako kvalifikace do hlavního vytrvalostního závodu (Endurance)
- Spotřeba paliva (Efficiency – 100 bodů)
 - Hodnotí se spotřeba paliva při hlavním vytrvalostním závodě
- Hlavní vytrvalostní závod (Endurance – 300 bodů)
 - Vytrvalostní závod ověřující všechny systémy vozu při okruhovém závodě na 22 km s povinnou výměnou jezdců v polovině ujeté vzdálenosti. [20]

Obr. 3 Diagram vyjadřující hodnotu disciplín v soutěži



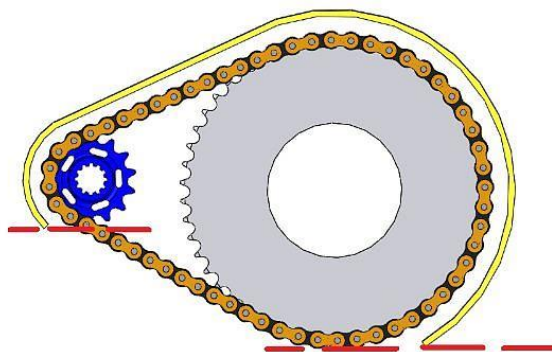
Zdroj: <http://www.ka-racing.de/en/about-us/formula-student.html>

1.3 Omezení v konstrukci hnacího ústrojí pravidly Formula SAE

Část pravidel soutěže Formula SAE definující hnací ústrojí pouze specifikuje bezpečnostní prvky, které musí být použity pro konkrétní řešení. Jinak nijak neomezují v návrhu převodového a hnacího ústrojí.

Nekryté, rychle se pohybující se součásti hnacího ústrojí jako je variátor, řetězová kola, měniče točivého momentu, spojky, kladky, ozubená kola a řemenové převody musí být vybaveny, pro případ oddělení se od vozidla, ochrannými kryty. Ochranný kryt musí zakrýt řetěz nebo řemen sekundárního převodu od pastorku až po řetězové kolo, sekundární řemenici nebo kladku. Ochranný kryt sekundárního převodu musí začínat a končit rovnoběžně s nejnižším místem pastorku, řetězového kola, sekundární řemenice nebo kladky.

Obr. 4 Umístění krytu sekundárního převodu



Zdroj: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf

- Části karoserie nebo jiné existující kryty nejsou přijatelné, pokud nejsou vyrobeny z předepsaných materiálů.
 - Pokud je motor vybaven ochranným krytem pastorku, pak tento kryt může sloužit jako část ochranného systému sekundárního převodu.
 - K výrobě ochranného krytu sekundárního převodu nesmí být použito perforovaných materiálů.
 - Kryty řetězových převodů musí být vyrobeny z oceli o minimální tloušťce 2,66 mm (0,105 palce, žádné alternativy nejsou dovoleny) a jeho šířka se musí rovnat minimálně trojnásobku šířky řetězu. Kryt musí být centrován se středovou rovinou řetězu a musí zůstat takto zarovnan za všech okolností.
 - Kryty nekovových řemenových převodů musí být vyrobeny z plechu hliníkové slitiny 6061-T6 o tloušťce minimálně 3 mm (0,12 palce) a minimální šířce rovné 1,7 násobku šířky řemene. Kryt musí být centrován se středovou rovinou řemene a zůstat takto zarovnan za všech okolností.
 - Všechny upevňovací prvky ochranných krytů, musí být minimálně rozměru M6 a pevnostní třídy 8.8.
 - Všechny části hnacího ústrojí, které po nastartování rotují, zatímco vozidlo stojí na místě v klidu, mohou mít kryty vyrobené z lehčího materiálu, který je schopný odolat síle vyvolané prstem. Kryt může být perforovaný, ale musí zabránit průniku předmětům o průměru 12 mm.
- [21]

2 Součásti hnacího ústrojí formule SAE

Hnací ústrojí automobilu přenáší výkon (točivý moment) od hnacího motoru ke hnaným kolům vozidla. [3]

Tímto přenosem se plní řada funkcí:

- Přenos točivého momentu s minimálními ztrátami
- Změna točivého momentu podle potřeby co do velikosti i směru
- Rozdělení točivého momentu na hnací kola automobilu
- Umožňuje přerušování toku točivého momentu (neutrál)
- Umožňuje odebrat moment (výkon) pro pohon spotřebičů mimo pojezd (pomocné pohony)
- Umožňuje rozjezd automobilu [3]

U vozů Formula SAE, kde jsou převážně využívány motocyklové motory a řešení náprav je čistě automobilové je často nejvhodnější zvolit konstrukční řešení kombinací hnacích částí motocyklu a automobilu.

2.1 Různá řešení stálého převodu formule SAE

Tím, že pravidla konstrukci hnacího ústrojí nijak neomezují, je k němu přístup velmi různorodý. Rozhoduje především typ motoru, uložení motoru a také finanční a výrobní možnosti týmu.

Přenos hnacího momentu z převodovky na zadní nápravu se děje u podélných motorů kloubovým hřídelem nebo kuželovým soukolím. U příčně uložených motorů nejčastěji řetězem nebo řemenem, avšak také existuje koncepce s kloubovým hřídelem s dvojitým převodem.

2.1.1 Řetězový převod

Řetězový sekundární pohon využívá válečkový nebo pouzdrový řetěz. Řetěz spojuje výstup převodovky se zadní hnanou nápravou. Spojení je zajištěno přes sekundární řetězové kolo (pastorek) na výstupní hřídeli převodovky, články řetězu a končí na řetězovém kole, které je nasazeno na skříň diferenciálu. Převodový poměr udávají počty zubů pastorku a řetězového kola. [10]

- **Výhody:** spolehlivost, vysoká účinnost převodu, odolnost proti vysokým teplotám
- **Nevýhody:** hlučnost chodu, nutnost mazání, velká setrvačná hmota řetězu, nutnost dopínání

Obr. 5 Řetězový převod



Zdroj: <https://cz.pinterest.com/pin/342555115377382352/>

2.1.2 Převod ozubeným řemenem

Převod ozubeným řemenem pracuje na podobném principu jako řetězový převod. Řemenice mají vhodně tvarované zuby, do kterých zapadá ozubený řemen a tvarovým spojem se přenáší točivý moment. Převod ozubeným řemenem používá v dnešní době řada renomovaných výrobců motocyklů. V mnohých aspektech převyšuje řetězy. Bohužel oproti řetězům není zatím tak odolný vůči rázům. Osobně vidím velmi dobré uplatnění u lehkých elektromobilů a elektromotocyklů, kde nedochází k rázům při řazení.

- **Výhody:** nízká hmotnost řemenu, nepotřebuje mazání, tichý chod, jednoduchá údržba, vysoká účinnost převodu
- **Nevýhody:** větší pravděpodobnost poškození řemenu, větší průměr pastorku – nesmí se „lámat“

Obr. 6 Řemenový převod



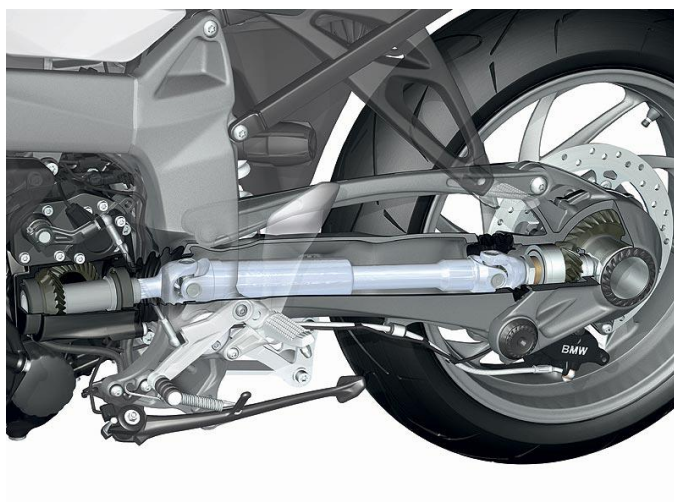
Zdroj: http://www.motorcycledaily.com/2008/05/08may08_chainsvbelt/

2.1.3 Převod kloubovým (kardanovým) hřídelem

Především pro podélně uložené motory je vhodné použít kloubového (kardanova) hřídele. Na zadní ose pak musí být ještě jedna rozvodovka, která slouží k přenosu hnací síly z hřídele na hnanou osu.

- **Výhody:** tichý chod, velmi spolehlivý, nepotřebuje dopínat, neovlivňují ho povětrnostní podmínky, nenáročnost údržby
- **Nevýhody:** vyšší hmotnost, výrobní náročnost, vyšší cena

Obr. 7 Převod kloubovým (kardanovým) hřídelem



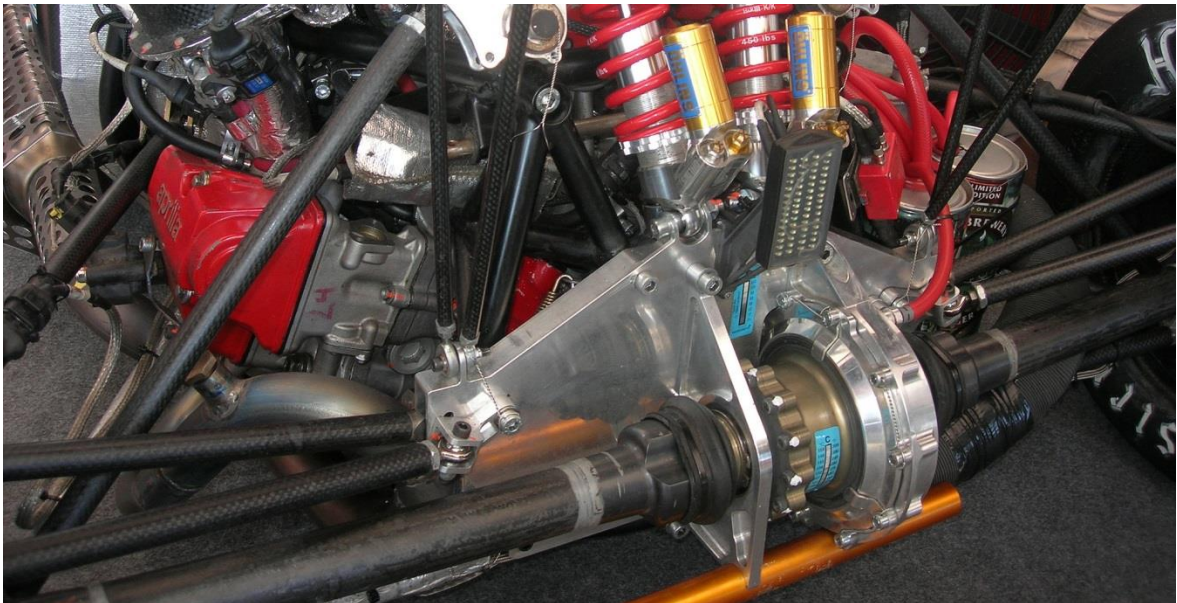
Zdroj: http://www.major-moto.ru/images/gallery/gallery_model/_hash=4f8bd4554225f.jpeg

2.1.4 Převod kuželovým soukolím se zubovou spojkou

Kuželový převod je ideálním řešením pro podélně uložené motory. Točivý moment je přenášen z výstupní hřídele převodovky přes zubovou spojkou a kuželové soukolí na diferenciál hnané zadní osy. Toto řešení je velice výhodné a díky němu lze zkrátit celé vozidlo. Díky kompaktním rozměrům převodu, má toto řešení i poměrně nízkou hmotnost.

- **Výhody:** vysoká účinnost převodu, spolehlivost, tichý chod, neovlivňují ho povětrnostní podmínky, má kompaktní rozměry
- **Nevýhody:** výrobní náročnost, občasná výměna pružného prvku spojky.

Obr. 8 Převod kuželovým soukolím se zubovou spojkou vozu týmu High-Octane Motorsport



Zdroj: <https://www.flickr.com/photos/opelblog/9448546109/>

2.1.5 Převod prostřednictvím čelních ozubených kol

Je bezpochyby nejlepší řešení převodu hnacího ústrojí. Týmy s obrovskými rozpočty vyvíjí společně s automobilkami a jejich závodními divizemi vlastní motory s implementovaným diferenciálem do bloku motoru. Přenos točivého momentu z převodovky na diferenciál se provádí pomocí čelních ozubených kol.

- **Výhody:** spolehlivost, nízká hmotnost, neovlivňují ho povětrnostní podmínky
- **Nevýhody:** výrobní náročnost, vysoká cena

Obr. 9 Převod prostřednictvím ozubených kol s diferenciálem uvnitř bloku motoru



Zdroj: CULS Prague Formula Racing (2014)

2.2 Diferenciál

Diferenciál je převodové ústrojí, které zajišťuje samočinné vyrovnávání rozdílných otáček hnacích kol při jízdě v zatáčce a zároveň rozděluje hnací točivý moment na obě vozidlová kola. [1]

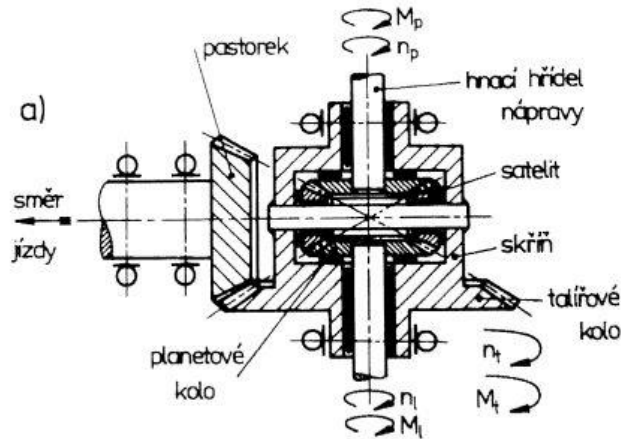
2.2.1 Princip diferenciálu

Při jízdě automobilu v zatáčce dochází k tomu, že vnější kola automobilu se odvalují po větším poloměru a opisují delší dráhu než kola vnitřní. U nepoháněné nápravy jsou kola volně otočná, tudíž se mohou otáčet každé jinými úhlovými rychlostmi a opisovat tak rozdílné délky drah. V případě, že jsou kola poháněné nápravy připevněna ke stejné hnací hřídeli, otáčejí se za všech situací stejnou rychlostí. Při jízdě v zatáčce tedy musí dojít k prokluzu jednoho nebo obou kol. [1]

To má nepříjemné efekty jako jsou:

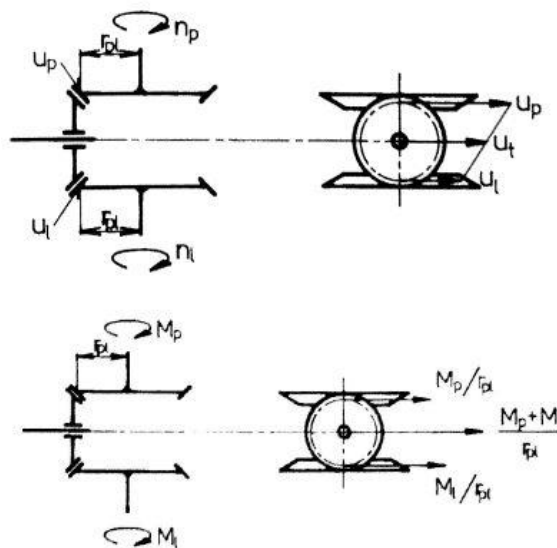
- nadměrné opotřebení pneumatik
- vzrůst ztráty výkonu o podíl vynaložený na práci při prokluzování a smýkání pneumatiky, což by vedlo i ke zvýšení spotřeby paliva
- zhoršení ovladatelnosti vozidla
- větší zatěžování hnacích hřídelů [1]

Obr. 10 Uspořádání diferenciálu [1]



Diferenciál vyrovnává rozdíl v otáčkách kol, vzniklý vlivem nestejných drah valení, zejména při jízdě v zatáčkách. Talířové kolo se otáčí stále stejnými otáčkami, zatímco kola vozidla se otáčejí různými otáčkami, aniž by docházelo ke zkrucování hřídelů kol smykovými silami. Díky vloženým satelitům se mohou kola při stejných otáčkách talířového kola vůči sobě o určitý počet otáček zrychlovat či zpomalovat. Při přímé jízdě opisují obě kola stejné dráhy, planetová kola mají stejné otáčky a odpory na obou kolech jsou stejné. Satelity se relativně ke kleci nepohybují a působí jako unášče. Planetová kola se otáčejí s klecí diferenciálu a tedy s talířovým kolem jako jeden celek.[1]

Obr. 11 Kinematické a silové poměry diferenciálu [1]



Další funkcí diferenciálu je přenos točivého momentu motoru na hnací kola. Točivý moment od motoru je přenášen na klec diferenciálu, a tedy i na s klecí pevně spojené čepy satelitů. Dále prostřednictvím ozubení satelitů na planetová kola, hnací hřídele a samotná kola vozidla. Satelity rozdělují točivý moment stejně na obě kola, jelikož jejich účinek na roztečném průměru se dá srovnat s rovnoramennou pákou. [1]

Vztahy platící pro přímou jízdu

Za jízdy v přímém směru se otáčejí kola nápravy, a tedy i planetová kola stejnou rychlostí. Satelity se v tomto případě neotáčejí a plní funkci unášečů. Planetová kola se tedy otáčejí stejnou rychlostí jako klec diferenciálu. [1]

Úhlové rychlosti

$$\omega_l = \omega_p \quad (1)$$

kde: ω_l úhlová rychlost levého kola [rad.s⁻¹]
 ω_p úhlová rychlost pravého kola [rad.s⁻¹]

Otáčky

$$n_l = n_p \quad (2)$$

kde: n_l otáčky levého kola [s⁻¹]
 n_p otáčky pravého kola [s⁻¹]

Točivý moment

$$M_l = M_p = \frac{M_t}{2} \quad (3)$$

kde: M_l točivý moment hnací hřídele levého kola [N.m]
 M_p točivý moment hnací hřídele pravého kola [N.m]

Vztahy platící pro jízdu v zatáčce

Vjede-li automobil do zatáčky, začnou se odvalovat obě kola vozidla po drahách různých délek, takže vnitřní kolo bude mít menší otáčky a vnější kolo větší. [1]

$$\frac{v_l}{v_t} = \frac{R - \frac{a_r}{z}}{R} ; \frac{v_p}{v_t} = \frac{R + \frac{a_r}{z}}{R} \quad (4)$$

$$\omega_l = \frac{v_l}{r_d} = v_t \cdot \frac{R - \frac{a_r}{z}}{r_d \cdot R} \quad (5)$$

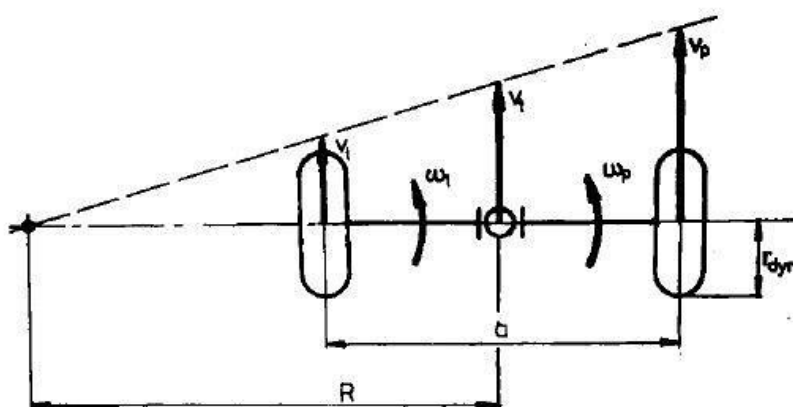
$$\omega_p = \frac{v_p}{r_d} = v_t \cdot \frac{R + \frac{a_r}{2}}{r_d \cdot R} \quad (6)$$

kde: a_r rozchod kol [m]
 r_d poloměr kol [m]
 R poloměr kružnice, kterou opisuje střed nápravy [m]
 v_t rychlost středu [m.s⁻¹]

Úhlová rychlost skříně diferenciálu ω_t je aritmetickým průměrem úhlových rychlostí vozidlových kol a rovná se úhlové rychlosti myšleného středu nápravy: [1]

$$\omega_t = \frac{\omega_l + \omega_p}{2} = \frac{v_t}{R} \quad (7)$$

Obr. 12 Činnost diferenciálu při zatáčení automobilu [1]



Převedený výkon závisí na otáčkách kol. Tedy pokud otáčky levého kola se nerovnájí otáčkám druhého $n_l \neq n_p$, budou na obou kolech jiné výkony při stejném točivém momentu. [1]

Momentová rovnost $M_l = M_p$ se při různých adhezních podmínkách na hnaných kolech může projevit prokluzem jednoho z nich. [1]

2.2.2 Rozdělení diferenciálů

Dle účelu:

- nápravové diferenciály
- mezinápravové diferenciály

Dle použitého převodu:

- s kuželovými koly
- s čelními koly

Dle funkčnosti:

- otevřený
- se závěrou
- samosvorné

Dle rozdělování momentů:

- s rovnoměrným rozdělením točivého momentu
- s nerovnoměrným rozdělením točivého momentu

Ve své práci se budu pouze věnovat nápravovým, konkrétně samosvorným diferenciálům.

Otevřený diferenciál

Otevřený diferenciál je velmi rozšířeným typem v motorových vozidlech. Nejčastěji sestaven z klece s dvěma volně otočnými kuželovými ozubenými koly, která zabírají do ozubených kol na výstupních hřídelích. Klec je poháněna od převodovky. Točivý moment je rozdělen vždy na oba výstupy ve stejném poměru. Otevřený diferenciál nikdy nepřivede k jednomu výstupu větší točivý moment než k druhému, bez ohledu na otáčky, prokluz či zatížení kol. Pokud dojde ke snížení adheze a jedno kolo začne prokluzovat, sníží se jeho odpor proti otáčení a tím i přiváděný moment. To ale znamená i snížení točivého momentu na stejnou hodnotu na druhém neprokluzujícím kole. Sníží se tak tažná síla vozidla a to je velmi nevýhodné.

Diferenciály se závěrou

Jedná se o otevřený diferenciál doplněný o závěr, ten zajistí převod maximálního točivého momentu na hnaná kola tak, že spojí klec diferenciálu s jedním z výstupních hřídelů. Tím je zrušena funkce diferenciálu. Tyto diferenciály se závěrou jsou používány převážně u terénních a nákladních automobilů, které se často pohybují v horších provozních podmínkách. Po překonání obtížných podmínek se závěr ihned vyřazuje a diferenciál pracuje standardně.

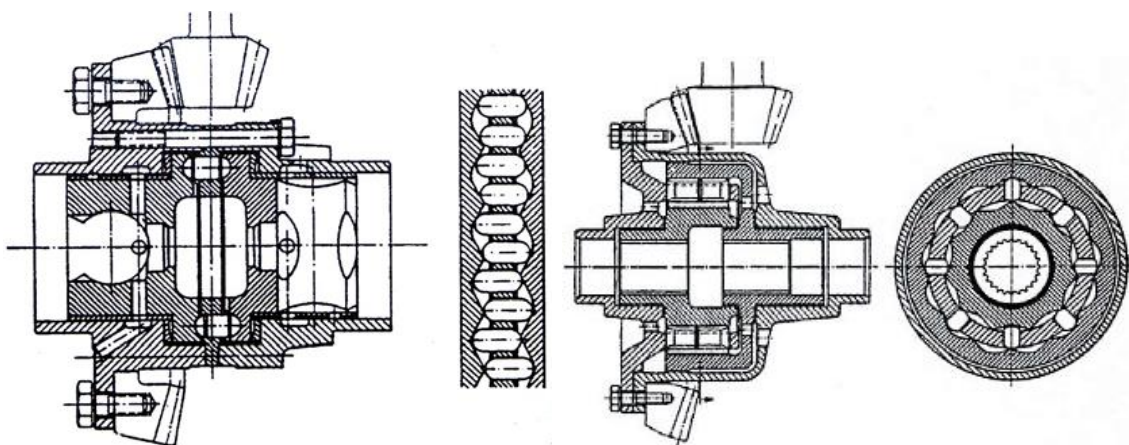
Samosvorné diferenciály

Samosvorné diferenciály pracují na jiném principu. K samočinnému uzavírání diferenciálu se využívá efektu tření. Odpadá tak ručně ovládaná závěra diferenciálu a snižují se tím nároky na ovládání vozidla.

a) Vačkové diferenciály

Mechanismus vačkového diferenciálu se skládá z unášeče kolíků kluzných kamenů, které konají pohyb v unášeči a z vačkových kol s hnacími hřídeli vozidla. Vačkové diferenciály můžeme rozdělit podle uspořádání vaček na axiální a radiální (obr. 13). Vnitřní tření kluzných kamenů v jejich vedení a na stykových plochách je určeno tak, že při zatáčení nebo nestejně adhezi jednoho kola nápravy vznikne samosvornost. V současnosti se tento typ diferenciálu příliš moc nepoužívá. [3]

Obr. 13 Samosvorný vačkový diferenciál axiální (vlevo) a radiální (vpravo) [3]



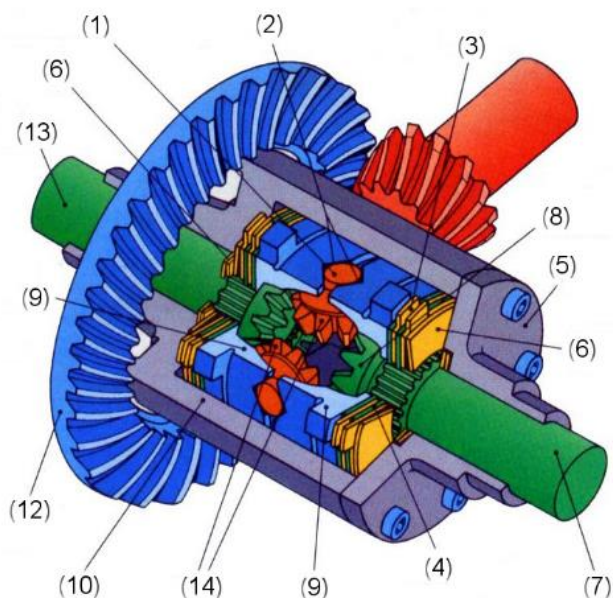
b) Diferenciál Loc-O-Matic

Diferenciál Loc-O-Matic vychází z konstrukce kuželového diferenciálu. Samosvornosti je zde dosahováno pomocí třecích spojek, které jsou zařazeny mezi skříně diferenciálu a planetová kola. Intenzita brzdění je úměrná přenášenému momentu. Ze skříně diferenciálu (10) se na kuželové satelity (14) přenáší moment přes přitlačné kroužky (9), unášené se skříní (10) drážkováním na obvodě, v němž se mohou volně axiálně pohybovat. Mezi těmito dvěma kroužky je sevřen čep satelitů (1) s klínovým ukončením (2). Při přenášení točivého momentu na tyto čepy se kroužky (9) vzdalují a přitlačují se na lamely brzdy (3), (4). Lamely jsou spojeny s vnitřním drážkováním skříně (1) i s vnějšími drážkami kuželových kol (8) na hnacích hřídelích, jejichž protáčení brzdí v závislosti na přenášeném momentu.

Diferenciál má čtyři satelity, ze kterých jsou vždy dva protilehlé na společném čepu. Čepy nejsou zalisované ve válcových otvorech, ale leží v klínových výřezích. Při přenosu točivého momentu obvodová síla na skříně diferenciálu vytlačuje čep z klínového výřezu a posouvá ho v axiálním směru, čímž vyvozuje prostřednictvím satelitu zvýšený tlak na planetu. Klínovité výřezy jsou orientované v obou směrech tak, že lamelám každé strany náleží dvojice satelitů.

[1]

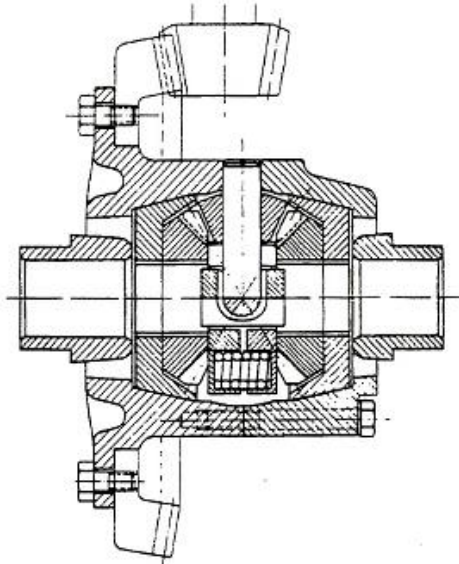
Obr. 14 Samosvorný diferenciál Loc-O-Matic [4]



c) Diferenciál Borg-Warner

Tento diferenciál pracuje podobně jako diferenciály s třecí lamelovou spojkou s tím rozdílem, že je zde místo lamelové třecí spojky použito kuželové třecí spojky. Třecí moment je navíc kromě axiálních sil v záběru zubů tvořen také přitlačnými vinutými pružinami.[3]

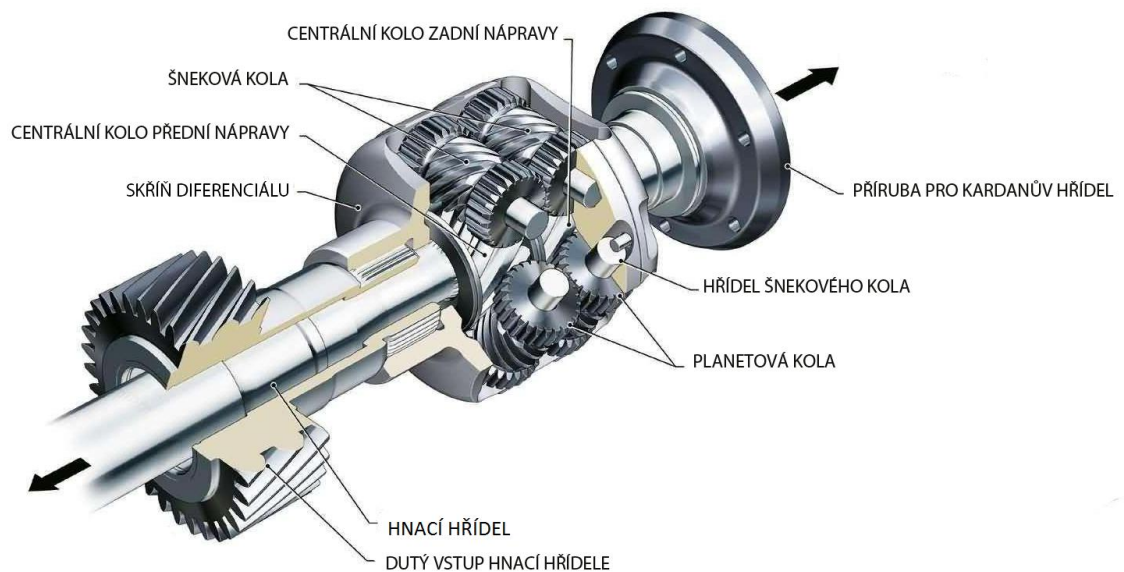
Obr. 15 Diferenciál Borg-Warner [1]



d) Diferenciál Torsen (Torque-Sensing)

Torsen diferenciál byl vynalezen Američanem Vernon Gleasmanem a vyroben Gleason Corporation. Název Torsen je odvozený z jeho charakteristické vlastnosti – citlivosti na změny hnacího momentu (TORque-SENSing). Diferenciály Torsen využívají třecích sil ve šnekovém převodu, který může přenášet moment ze šneku na šnekové kolo, ale nikoliv naopak. Z hlediska účinku jsou kombinací čelního (nesamosvorného) a šnekového (samosvorného) diferenciálu. Centrální šroubová kola jsou v záběru se satelity. Satelity jsou navzájem spojeny čelním soukolím. Při rozdílných otáčkách hnacích hřídelí vzniká relativní pohyb ozubených kol, při kterém špatná účinnost šnekového ozubení vyvolá reakční točivý moment na kole s pohonem. Při pootáčení hnacího vozidlového kola vzniká totiž samosvorný účinek třením ve šroubovém ozubení, což působí jako spojka. Svornost, respektive mechanická účinnost diferenciálu závisí na geometrii ozubení šnekového soukolí a může dosáhnout až 90%. Diferenciály typu Torsen se vyznačují vyšší životností v porovnání s diferenciály s třecí spojkou. [3]

Obr. 16 Diferenciál typu Torsen

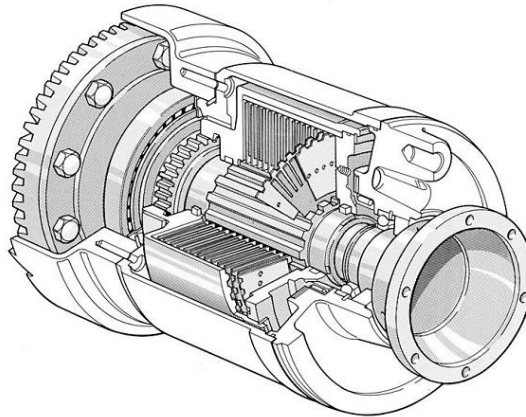


Zdroj: <http://autotrip.cz/wp-content/uploads/2015/02/2emfxc4.jpg>

e) Diferenciál s viskózní spojkou

V této spojce je použito dvou typů různě tvarovaných lamel, které obklopuje vysoce viskózní silikonový olej. Jedny jsou v záběru se skříňí spojky, druhé s výstupní hřídelí. Jsou uspořádány ve střídavém rozestavení a axiálně zajištěny. Točivý moment, přiváděný na skříň spojky, způsobí rozdíl otáček mezi jednotlivými spojkovými lamelami, a tím pádem vznikne smykový moment, jehož velikost udává svornost spojky. Velikost svornosti je nejvíce ovlivněna počtem lamel a vlastnostmi použitého oleje. Se zvětšujícím se rozdílem otáček se zvětšuje i svornost diferenciálu. Tudíž při zatáčení, když je rozdíl otáček malý, je svornost zanedbatelná. Naproti tomu při prokluzu jednoho z kol se svornost rapidně zvětšuje. [3]

Obr. 17 Diferenciál s viskózní spojkou



Zdroj: http://www.diopan.cz/citroenbx/images/Diferencialy/dif_vis_spoj1.jpg

2.3 Příčné hnací hřídele

Příčné hnací hřídele přenášejí točivý moment z diferenciálu na hnací kola a plní požadavek vyrovnávat rozdíly délek náprav při propružení. U hnacích hřídelů zadních náprav odpadá nutnost udržování stejného chodu při natáčení kol do rejdu. Proto se u pohonu zadních kol výhodně využívá hnacích hřídelů s posuvnými klouby.

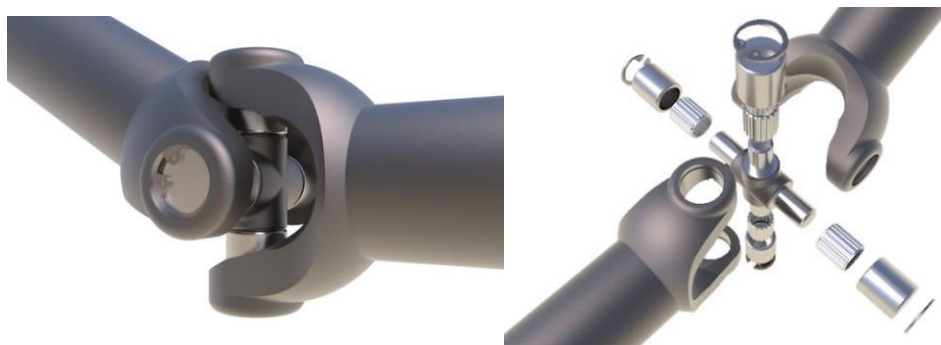
2.3.1 Hnací hřídelové klouby

Hřídelové klouby se používají pro přenos točivého momentu mezi hřídeli, jejichž osy neleží v jedné přímce. Klouby rozdělujeme na pevné a posuvné. [3]

a) Křížový (kardanův) kloub

Křížový kloub je tvořen ze dvou vidlic a kříže kloubu, který obě vidlice spojuje. Kříž je uložen ve vidlicích buď kluzně a nebo na jehlových ložiscích. Tento typ kloubu nedovoluje velká osová vychýlení hřídelí, maximálně 15°. Křížový kloub se vyznačuje značnou nerovnoměrností chodu, pokud nepracuje v sousé poloze, která prudce roste podle velikosti úhlu mezi hnací a hnanou hřídelí. Tato nerovnoměrnost se odstraní použitím dvou křížových kloubů ve správném uspořádání do tvaru „Z“ nebo „V“. Křížový kloub sám o sobě neumožňuje axiální posuv, a proto musí být hřídele opatřeny posuvným drážkováním, které dovoluje změnu vzdáleností, která při propružení vzniká. [3]

Obr. 18 Křížový kloub

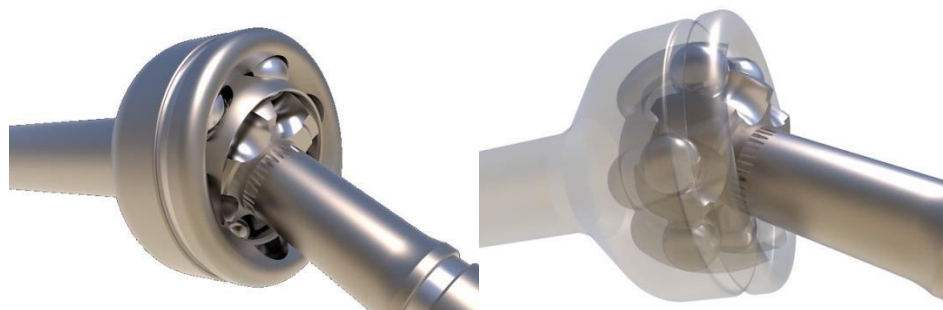


Zdroj: <https://grabcad.com/library/double-cardan-shaft-2>

b) Rzeppův-Birfieldův kloub

Jedná se o v současnosti nejrozšířenější typ homokinetického kloubu. Šest kuliček se odvaluje po kruhových drahách, které se nacházejí ve vidlicích kloubu. Kuličky přenášejí točivý moment mezi těmito vidlicemi. Maximální osově vychýlení je 50°. Tento typ kloubu se vyrábí v obou provedeních, pevném i posuvném. [3]

Obr. 19 Rzeppův-Birfieldův kloub

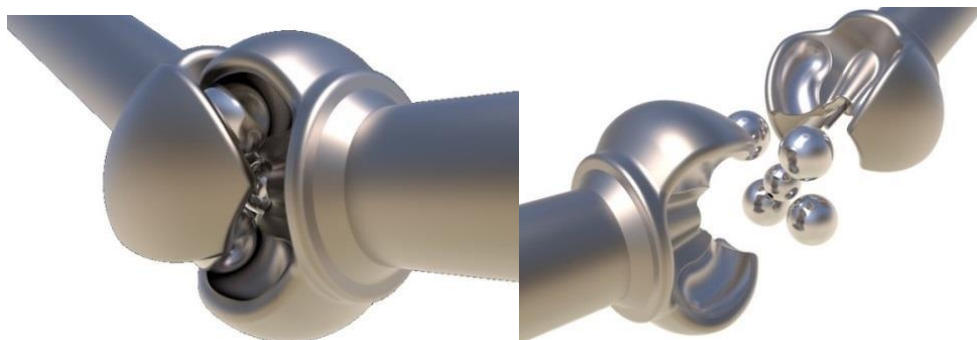


Zdroj: <https://grabcad.com/library/rzeppa-joint-2>

c) Bendixův-Weissův kloub

Vychází z podobné konstrukce jako kloub Rzeppův-Birfieldův, má však čtyři kuličky, které se pohybují v nekoncentrických drahách. Nacházejí se v naproti sobě ležících plochách vidlicových zakončení hřídelů. Homokinetický přenos sil je zajištěn tak, že se jednotlivé kuličky drží ve své vlastní rovině, která přesně odpovídá rovině půlící úhel ohnutí kloubu. Tento typ kloubu se vyznačuje snadnou axiální posuvností, nevýhodou je ovšem omezení úhlu ohnutí, který bývá asi 20°. [3]

Obr. 20 Bendixův-Weissův kloub

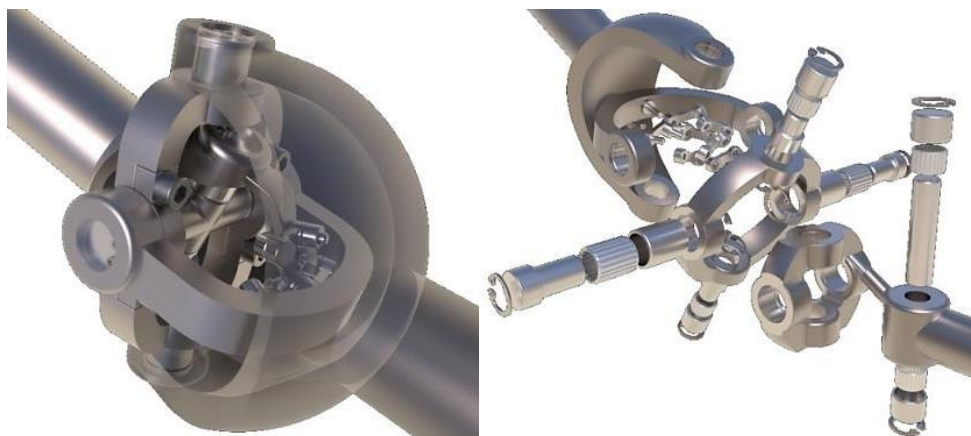


Zdroj: <https://grabcad.com/library/weiss-joint-1>

d) Thompsonův kloub

Stagnaci ve vývoji homokinetických kloubů narušil až v roce 2001 australský univerzitní profesor a vynálezce Glenn Alexander Thompson. Vytvořil homokinetický kloub, který je opravdu homokinetický. Řešení je v podstatě založeno na známém Hookeovu křížovém (kardanovém) kloubu. Na eliminaci cyklické změny otáček na výstupním hřídeli použil řešení vyzkoušené už samotným Hookem - dva Hookeovy klouby zapojeny do série, kde druhý kloub eliminuje nedokonalost toho prvního. Na rozdíl od Hooka a dalších vynálezců, Thompson elegantně vyřešil kardinální problém dvojice Hookeova kloubů - zajistil zcela identické úhly naklopení mezi vstupním hřídelem a mezihřídelem a mezi mezihřídelem a výstupním hřídelem. Thompson umístil jeden univerzální kloub souose do druhého univerzálního kloubu a problém stejných úhlů naklopení vstupního a výstupního hřídele vůči mezihřídeli vyřešil pomocí sférického paralelogramu. [22]

Obr. 21 Thompsonův kloub

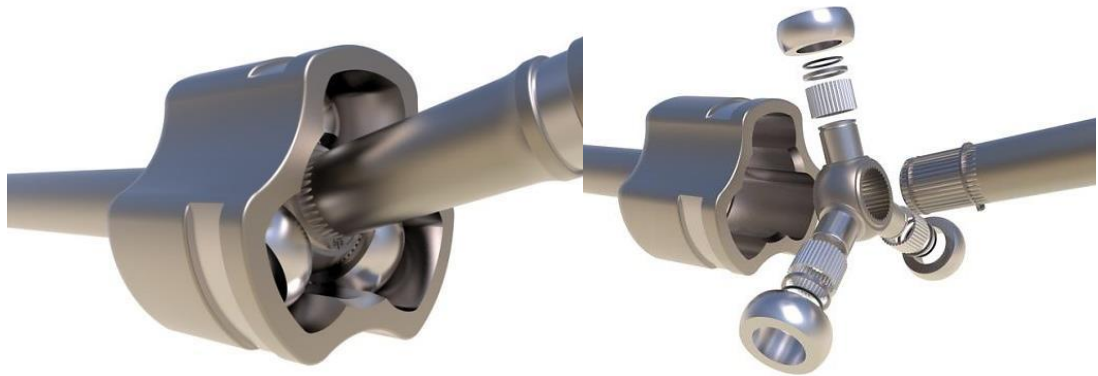


Zdroj: <https://grabcad.com/library/thompson-coupling-1>

e) Hvězdicový tripoidní kloub

Tyto klouby jsou svou konstrukcí velmi jednoduché. Tripoidní kloub vyniká vysokou únosností, snadnou montáží, dobrou účinností a dlouho životností. Třecí síly, které v kloubech vznikají mezi kameny a pouzdrem kloubu, jsou eliminovány sférickým tvarováním kamenů, které jsou na tříramenné hvězdici uloženy na jehlových ložiskách. Pevná varianta tripoidního kloubu dovoluje dosáhnout osové výchylky až 45° u posuvné varianty 25°. [3]

Obr. 22 Hvězdicový tripoidní kloub



Zdroj: <https://grabcad.com/library/tripod-joint-1>

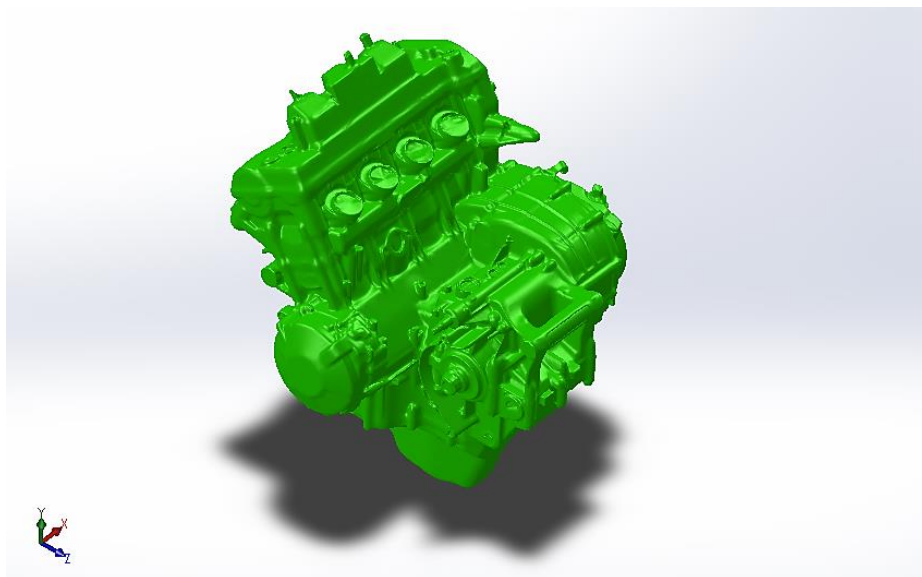
3 Návrh konstrukčního řešení stálého převodu

V návrhu musím respektovat a řídit se pravidly Formula SAE. Motor sloužící k pohonu formule musí být čtyřtákní se zdvihovým objemem do 610 cm^3 . Od prvního roku v soutěži důvěřujeme čtyřválcovému motocyklovému motoru Honda CB 600 F Hornet z roku 2008. I pro třetí vůz „Spikelet“ volíme po dobrých zkušenostech tento motor.

3.1 Virtuální 3D model motoru

Na první konstrukční schůzce jsme se s ostatními konstruktéry dohodli na provedení 3D scanu motoru. Virtuálním 3D modelem motoru jsme získali velmi přesné zástavbové rozměry. V předchozích sezónách jsme ručně odměřovali pouze nejdůležitější body a plochy motoru. Tento způsob se nám v minulém roce nevyplatil, kdy jsme následně museli řešit kolizi motoru s rámem. To byl hlavní důvod, proč jsme se k této variantě přiklonili, abychom možné statické kolize odstranili. Naskenovaný motor jsme optimalizovali v programu SolidWorks 2014 a převedli do formátu .sldprt.

Obr. 23 Naskenovaný model motoru Honda CB 600F Hornet

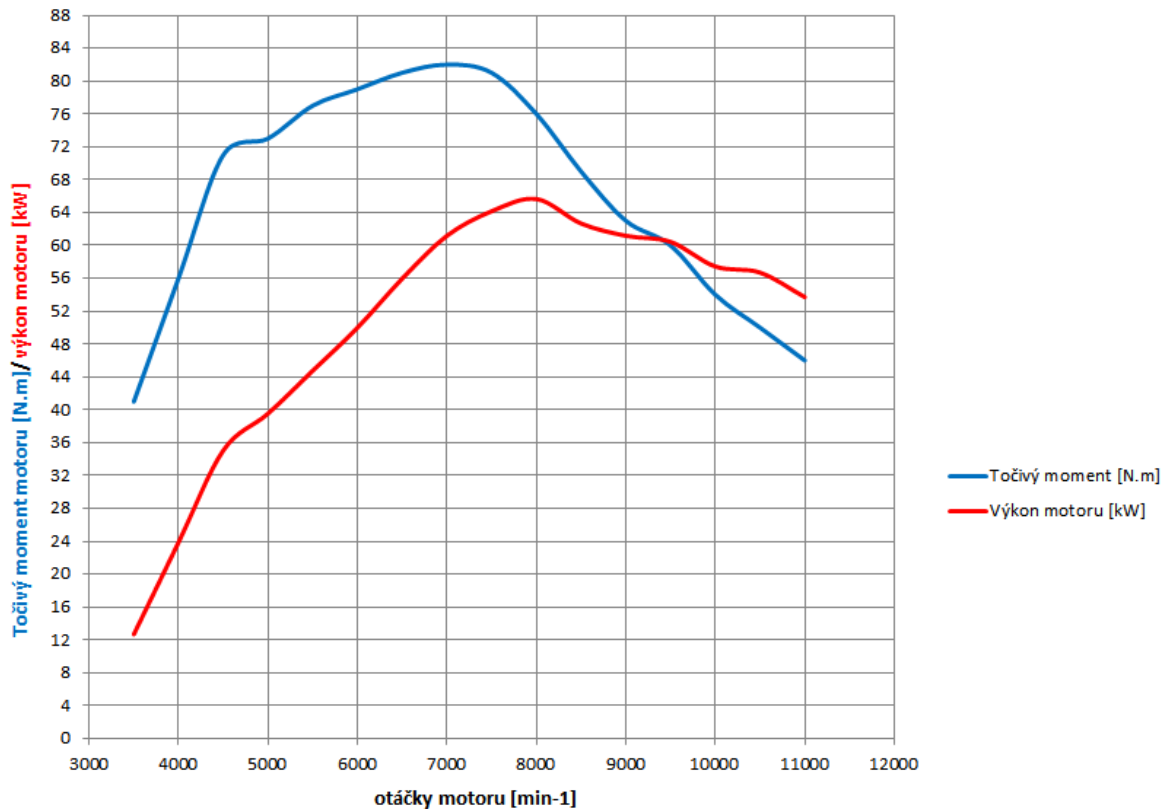


Zdroj: Tvorba autora (2015)

3.1 Měření vnější rychlostní charakteristiky

Pro výpočet stálého převodového poměru je nutné vycházet z vnější rychlostní charakteristiky motoru. Vnější rychlostní charakteristika byla naměřená na válcové výkonové zkušebně firmy Moto COM.

Obr. 24 Vnější rychlostní charakteristika motoru



Zdroj: Tvorba autora (2015)

3.2 Volba typu stálého sekundárního převodu

Volba typu stálého sekundárního převodu je už značně ovlivněná volbou motoru a jeho uložením do vozu. U čtyřválcového motoru Honda CB 600 F Hornet je výstupní hřídel z převodovky vyvedena na levou stranu bloku motoru. V sériovém motocyklu je na výstupní hřídeli s drážkováním řetězový pastorek. Prostor kolem něj je značně omezen. Motor bude ve voze uložen příčně. Pro tuto koncepci se nabízí reálně dvě řešení stálého sekundárního převodu, a to pohonu řetězem nebo ozubeným řemenem. Po zkušenostech s řemenovým převodem na druhém voze, volím pro třetí vůz „Spikelet“ řetězový převod.

3.2.1 Profily závodních tratí v seriálu Formula Student

Pro zvolení vhodného převodového poměru je nutné znát profily tratí, kde budeme s formulí závodit na čas. Ze záznamů dat z jízdy proto analyzujeme průměrné a maximální rychlosti v jednotlivých disciplínách a podle toho se odvíjí návrh převodového poměru.

Akcelerace (Acceleration)

Závodní disciplína, kde se měří zrychlení vozu na trati dlouhé 75 m s pevným startem. Při tomto sprintu dosahuje vůz rychlosti až 115 km/h.

Osmička (Skid-pad)

Jízda na trati ve tvaru osmičky, kde se měří čas průjezdu zatáčky konstantního poloměru. Počítá se čas jak z levotočivého tak i pravotočivého kola. Auto je v této disciplíně vystaveno vysokému příčnému zrychlení až 1,5 G.

Autokros (Autocross)

Jízda na úzké, technické, přibližně kilometrové trati se slalomy, kde se nejvíce ověří technická vyspělost vozu a umění pilota. Autokros slouží zároveň jako kvalifikace do hlavního vytrvalostního závodu. Průměrné rychlosti dosahované v této disciplíně se pohybují od 45 do 60 km/h. Na nejrychlejších tratích v seriálu Formula Student dosahujeme maximální rychlosti až 120 km/h.

Hlavní vytrvalostní závod se spotřebou paliva (Endurance & Fuel economy)

Vytrvalostní závod na 22 km, kde musí vozy prokázat svoji vytrvalost. Hlavní vytrvalostní závod je hlavní disciplína a rozdává se za ni nejvíce bodů. Důležité jsou aspekty, jako je rychlost, zrychlení, obratnost, spotřeba paliva, spolehlivost vozu a také schopnosti pilotů. Po 11 km probíhá povinná výměna pilotů. Trať většinou zůstává podobná trati z předchozí disciplíny - autokros.

3.2.2 Výpočet převodového poměru stálého sekundárního převodu

Jelikož se již od první sezóny v seriálu Formula Student zabýváme sběrem dat z jízdy vozu, máme tak velmi detailní informace o charakteristice jednotlivých tratí a chování vozu. Tyto data jsou cenná pro celou naši konstrukční skupinu. Po prostudování záznamů dat ze závodů minulých sezón a vyslechnutí si názorů pilotů, můžu přistoupit k návrhu sekundárního převodového poměru.

Vlastní návrh převodovky, která je umístěna v bloku motoru, jsem na základě finančních možností a náročnosti výroby zamítl. Bude tak použita originální převodovka. Převodový poměr budu upravovat pouze volbou stálého sekundárního převodu. Převodové poměry převodovky motoru jsou uvedeny v tab. 1. Dále v tab. 2 jsou uvedeny tři varianty převodových poměrů sekundárního převodu, které plánujeme vyrobit a otestovat s piloty. Teoreticky dle diagramů bychom měli použít variantu 1, pro kterou zde budu uvádět veškeré další výpočty.

Tab. 1 Převodové poměry převodovky motoru Honda CB 600 F Hornet 2008

rychlostní stupeň	převodový poměr [-]	počet zubů ozubených kol
primární převod	2,111	(76/36)
1	2,750	(33/12)
2	1,938	(31/16)
3	1,556	(28/18)
4	1,348	(31/23)
5	1,208	(29/24)
6	1,095	(23/21)

Zdroj: Tvorba autora (2015)

Tab. 2 Navržené převodové poměry sekundárního převodu

	sekundární převod		
	varianta 1	varianta 2	varianta 3
počet zubů řetězových kol	(11/36)	(11/38)	(11/40)
převodový poměr [-]	3,2727	3,4545	3,6363

Zdroj: Tvorba autora (2015)

Abychom mohli určit vhodný převodový poměr sekundárního převodu, je nutné sestrojít diagram závislosti hnací síly na rychlosti. Diagram jsem vytvořil v programu Microsoft Excel.

Vztah pro výpočet hnací síly na kolech:

$$F_k = \frac{M_k}{r} = \frac{M_k \cdot i_{\text{prim}} \cdot i_{\text{st}} \cdot i_{\text{sek}} \cdot \eta_{\text{mech}}}{r} \quad (8)$$

kde:

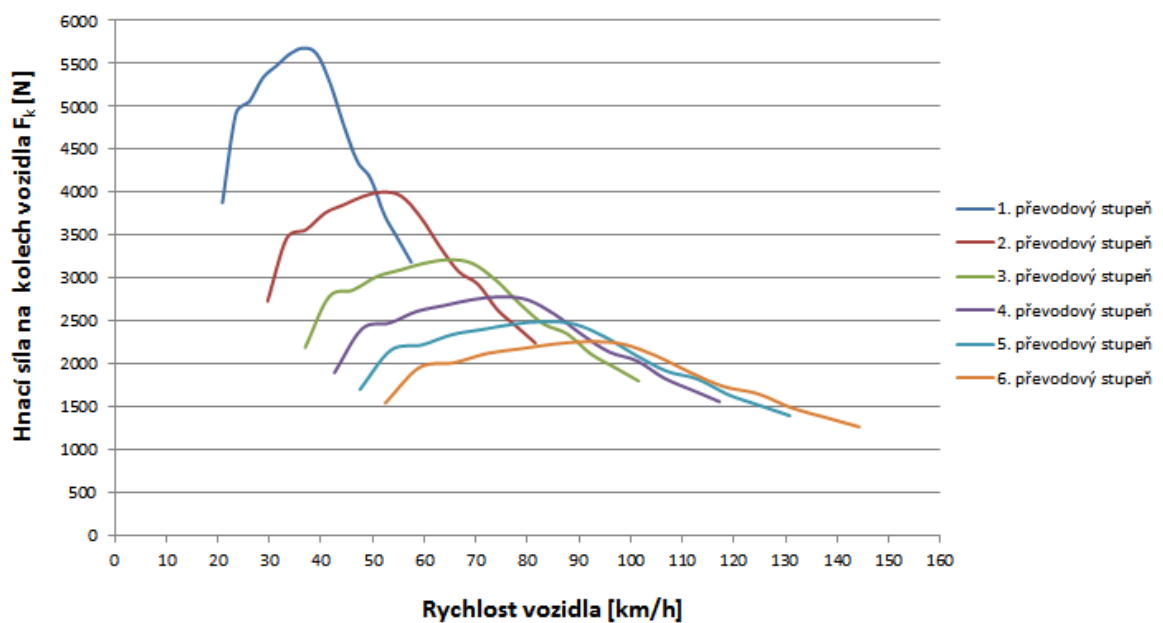
M_k	točivý moment motoru [Nm]
i_{prim}	převodový poměr primárního převodu [-]
i_{st}	převodový poměr jednotlivých rychlostních stupňů [-]
i_{sek}	převodový poměr sekundárního převodu [-]
η_{mech}	mechanická účinnost celého převodového ústrojí [-]
r	poloměr kola [m]

Vztah pro výpočet rychlosti vozidla:

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n_m}{60 \cdot i_{\text{prim}} \cdot i_{\text{st}} \cdot i_{\text{sek}} \cdot \eta_{\text{mech}}} \quad (9)$$

kde: n_m otáčky motoru [min^{-1}]

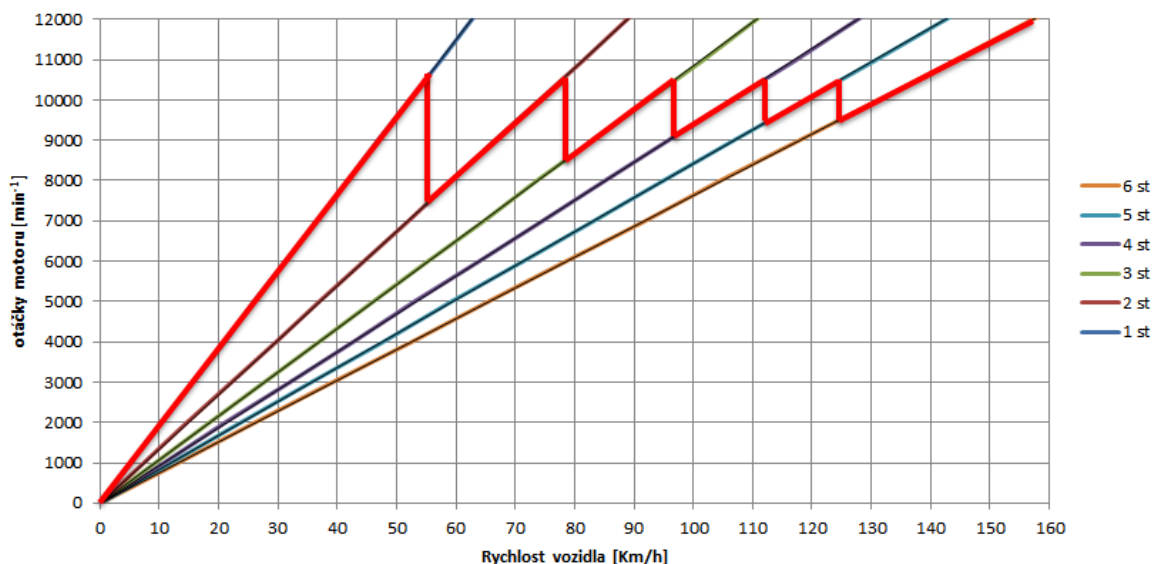
Obr. 25 Diagram závislosti hnací síly na rychlosti (sekundární převod 36/11)



Zdroj: Tvorba autora (2015)

Závislosti mezi otáčkami motoru a rychlostí vozidla jsem zakreslil do „pilového“ diagramu. Z grafu je možno odečíst maximální rychlost vozidla, rychlost při konkrétním převodu a otáčkách.

Obr. 26 Pilový diagram sekundárního převodu 36/11



Zdroj: Tvorba autora (2015)

Obecně platí, že se převážná část vytrvalostního závodu jezdí na zařazený druhý rychlostní stupeň a na rychlejším úseku se zařazuje třetí výjimečně čtvrtý rychlostní stupeň. Pátý a šestý rychlostní stupeň se při závodech nepoužívá. I dle zkušeností není výhodné, snažit se využívat všechny převodové stupně převodovky při závodech. Technická trať vyvíjí vysoké nároky na soustředěnost pilota a velkým počtem zařazení se pilot ještě více zatěžuje bez přínosu na výsledný čas. Náš motor vykazuje velkou pružnost, které se snažím využít při návrhu sekundárního převodu.

Závislost hnací síly a rychlosti vyjádřená na obr. 25 pro sekundární převod 36/11, kdy se na čtvrtý rychlostní stupeň dosahuje maximální rychlosti 117 km/h.

Při návrhu jsem nechal vyrobit na zakázku pastorek s 11 zuby, který se běžně na tento typ motoru nevyrobí. Hlavním důvodem bylo snížení hmotnosti sekundárního převodu a zmenšení zástavbového prostoru. Jedinou nevýhodou je vyšší namáhání pastorku, které je způsobeno častějším záběrem a vyšším zatížením jednotlivých zubů. Životnost takového pastorku je pak nižší. Protože stavíme závodní vůz, který je navrhován na 2000 km, tak nám tento pastorek plně vyhovuje. Nechal jsem si vyrobit tři pastorky s 11 zuby pro případ nutnosti výměny z důvodu

opotřebení pastorku v průběhu sezóny. Cena na pořízení pastorku na zakázku se příliš neliší od ceny originálního pastorku.

Obr. 27 Vyrobený pastorek s 11 zuby



Zdroj: CULS Prague Formula Racing (2014)

3.2.3 Zrychlení vozu

Velikost hnací síly, kterou je schopné vozidlo přenést na vozovku, je limitována. Při znalosti parametrů hmotnosti vozu, zatížení hnací nápravy a součinitele adheze jsme schopni vypočítat teoretickou maximální přenositelnou sílu z kol na vozovku, kdy začne docházet k prokluzování kol.

Součinitele adheze pneumatiky s vozovkou jsou uvedeny v tab. 3. Hodnoty však platí pro automobily s klasickými pneumatikami pro běžný provoz. Tyto hodnoty však můžeme zvýšit, použitím pneumatik vyrobených ze super měkkých směsí s hladkým běhounem (tzv. „sleek“). Pokud jsou takovéto pneumatiky zahřáté na provozní teploty a vozovka je suchá a hladká, součinitel adheze vzrůstá až na hodnotu 2,5. Můžeme pak hovořit o tzv. „lepivosti“ pneumatik. Tyto pneumatiky jsou využívány v sériích závodů F1, Moto GP, DTM, Formula Student a dalších.

Pro diagonální pneumatiku Hoosier 20,5x7,5-13 R25B vyrobenou přímo pro závody Formula Student a využívanou naším týmem se uvádí jako výpočtový součinitel adheze 1,9. [18] Je nutné podotknout, že součinitel adheze se v průběhu závodu s teplotou běhounu pneumatiky mění a tím se mění i trakční a celkové vlastnosti vozu.

Tab. 3 Součinitel adheze na různém povrchu

Povrch vozovky		Součinitel adheze μ_a
beton	suchý	0,8 - 1
	mokrý	0,5 - 0,8
asfalt	suchý	0,6 - 0,9
	mokrý	0,3 - 0,8
dlažba	suchá	0,6 - 0,9
	mokrá	0,3 - 0,5
makadam	suchý	0,6 - 0,8
	mokrý	0,3 - 0,5
polní cesta	suchá	0,4 - 0,6
	mokrá	0,3 - 0,4
tráva	suchá	0,4 - 0,6
	mokrá	0,2 - 0,5
hluboký písek, sníh		0,2 - 0,4
náledí	0°C	0,05 - 0,1
	-10°C	0,08 - 0,15
	-20°C	0,15 - 0,2

Zdroj: Bradáč, A., a kolektiv, Soudní inženýrství, Akademické nakladatelství CERM, Brno, 1997

Výpočet maximální přenositelná síla z hnacích kol na vozovku:

$$F_{ad} = G_{ad} \cdot \mu_a \quad (10)$$

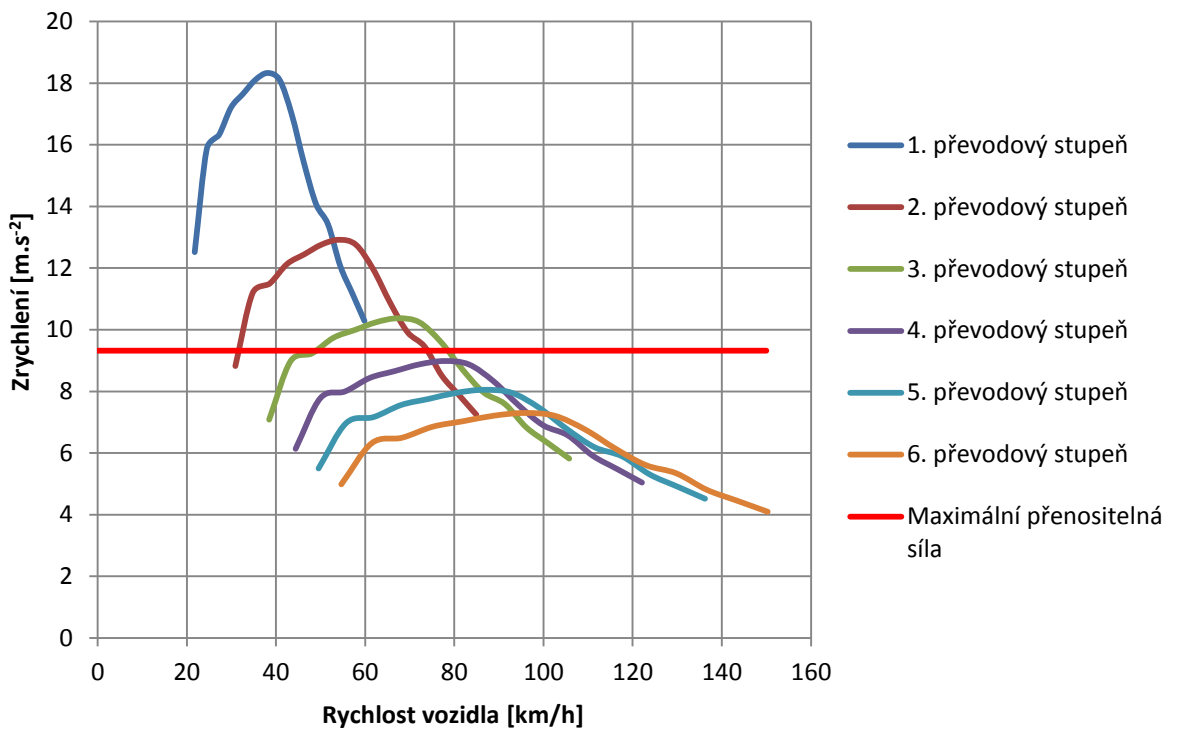
kde: G_{ad} zatížení hnané nápravy [N]
 μ_a součinitel adheze

Tab. 4 Teoretické maximální zrychlení automobilu

Zadané parametry		
hmotnost vozu s jezdcem m_c [kg]	zatížení hnací nápravy m_h [kg]	součinitel adheze μ_a
310	155	1,9
Vypočítané parametry		
přenositelná síla F_{ad} [N]	maximální zrychlení vozidla a_{max} [m.s ⁻²]	
2 889,05	9,3195	

Zdroj: Tvorba autora (2015)

Obr. 28 Diagram zrychlení vozidla v závislosti na rychlosti



Zdroj: Tvorba autora (2015)

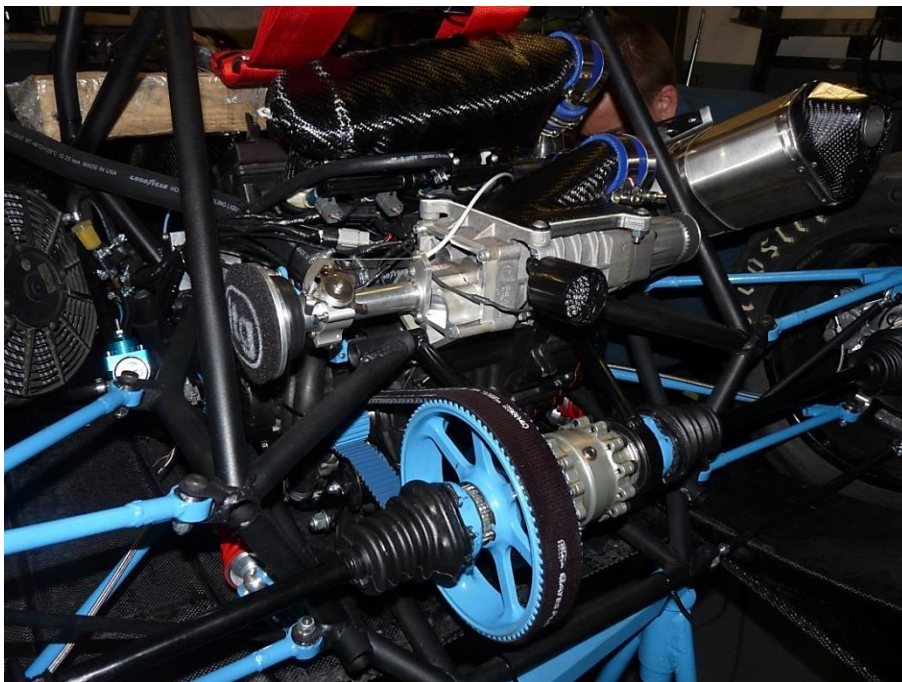
3.2.4 Problematika řemenového převodu

Na prototyp druhého vozu „Pražský démon“ jsem navrhoval převod s ozubeným řemenem. Po provedení výpočtů mi vyšel jako vhodný řemen „Poly Chain® GT® Carbon 8MGT“, šířky 36 mm. Je to speciální ozubený řemen s uhlíkovými vlákny, vyvinutý jako náhrada řetězu pro motocykly.

Zkonstruoval jsem modely řemenic s odpovídající geometrií ozubení. Kvůli zástavbovým rozměrům řemenic jsem byl omezen jak velikostí pastorku, tak velikostí druhé řemenice. Dostal jsem se tak na minimální dovolený rozměr pastorku pro tento řemen. Po montáži řemenic, ozubeného řemenu a několika prvních testech prototypu, nevykazovalo toto řešení převodu žádný problém. Během jednoho testu nám však vypadla poloosa, kvůli špatně navržené délce a ta zdeformovala držáky diferenciálu. Diferenciál byl vyosen ze správné polohy. Ani po pečlivém narovnání jsme nebyli schopni ustavit řemenice do správné polohy, aby se dostaly do jedné roviny. Tento následek nehody společně s malým průměrem pastorku nám způsobil při dalším testování přetržení řemenu. Tím, že jsme omezeni maximální velikostí pastorku tvarem bloku

motoru, nelze průměr pastorku ztelně zvětšit. Navíc k dosažení navrhovaného sekundárního převodového poměru 3,27 by musel být průměr druhé řemenice velký a tím by se navýšila hmotnost celého převodu.

Obr. 29 Řemenový sekundární převod vozu „Pražský démon“



Zdroj: CULS Prague Formula Racing (2014)

3.3 Volba typu diferenciálu

Při jízdě na technických tratích s velkým množstvím zatáček malých poloměrů, které jsou pro závody Formula Student typické, dochází k výraznému odlehčování vnitřního kola a tím je omezen přenos hnací síly na povrch trati. Tato skutečnost vyžaduje použití samosvorných diferenciálů.

Hlavní požadavky při volbě vhodného diferenciálu:

- Nízká hmotnost
- Kompaktní rozměry
- Snadná změna nastavení svornosti
- Variabilita nastavení svornosti

Naše požadavky dokázal splnit diferenciál typu Loc-O-Matic vyráběný přímo pro vozy Formula Student od firmy Drexler-Motorsport GmbH. Samosvornosti je dosahováno třecími lamelami, které jsou umístěny ve skříni diferenciálu společně s planetovými koly. Svorný účinek lze jednoduše měnit pomocí změny úhlu klínu na přitlačných kotoučích. Diferenciál má k dispozici šest nastavení. Celková hmotnost diferenciálu činí 2,35 kg.

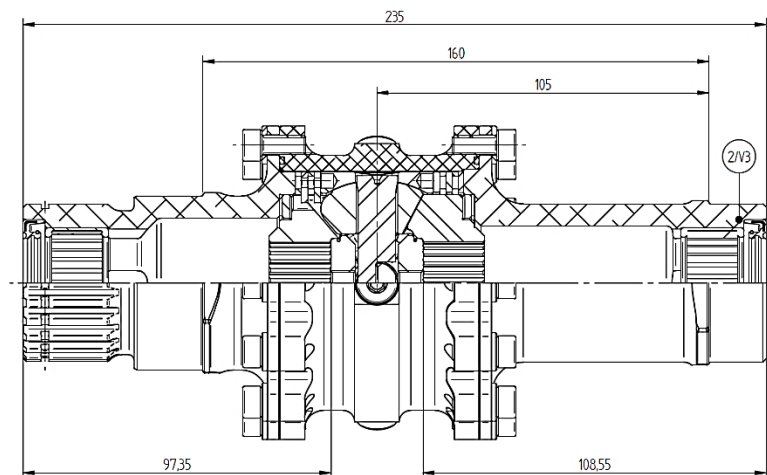
Tento typ diferenciálu používáme s úspěchem od první sezóny. Z tohoto důvodu je pro nás volba stejného diferenciálu výhodná. Dokážeme tak v případě poškození diferenciálu vyměnit poškozené díly diferenciálu za nové. Diferenciál je možné objednat ve třech možných zástavbových délkách. Délkovou variantu diferenciálu volím s ohledem na pozici ložisek diferenciálu vzhledem k uchycení držáků diferenciálu k motoru tak, aby byl každý držák diferenciálu v jedné rovině. Těto podmínce nejlépe odpovídá diferenciál Drexler Formula Student 2010 verze V3.

Obr. 30 Diferenciál Drexler LSD Formula Student 2010 v „rozpadu“



Zdroj: <http://multibody.net/wp-content/uploads/fig.4.jpg>

Obr. 31 Zástavbové rozměry diferenciálu Drexler LSD Formula Student 2010 V3

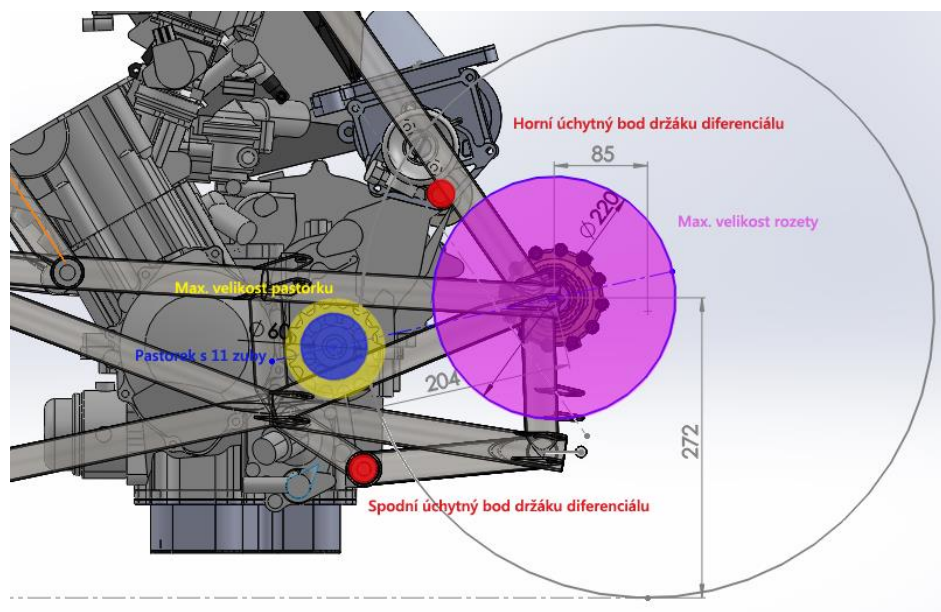


Zdroj: <http://drexler-drivetrain.com/article-94-produkte-products-prodotti.html>

3.4 Určení základní polohy diferenciálu

Při ustavení diferenciálu do základní polohy je nutné ohlídat, aby nedocházelo ke kolizím součástí sekundárního převodu s jinými částmi vozu a to v celém rozsahu napínání. Při ustavování diferenciálu jsem se snažil umístit osu diferenciálu, co nejbliže k motoru s cílem zmenšit rozměry a tím i hmotnost držáků diferenciálu a dalších částí převodu. Dále je také výhodné umístit osu diferenciálu co nejnižše vzhledem k vozovce, abych nezvyšoval těžiště vozu.

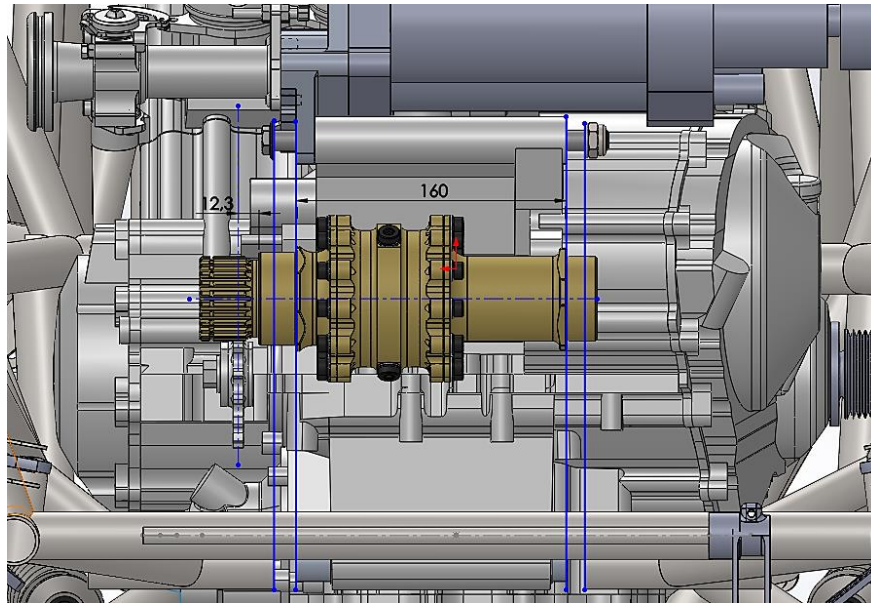
Obr. 32 Boční pohled na výchozí uložení diferenciálu ve voze



Zdroj: Tvorba autora (2015)

Osu rozety je výhodné umístit s ohledem na silové poměry na držáky diferenciálu, co nejbližší k ložisku viz. obr. 33.

Obr. 33 Zadní pohled na pozici diferenciálu vzhledem k pastorku a úchytným místům



Zdroj: Tvorba autora (2015)

3.5 Unášeč řetězové rozety

Protože jsme chtěli vyzkoušet více řetězových rozet s jiným počtem zubů, bylo vhodné navrhnout unášeč rozet, který bude nasazen na tvarovém drážkovém spoji a bude na něj tak možné připevnit rozety s různým počtem zubů. K diferenciálu je dodáván i polotovar pro výrobu unášeče. Polotovar o průměru 200 mm a tloušťky 30mm a s dírou s drážkovým spojem. Unášeč je zajištěn pojistným hřídelovým kroužkem.

Konstrukčními požadavky na tento díl bylo vystředění a upevnění rozety. Při konstrukci unášeče bylo nutné vycházet z geometrických rozměrů diferenciálu. Vzdálenost osy rozety od dosedací plochy unášeče na diferenciálu činí 12,3 mm, čelní opěrná plocha pro rozetu je pak tedy 15,3 mm při šířce rozety 6 mm. Dále bylo třeba určit průměr roztečné kružnice děr pro šrouby připevňující rozetu. Tento průměr volím s ohledem na dobrou rozebíratelnost celku a zároveň tak, aby zbytečně nenarůstaly rozměry součásti a tím i hmotnost a setrvačný moment.

Výpočet šroubového spoje

Vstupní parametry:

Poloměr roztečné kružnice šroubového spoje	$r_{rk} = 0,06 \text{ m}$
Koeficient průřezu	$\alpha_v = 0,6$ (pro šrouby třídy 8.8)
Jmenovitá hodnota meze pevnosti šroubu	$f_{ub} = 800 \text{ MPa}$
Průřez šroubu	$A_s = 35 \text{ mm}^2$

Teoretický max. točivý moment na diferenciálu

$$M_{dif} = M_{tmax} \cdot i_{prim} \cdot i_{1st} \cdot i_{sek} \quad M_{dif} = 1560 \text{ N.m} \quad (11)$$

kde: M_{tmax} maximální točivý moment motoru [N.m]
 i_{1st} převodový poměr prvního rychlostního stupně [-]

Síla namáhání spoje

$$F_{sp} = \frac{M_{dif}}{r_{rk}} \quad F = 26\,000 \text{ N} \quad (12)$$

Únosnost jednotlivého spojovacího prvku

$$F_{v,RD} = \frac{\alpha_v \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} \quad F_{v,RD} = 13\,440 \text{ N} \quad (13)$$

Únosnost celého šroubového spoje

$$F_v = 6 \cdot F_{v,RD} \quad F_v = 80\,640 \text{ N} \quad (14)$$

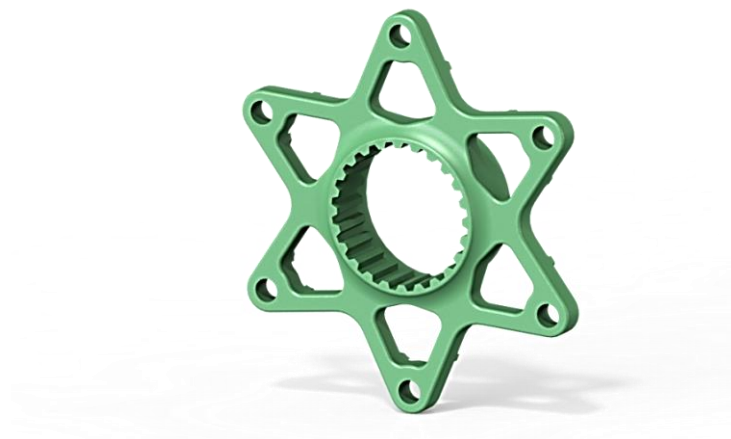
Dovolené napětí šroubového spoje ve stříhu

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_{dov} \quad (15)$$

$$\tau = \frac{F}{6 \cdot A_s} \quad \tau = 95,24 \text{ MPa} \quad (16)$$

$$\tau_{dov} = 0,6 \cdot 0,65 \cdot Re \quad \tau_{dov} = 249,6 \text{ MPa} \quad (17)$$

Obr. 34 Model unášeče rozety



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

3.5 Návrh řetězové rozety

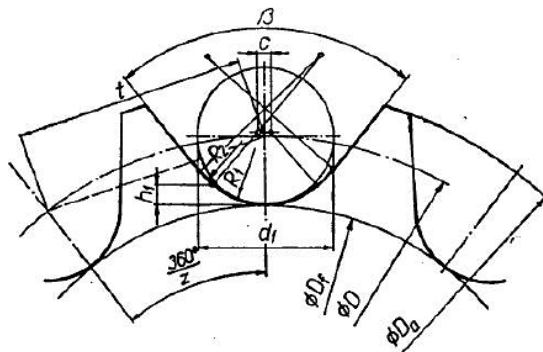
Jak již bylo uvedeno výše, budu navrhovat tři varianty rozet s počty 36, 38 a 40 zubů. Hlavní snahou při návrhu je zkonstruovat rozety s co nejnižší hmotností a jednoduché na výrobu. V prvním kroku bylo třeba vypočítat geometrii ozubení. Výpočty geometrií ozubení rozet byly provedeny v programu Mathcad, zde uvádím pouze výpočet pro rozetu s 36 zuby.

3.5.1 Výpočet geometrie ozubení řetězové rozety

Vstupní parametry pro výpočet geometrie ozubení:

Šířka článku řetězu	$b_1 = 6,35 \text{ mm}$
Průměr válečku	$d_1 = 10,16 \text{ mm}$
Rozteč	$p = 15,875 \text{ mm}$
Počet zubů rozety	$Z_{\text{var1}} = 36$

Obr. 35 Ozubení řetězového kola [1]



Výpočet geometrie ozubení

Průměr roztečné kružnice

$$D_t = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_{var1}}\right)} \quad D_t = 182,15 \text{ mm} \quad (18)$$

Poloměr dna zubové mezery

$$R_1 = 0,505 \cdot d_1 \quad R_1 = 5,13 \text{ mm} \quad (19)$$

Poloměr přechodové kružnice

$$R_2 = 1,3 \cdot d_1 \quad R_2 = 13,21 \text{ mm} \quad (20)$$

Průměr patní kružnice

$$D_f = D_t - d_1 \quad D_f = 171,99 \text{ mm} \quad (21)$$

Vzdálenost mezi středy poloměrů dna zubu

$$u = 0,02 \cdot p \quad u = 0,32 \text{ mm} \quad (22)$$

Průměr hlavové kružnice pro $z \geq 16$

$$D_a = D_t + 0,6 \cdot d_1 \quad D_a = 188,24 \text{ mm} \quad (23)$$

Vzdálenost mezi dnem a přechodem poloměru R_1 do poloměru R_2

$$h = 0,18 \cdot d_1 \quad h = 1,83 \text{ mm} \quad (24)$$

Úhel boku zubu pro $z = 17 - 40$

$$\alpha = 60^\circ \quad (25)$$

Rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce (Řetězy s normální roztečí)

$$f = 0,7 \cdot p \quad f = 11,11 \text{ mm} \quad (26)$$

Největší průměr věnce kola

$$D_g = D_t - 2 \cdot f \quad D_g = 159,92 \text{ mm} \quad (27)$$

Poloměr zaoblení zubu

$$R_3 = 1,5 \cdot d_1 \qquad R_3 = 15,24 \text{ mm} \qquad (28)$$

Hodnota zaoblení zubu

$$c = 0,1 \cdot d_1 \qquad c = 1,016 \text{ mm} \qquad (29)$$

Šířka zubu jednořadého kola $p > 12,7$

$$B_1 = 0,95 \cdot b_1 \qquad B_1 = 6,03 \text{ mm} \qquad (30)$$

3.5.2 Konstrukční návrh řetězové rozety

Po provedení výpočtů geometrií ozubení rozet můžeme vytvořit modely rozet, které budou sloužit k jejich výrobě. Tvar zubu je definován výpočtem geometrie ozubení. Tvar střední části je částečně určen tvarem unášeče. Velmi důležitý je středící průměr rozety a rozteč děr pro šrouby. Dále jsem se věnoval odlehčování rozety, kde jsem se snažil zachovat symetrii.

Obr. 36 Model rozety s 36 zuby



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

Ve snaze dosáhnout nízké hmotnosti rozety byla použita hliníková slitina EN AW 7075 T6 (CERTAL). Tento materiál je pro své výborné mechanické vlastnosti s nízkou hmotností velmi vhodný pro výrobu rozet. Polotovarem byly kotouče z plechu, kde se nejprve vysoustružila středící díra na přesný průměr 104 mm s tolerancí díry H7, následně byl kotouč osoustružen na přesný průměr hlavové kružnice. Rozety jsme poté do finální podoby obráběli na CNC frézce. Rozeta s 36 zuby vyrobená z CERTALU váží 183 g.

Obr. 37 Polotovary pro výrobu řetězových rozet

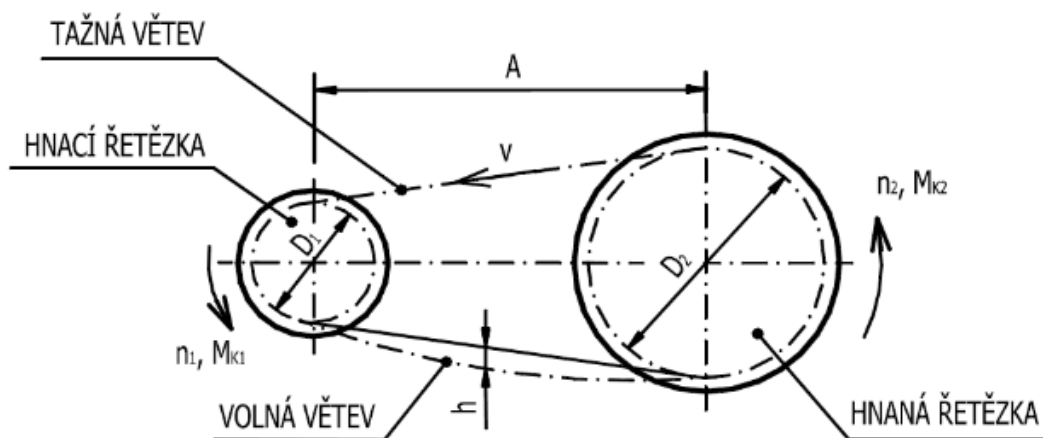


Zdroj: CULS Prague Formula Racing (2014)

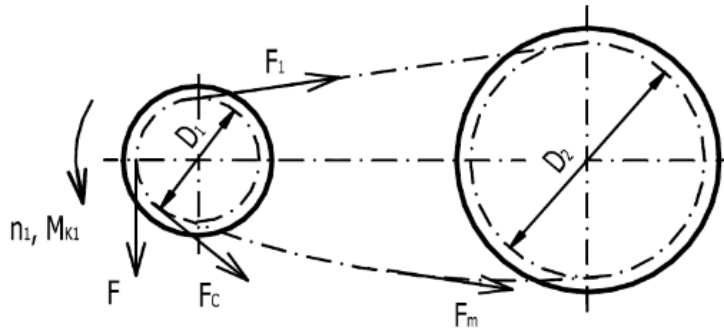
3.6 Pevnostní výpočet řetězu

Pro provedení pevnostního výpočtu řetězu je nutné vycházet z maximálních hodnot točivých momentů a sil působících na součásti stálého převodu. Pro výpočet budu vycházet z maximálního točivého momentu motoru, který je násobený převodovými poměry převodovky a sekundárního převodu. Pneumatiky však nedokážou přenášet veškerý točivý moment na vozovku. I když je však řetěz vystaven dynamickému namáhání, rozhodl jsem se použít pro výpočet maximálního točivého momentu. Dynamické rázy v řetězu vznikají při řazení a po zpětném dozednutí kola při přejezdu nerovností. Pro přesné určení silového působení v řetězovém převodu by bylo nutné provést měření přímo na vozidle v uvedených situacích.

Obr. 38 Schéma řetězového převodu [5]



Obr. 39 Silové působení v řetězovém převodu [5]



Nejprve jsem si určil maximální sílu přenášenou řetězem. Ta byla vypočítána pro hodnotu točivého momentu na rozetě 1560 N·m. Řetěz působí silou na poloměru 91,07 mm.

$$F_{\text{řet}} = \frac{M_{\text{roz}}}{r_{\text{roz}}} \qquad F_{\text{řet}} = 17129,68 \text{ N} \qquad (31)$$

Vybral jsem řetěz výrobce D.I.D 520 ERV3 X-kroužkový, určený pro závodní silniční motocykly s malým koeficientem tření a hmotností. Hmotnost 1 m řetězu činí 0,94 kg. Minimální pevnost řetězu je v tahu 38 500 N. Na základě toho jsem se rozhodl neprovádět další pevnostní výpočet řetězu. Pouze spočítám potřebný počet článků řetězu pro sekundární stálý převod a jeho hmotnost.

Vstupní parametry:

Počet zubů pastorku	$z_1 = 11$
Počet zubů rozety	$z_2 = 36$
Rozteč	$p = 15,875 \text{ mm}$
Osová vzdálenost	$A = 204 \text{ mm}$
Hmotnost jednoho článku řetězu	$m_{\text{čl}} = 0,015 \text{ kg}$

Součinitel C_f pro výpočet délky řetězu

$$C_f = \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \qquad C_f = 15,83 \qquad (32)$$

Počet článků řetězu

$$X = 2 \cdot \frac{A}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{C_f \cdot p}{A} \qquad X = 50,4 \qquad (33)$$

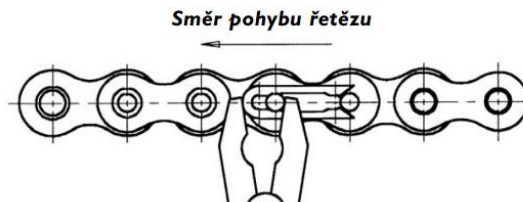
→ je třeba použít 51 článků

Hmotnost řetězu sekundárního převodu

$$m_{řet} = X \cdot m_{1čl} \qquad m_{řet} = 0,765 \text{ kg} \qquad (34)$$

Pro obvodové rychlosti, kterých řetěz dosahuje při závodním režimu, stačí řetěz spojit řetězovou spojkou se sponou. Tím, že plánujeme vyzkoušet více řetězových rozet, je vhodné mít řetěz dobře rozebíratelný. Pokud je spojka řetězu se sponou správně instalovaná, nebezpečí rozpojení řetězu je pak minimální. Při spojování řetězu není nutné použít speciálního nářadí.

Obr. 40 Správně nasazená spona řetězové spojky



Zdroj: http://zbozi.arkov.cz/dl/323/Volba_valeckoveho_retezu_a_priklad_vypoctu.pdf.html

4 Návrh uchycení diferenciálu a napínání řetězu

Uchycení diferenciálu bylo navrženo tak, aby vytvářelo společně s motorem jeden celek. Motor je pak demontován současně s diferenciálem. Tím se výrazně zkrátil čas servisních operací na voze. Toto konstrukční řešení nevyžaduje žádných speciálních držáků přivařených na rámu ani dalšího spojovacího materiálu. Držáky diferenciálu jsou připevněny šrouby ze slitiny EN AW 7075 T6, které zároveň přichycují motor k rámu.

4.1 Způsoby napínání řetězu

Způsob napínání řetězu se může realizovat dvěma způsoby a to pomocí napínací kladky nebo změnou osové vzdálenosti pastorku a rozety. Napínání pomocí napínací kladky jsme používali na předchozích vozech. S tímto řešením jsme však nebyli spokojeni. Pro poměrně velké síly, které na napínací kladku působí, má toto konstrukční řešení vyšší hmotnost oproti ostatním řešením. Velmi negativním vlivem je také značné opotřebení napínací kladky od pohybujícího se řetězu. Proto jsem od tohoto řešení upustil.

Obr. 41 Napínání řetězu realizované napínací kladkou



Zdroj:http://www.bashanmotor.ro/site/images/data/image_66141e495a6d39e839e1_65297_142_1841051.jpg

Změny osově vzdálenosti jsou mezi pastorkem a rozetou dosahovány těmito způsoby:

- Translačním pohybem držáků diferenciálu
- Rotačním pohybem držáků diferenciálu
- Excentrickým uložením ložisek diferenciálu

Translační pohyb držáků diferenciálu

Konstrukce používaná u motocyklů. Držáky diferenciálu jsou uloženy ve vedení, kde je požadovaná poloha vymezena šroubem s pojišťovací maticí nebo vkládáním přesných podložek pod držáky diferenciálu. Translačním pohybem pak dochází k napínání řetězu.

Obr. 42 Translační způsob napínání



Zdroj: <https://hyllest.wordpress.com/2012/12/12/fsae-competition-2012/>

Rotační pohyb držáků diferenciálu

Princip tohoto způsobu napínání je založen na jednom bodě rotačně uloženém a druhém bodě uloženém posuvně. Pomocí rozpěrného šroubu nebo napínáku lze v požadované poloze držák zaaretovat.

Obr. 43 Rotační způsob napínání

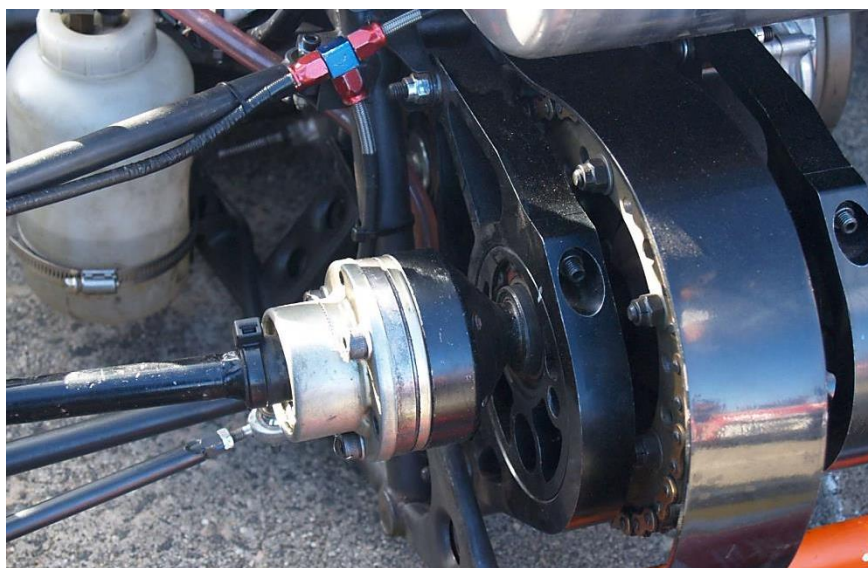


Zdroj: <https://hyllest.wordpress.com/2012/12/12/fsae-competition-2012/>

Excentrické uložení ložisek diferenciálu

Znovu se jedná o řešení s velkou oblibou používané u motocyklů. Napínák má tvar kotouče, ve kterém jsou excentricky uložena ložiska diferenciálu. Otáčením těchto kotoučů s excentrickým uložením ložisek dochází ke změně osové vzdálenosti a tím i napínání řetězu. Excentry je nutné zajistit vhodným způsobem proti rotaci.

Obr. 44 Excentrický způsob napínání



Zdroj: <https://hyllest.wordpress.com/2012/12/12/fsae-competition-2012/>

4.2 Koncepce napínání řetězu na formuli Spikelet

Tím, že jsem se rozhodl uchytit držáky diferenciálu pevně k motoru, vyselektovala se mi i volba řešení způsobu napínání řetězu. Využil jsem konstrukčního řešení využívající excentrického uložení ložisek diferenciálu. Pro tuto možnost jsem se také rozhodl z důvodu jednoduchosti celé koncepce a možnosti snadného zajištění shodné polohy obou excentrů vůči sobě.

4.2.1 Volba ložisek diferenciálu

Volbu ložisek považuji jako jeden z důležitých kroků v návrhu koncepce stálého převodu. Pokud chceme vytvořit konstrukční řešení s nízkou hmotností, je nezbytně nutné vybrat ty nejmenší a nejlehčí ložiska, která se pro aplikaci nabízí. V žádné další jiné části návrhu, nejsme schopni ušetřit tolik hmotnosti jako při volbě ložisek. Vycházet však musíme z přípojovacích rozměrů diferenciálu, kde jsou již průměry pro ložiska dané. Vnitřní průměr pro ložisko u rozety musí mít 55 mm a 50 mm pro ložisko druhé. Ložiska budou namáhány především radiálními silami.

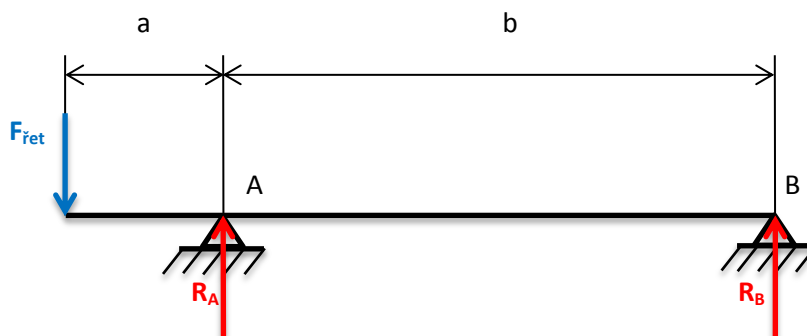
Výpočet působících sil na ložiska

Jednoduchým výpočtem zjistíme teoretické maximální síly, které budou působit na jednotlivá ložiska. Pro výpočet působících sil na ložiska byla použita síla v řetězu $F_{\text{řet}}$. Tato síla však bude ve skutečnosti nižší. Pneumatiky nedokáží přenést maximální točivý moment, který působí na rozetu a z které je síla v řetězu počítána. Tuto skutečnost beru v úvahu i při volbě ložisek.

Vstupní parametry:

Síla v řetězu	$F_{\text{řet}} = 17129,68 \text{ N}$.
Vzdálenost rozeta – ložisko A	$a = 27,7 \text{ mm}$
Vzdálenost ložisko A – ložisko B	$b = 170 \text{ mm}$

Obr. 45 Znárodnění sil působících na ložiska



$$R_A = F_{\text{řet}} \cdot \frac{a+b}{b} \quad R_A = 19920,81 \text{ N} \quad (35)$$

$$R_B = -F_{\text{řet}} \cdot \frac{a}{b} \quad R_B = -2791,13 \text{ N} \quad (36)$$

Ložisko A (u rozety)

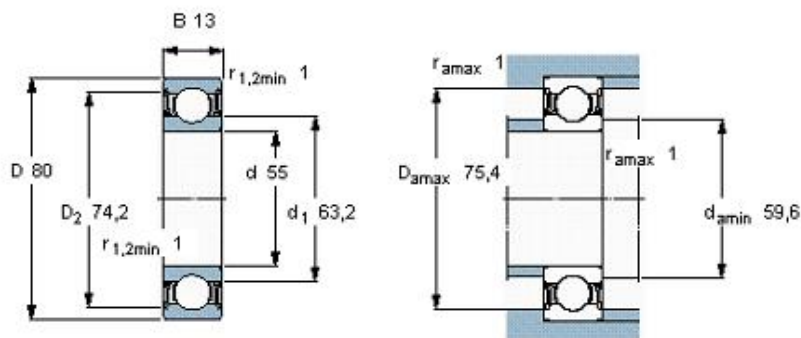
Zvoleno radiální kuličkové ložisko s označením 61911-2RZ. Aby nebyla snížena otáčková schopnost ložiska, použil jsem ložiska s bezkontaktním těsněním s označením RZ. Bezkontaktní těsnění tvoří extrémně úzkou spáru s osazením vnitřního kroužku. Hmotnost ložiska činí 0,19 kg.

Základní hodnoty zatížení:

Dynamické zatížení C = 16 500 N

Statické zatížení C₀ = 14 000 N

Obr. 46 Rozměry ložiska 61911-2RZ



Zdroj: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1010171911&imperial=false>

Ložisko B

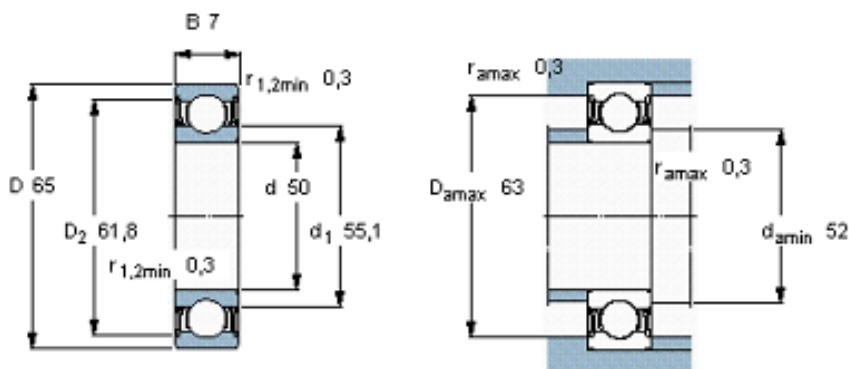
Zde volím radiální kuličkové ložisko s označením 61810-2RZ. Hmotnost ložiska činí 0,052 kg

Základní hodnoty zatížení:

Dynamické zatížení C = 6 760 N

Statické zatížení C₀ = 6 800 N

Obr. 47 Rozměry ložiska 61810-2RZ



Zdroj: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1010171810&imperial=false>

4.2.2 Konstrukční návrh excentrů

Rozměry excentrů se odvíjí především od velikosti ložisek a míry excentricity jejich uložení. Excentry jsem se snažil navrhnout co nejmenší, protože přímo ovlivňují rozměry a hmotnost držáků diferenciálu.

Abychom mohli jemnou změnou napínat řetěz, bylo po obvodu excentrů vytvořeno 46 drážek o poloměru 2 mm. V držácích diferenciálu bylo analogicky vytvořeno také 46 drážek o stejném poloměru. Excentry jsou v těchto drážkách zajištěny proti pootočení pomocí šesti lícovaných šroubů M4 x 20 a samojistícími maticemi se silonem. Proti axiálnímu pohybu jsou excentry zajištěny osazením v držácích diferenciálu. Ložiska v excentrech jsou nalisována k opěrné ploše osazení.

Výpočet excentricity

Velikost excentricity určuje rozsah napínání řetězu. Při volbě jsem vycházel z rozteče řetězu. Excentricitu jsem potřeboval zvolit tak, aby bylo možné zkrátit či prodloužit řetěz o vnitřní a vnější článek, jejichž délka odpovídá právě dvojnásobku rozteče. Při otáčení excentrem se projevují délkové změny jak na dolní i horní větvi.

Vstupní parametr:

Rozteč řetězu $p = 15,875 \text{ mm}$

Pro výpočet excentricity platí vztah:

$$4 \cdot e \geq 2 \cdot p \quad e \geq 7,93 \text{ mm} \quad (37)$$

Kde: e excentricita uložení ložisek [mm]

Excentricitu volím o velikost 10 mm.

Výroba excentrů

Výroba excentrů byla prováděna CNC frézou z desek materiálu EN AW 7075 T6. Tato slitina je často používána v leteckém průmyslu. Vyznačuje se extrémně vysokými pevnostními vlastnostmi při nízké hmotnosti. Smluvní mez kluzu této slitiny je $R_{p0,2} = 505 \text{ MPa}$.

Obr. 48 Excentr A



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

Obr. 49 Excentr B



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

4.2.3 Konstrukční návrh držáků diferenciálu

Uchycení držáků diferenciálu bylo zvoleno na šrouby připevňující motor k rámu. Základní geometrické rozměry držáků diferenciálu se odvíjely ze základní 2D skici, která určovala základní pozici diferenciálu vzhledem k úchytným bodům motoru. Hlavním požadavkem při konstrukci těchto dílů byla nízká hmotnost společně s nízkou výrobní cenou.

Jelikož tvoří držáky diferenciálu s motorem jeden celek, rozhodl jsem se zkonstruovat držáky diferenciálu dělené, spojené šroubovým spojem. Diferenciál pak může být snadno demontován i s excentry a řetězovou rozetou z vozu. Přenastavení diferenciálu, výměna rozety a další údržbové operace, tak můžou být provedeny velmi rychle i během jednotlivých disciplín v soutěži. Pro lepší rozložení silového působení v závitech a zvýšení odolnosti vůči opotřebení bylo použito závitových vložek HELICOIL® plus free running.

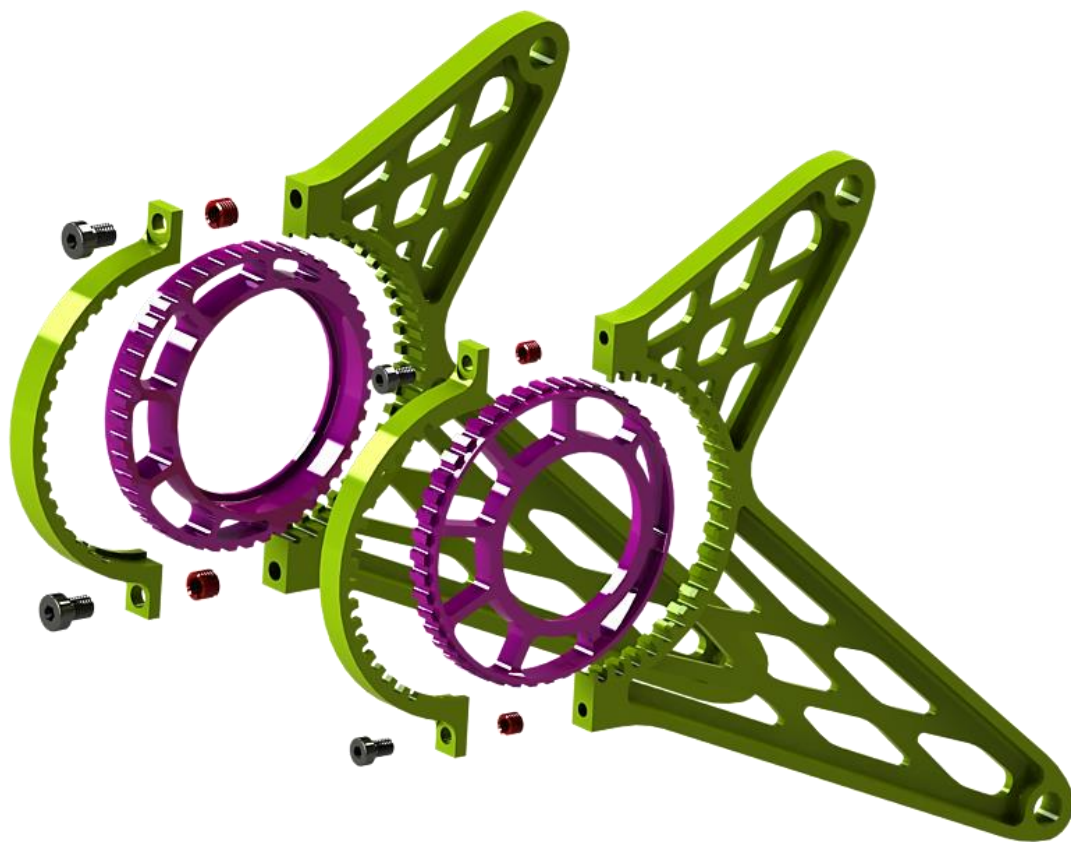
Volba vhodného tvaru držáků diferenciálu

Profil, který zprostředkovává přenos zatěžujících sil na uchycení držáků, byl napojen tečně na uložení ložisek. Zatěžující síly působí převážně v podélné vertikální rovině. Proto jsem se snažil do této roviny navrhnout i vhodný průřez s výhodným tvarem odlehčení. Celkový tvar držáků a jejich odlehčení se optimalizoval na základě prováděných pevnostních analýz. Šířku držáků jsem zvolil shodnou se šířkou excentrů.

Výroba držáků diferenciálu

Už před samotným návrhem všech dílů jsem znal naše výrobní možnosti a podle nich jsem také přistoupil k samotnému návrhu dílů. Veškeré díly jsem se snažil navrhnout pro technologii CNC obrábění z důvodu rychlosti výroby a ekonomické výhodnosti. I výroba držáků diferenciálu tak probíhala na CNC frézce, kterou náš tým disponuje. Polotovarem pro výrobu držáků byly desky z materiálu EN AW 7075 T6.

Obr. 50 Rozpad sestavy držáků diferenciálu s excentry



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

5 Řešení přenosu hnacího momentu od diferenciálu k nábojům

Pro přenos točivého momentu od diferenciálu k nábojům kola bylo třeba navrhnout poloosy s hřídelovými klouby, které budou vyrovnávat rozdíly délek náprav při propružení. S ohledem na omezené finanční prostředky bylo nutné navrhnout spolehlivé řešení při zachování nízké hmotnosti.

5.1 Volba typu hřídelových kloubů

Hlavními kritérii pro volbu homokinetických kloubů byla hmotnost a velikost kloubů, protože jsme chtěli homokinetické klouby začlenit přímo do náboje zadního kola. Naše účely nejlépe splňovaly tripoidní klouby sériového vozu FIAT 500 od firmy GKN s průměrem kamenů 25,5 mm. Na straně u diferenciálu byly použity tripoidní klouby dodané firmou Drexler-Motorsport GmbH. Tyto klouby jsme používali i minulou sezónu, kde se osvědčily. Klouby z loňské sezóny můžeme použít pro letošní rok jako náhradní díly.

Obr. 51 Tripoidní kloub od firmy Drexler-Motorsport GmbH



Zdroj: CULS Prague Formula Racing (2014)

5.2 Unášeče tripoidních kloubů do diferenciálu

Unášeče tripoidních kloubů jsem zvolil od firmy Drexler motorsport, které byly dodány společně s diferenciálem. Výroba těchto dílů by byla v našich podmínkách nemožná. Unášeče by musely být vyrobeny na zakázku a finanční úspora by tak byla minimální. I tyto díly máme k dispozici jako náhradní z minulé sezóny. Dalším krokem byla volba způsobu ochrany tripoidních kloubů v unášeči. Jelikož je unášeč odlehčen a nemá kruhový obvod a utěsnění klasickou manžetou by nebylo dokonalé, rozhodl jsem se vytvořit manžety pouze univerzální (americkou) textilní páskou. Toto řešení je velice levné, lehké, spolehlivé, pro závodní účely dostačující.

Obr. 52 Unášeč tripoidních kloubů od firmy Drexler-Motorsport GmbH



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

5.3 Návrh příčných hnacích hřídelí (poloos)

Pro návrh poloos bylo potřeba zjistit správnou délku, která se při pro pružení nápravy a otáčením excentru pro napínání řetězu mění. Tento rozměr jsem si odměřil ve vytvořeném 3D modelu, kde jsem si mohl nastavit krajní polohy zdvihu kola a polohy excentrů. Geometrie drážkování pro tripoidní kloub byla převzata z protokolu od výrobce.

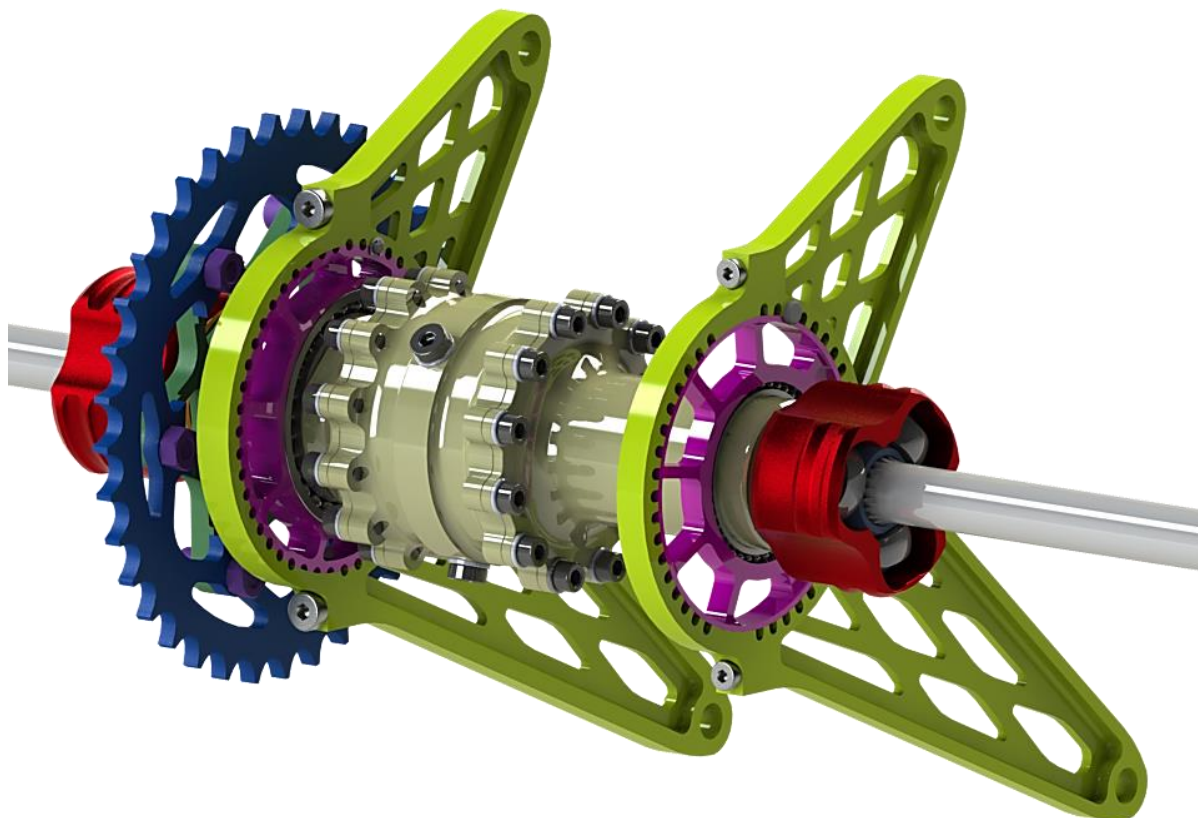
V dalším kroku bylo nutné zvolit vhodný materiál a průřez poloos. Jako materiál jsem po konzultaci s výrobcem zvolil 14NiCr14. Trubkový profil by byl výhodnější, avšak výroba a především tepelné zpracování je náročnější. Materiál musí mít vysokou povrchovou tvrdost, aby nedocházelo k opotřebení drážkování (na otláčení) a na druhou stranu také houževnatost (pružnost) jádra, které absorbuje rázy. Zajištění těchto vlastností na trubkovém profilu je velmi složité. V České republice jsem nenašel výrobce, který by mi zaručil požadované vlastnosti tepelného zpracování poloos trubkového průřezu. Cena takových poloos od zahraničních výrobců je neúměrně vysoká v poměru k úspoře hmotnosti. Navíc od některých týmů máme informace, že tyto velmi drahé poloosy praskají.

S přihlédnutím na finanční možnosti a spolehlivost byl i přes vyšší hmotnost vybrán méně vhodný tyčový profil poloos s průměrem 20 mm, který pevnostně vyhovuje. Výrobu poloos jsme svěřili externí firmě, která má s výrobou poloos dlouholeté zkušenosti.

V mém plánu bylo vyrobit druhou sadu poloos z uhlíkové kompozitní trubky s vloženými a zalepenými tříčepovými unášeči tripoidních kamenů z materiálu EN AW 7075 T6. Toto řešení by

přineslo výraznou úsporu hmotnosti. Bohužel nebylo z časových důvodů realizováno a je plánováno na další sezónu.

Obr. 53 Kompletní sestava hnacího ústrojí vozu „Spikelet“



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

6 Pevnostní analýza

Pro optimalizaci návrhu všech součástí jsem využíval výpočetní analýzy program SolidWorks Simulation Premium, který využívá numerické metody konečných prvků.

6.1 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda sloužící především k řešení složitých úloh pružnosti pevnosti, termomechaniky a hydromechaniky. Je založena na principu rozdělení dané oblasti na konečný počet prvků - elementů, které jsou navzájem spojeny v konečném počtu uzlových bodů na hranicích prvků. Jednotlivé elementy mají přesně definovaný tvar. Existuje několik typů elementů, které se liší tvarem, velikostí a počtem a polohou uzlů. V uzlech jsou pak počítány hledané parametry (napětí, posunutí, teplota,...). Hustota a topologie prvků zásadně ovlivňuje přesnost výsledků a výpočetní čas. [24]

Výhodou numerických metod je, že umožňuje řešit i problémy na složitějších tělesech oproti analytickému přístupu, kdy lze řešit jen tělesa elementární, která se jako strojní součásti vyskytují zcela výjimečně. [25]

6.2 Pevnostní analýza držáku diferenciálu

S ohledem na rozsah práce jsem zde uvedl pouze postup při provádění pevnostní analýzy pro levý držák diferenciálu. Podobným způsobem jsem však postupoval i při provádění pevnostních analýz u ostatních navrhovaných součástí.

6.2.2 Definování kontaktů a uchycení

Abychom mohli nadefinovat uchycení a reálné zatížení držáků je třeba si uvědomit, jakým způsobem jsou vlastně uchyceny a jakým způsobem jsou zatěžovací síly mezi součástmi přenášeny.

Držáky jsou připevněny pevně k motoru. Zde bylo nutné použít rozdělovací křivky a vymežit plochy, které jsou do uchycení zahrnuty. Těmto plochám jsem nastavil fixní vazbu. Snahou bylo vytvořit výpočtový model, který bude co nejvíce odpovídat realitě. Proto byly prováděny v jedné simulaci díly držáku diferenciál společně s excentrem. Pro zkrácení výpočtového času byl excentr

zcela vyplněn. Toto vyplnění nahrazuje ložisko s tělem diferenciálu. Výsledek analýzy by touto úpravou neměl být ovlivněn.

Zatěžující síla mezi držákem diferenciálu a excentrem byla definována typu „kontaktní s třením“. Hodnota součinitele smykového tření byla zvolena 1,05 na základě druhů materiálů stykových ploch. Posledním krokem bylo nakonfigurování šroubového spojení s předpětím od dotažení.

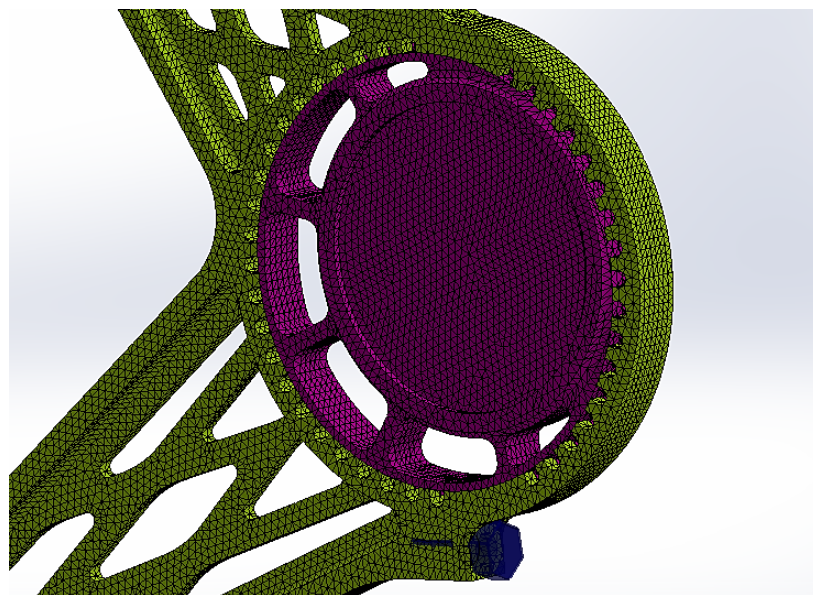
6.2.3 Vytvoření sítě

Přesnost řešení záleží na kvalitě sítě. Obecně platí, že čím je síť jemnější, tím je přesnost lepší.

Při tvorbě vysoce kvalitní sítě objemových modelů se generují parabolické tetraedrické objemové elementy, které vykazují lepší přesnost výsledku při stejné hustotě sítě než lineární objemové elementy. Globální velikost elementu byla nastavena pro všechny součásti 2 mm. Globální velikost elementu udává průměrnou délku hrany elementu. S tímto nastavením měl výpočtový model levého držáku 199 396 elementů.

U konstrukčních problémů má každý uzel v objemovém elementu tři stupně volnosti, které představují posunutí ve třech ortogonálních směrech. Software pro formulaci problému používá směry X, Y a Z globálního kartézského souřadného systému. [26]

Obr. 54 Vysítovaný výpočtový model držáku diferenciálu s excentrem



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

6.2.4 Definování zatížení

Na levý držák diferenciálu působí síla R_A o velikosti 19 920,81 N. Tato síla je vypočítaná ze vzorce č. 31. Působí síla odpovídá poloze těžiště rozety. Směr síly je rovnoběžný se spojnicí středů rozety a pastorku. Touto silou byl při analýze zatížen levý držák diferenciálu s excentrem. Poloha excentru je při simulaci v nejnebezpečnější poloze.

6.2.5 Výsledky

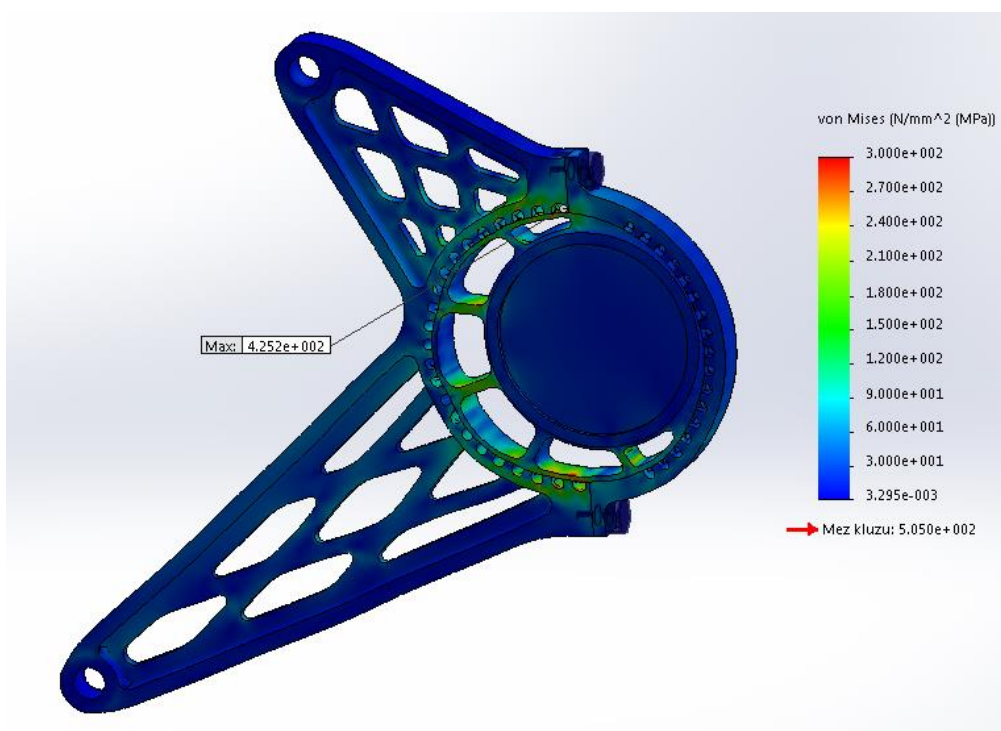
Je nutné napřed uvést, že hodnoty silových účinků, s kterými jsem prováděl pevnostní analýzy, jsou vyšší než při reálném provozu. Tím, že provádím pouze statickou analýzu, je lepší počítat s extrémními hodnotami. Výsledky výpočtu byly analyzovány z výsledných hodnot redukovaných napětí dle hypotézy HMM (Huber, von Mises, Hencky).

V levém držáku se maximální hodnota napětí podle podmínky von Mises 425,2 MPa nachází na místě, kde je ostrá hrana. Tato hodnota spadá do oblasti elasticity. Maximální hodnota posunutí je 0,207 mm. Pevnostní analýzy provádím především za účelem nalezení kritických míst na součásti.

Vlastnosti zvoleného materiálu EN AW 7075 T6

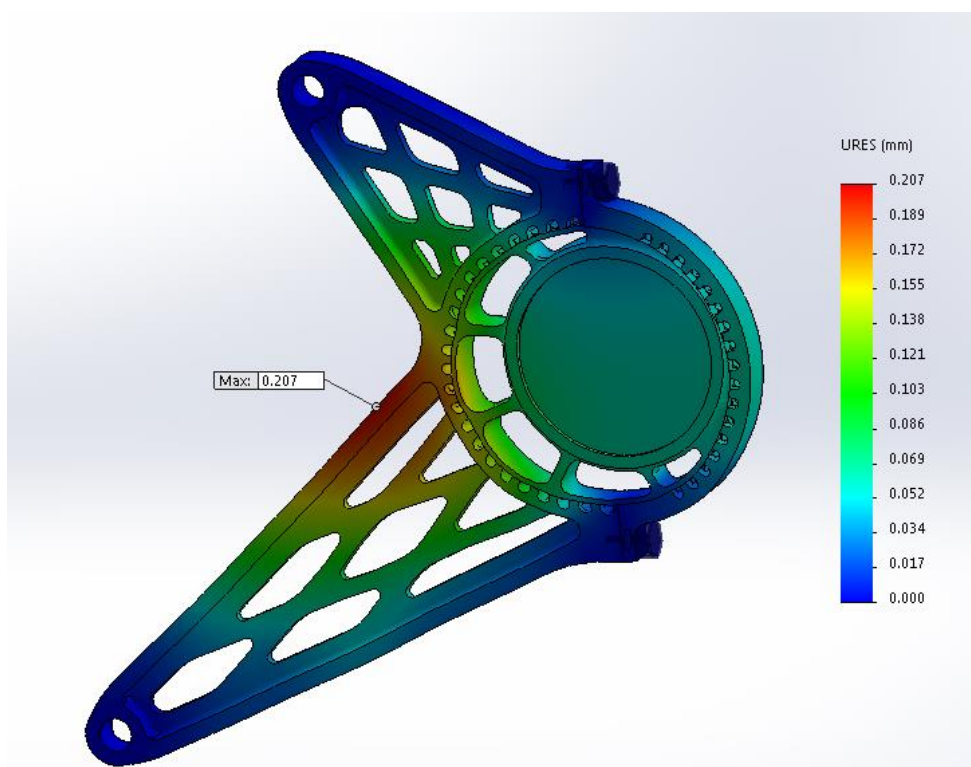
Modul pružnost v tahu	$E = 72\,000 \text{ MPa}$
Poissonův poměr	$\mu = 0,33$
Mez kluzu	$R_e = 505 \text{ MPa}$
Mez pevnosti	$R_m = 570 \text{ MPa}$

Obr. 55 Rozložení napětí v levém držáku diferenciálu



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

Obr. 56 Zobrazení posunutí v levém držáku diferenciálu



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

7 Vůz formule SAE po uplynulé sezóně

Naše technologické a informační předpoklady pro stavbu vozu formule SAE neustále rostou s každou účastí na závodech seriálu Formula Student. V týmu CULS Prague Formula Racing se již jednalo o třetí závodní vůz. Každým rokem je pro nás návrh koncepce vozu snadnější a jasnější.

7.1 Zhodnocení hnacího ústrojí vozu „Spikelet“

Při návrhu hnacího ústrojí a nejen jeho, bylo snahou poučit se z chyb, které jsme udělali v předchozí generaci vozu. Základními požadavky při návrhu hnacího ústrojí byla spolehlivost, funkčnost a nízká hmotnost.

Po uplynulé sezóně si troufám tvrdit, že se podařilo navrhnout spolehlivější, lehčí a účelnější řešení oproti koncepci z předešlé sezóny. Hlavně se mi podařilo zvýšit funkčnost uchycení, kdy je teď možné snadno vymontovat diferenciál z vozu, následně přenastavit svornost podle aktuálních potřeb trati a znovu zamontovat do vozu ve velmi krátkém čase.

Jediný problém, který nastal na hnacím ústrojí vozu, bylo roztržení unášeče rozety během prvních testování. Ihned jsem zpětně prostudoval pevnostní analýzu, kde byly maximální hodnoty napětí pod mezí kluzu. Bohužel pevnostní analýzu jsem prováděl pro materiál EN AW 7075 T6, z kterého však dodaný polotovar od firmy Drexler nebyl. Informace o materiálu jsem přebíral od předchozího konstruktéra. Výkres polotovaru od výrobce označení materiálu neobsahoval. Dodatečně byl tedy zjištěn jako materiál polotovaru EN AW 2017A s mezí kluzu pouhých 230 MPa, což je o více jak polovinu menší hodnota, než kterou disponuje materiál EN AW 7075 T6. Tato moje nedůslednost nás přinutila vyrobit nový unášeč z druhého polotovaru, který už byl nadimenzován správně. Po vyměnění unášeče rozety již tato součást nezpůsobovala žádné problémy a výsledky v sezóně nijak nepoznamenala.

7.2 Ekonomické zhodnocení navržené koncepce hnacího ústrojí

Zatím v každé sezóně jsme měli omezený rozpočet. S cílem ušetřit finanční prostředky, jsme se rozhodli rozebrat náš druhý vůz z minulé sezóny na díly a některé začlenit do nového vozu. Především se jednalo o drahé komponenty. I já se snažil co nejvíce dílů použít z minulého vozu. Případně alespoň, aby byly již použité díly kompatibilní s novou koncepcí a mohly se tak uplatnit

jako náhradní díly. Většinu dílů jsme si navíc vyráběli svépomocí, a tím značně ušetřili finanční prostředky.

Dle pravidel soutěže Formule Student je cílem navrhnout formuli tak, aby ji bylo možné vyrábět sériově. Proto je vhodné i na tento aspekt pamatovat. V tab. 5 jsou uvedeny ceny nebo výrobní ceny součástí navrženého hnacího ústrojí. Ceny součástí v zelených buňkách uvedené v tabulce nejsou skutečnými výdaji, protože tyto součásti byly dodány v rámci sponzoringu. U těchto součástí je uvedena cena podle ceníku výrobce.

Tab. 5 Nákladové zhodnocení

součást	název součásti	vůz Spikelet	
		hmotnost dílu [kg]	cena [Kč]
1	diferenciál Drexler	2,35	45 000
2	držák diferenciálu levý	0,31	1 500
3	držák diferenciálu pravý	0,255	1 300
4	excentr levý	0,077	600
5	excentr pravý	0,06	500
6	ložisko 61911-2RZ	0,19	1 000
7	ložisko 61810-2RZ	0,052	800
8	poloosy	1,85	1 500
9	unášeč rozety	0,136	800
10	rozeta 36 zubů	0,183	600
11	řetěz	0,94	1 800
12	spojovací materiál	0,35	250
13	pastorek	0,11	300
14	unášeče tripoidních kloubů	1,27	10 000
15	tripoidní klouby	0,75	2 000
16	těsnící kroužky diferenciálu	0,01	180
17	jehlová ložiska HK 2820	0,08	200
18	pojistný kroužek rozety	0,01	80
19	rozpěrné pružiny poloos	0,02	100
20	závitové vložky Helicoil	0,008	200
21	plastové zátky	0,004	50
22	vedení pro pružinu	0,09	70
Celkem:		9,105 kg	68 830 Kč

Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

7.3 Dosažené výsledky v sezoně 2013/2014

S týmem CULS Prague Formula Racing jsme se zúčastnili v sezoně 2013/14 tří závodů. Sezónu jsme zahájili v České republice podnikem v Hradci Králové na okruhu Czech Ring, kde náš tým vybojoval celkové 10. místo z 25 týmů v kategorii formulí se spalovacím motorem. Ve vytrvalostním závodě Endurance obsadil náš vůz pěkné 7. místo. Tento výsledek nás motivoval k dalšímu testování a nastavování vozu s cílem dosáhnout ještě lepších výsledků.

Druhý závod, kterého jsme se zúčastnili, byl v maďarském přístavu Győr. Zde jsme obsadili v závodě Endurance 9. místo z 38 týmů a 23. místo celkově. Tento závod se nám nevydařil úplně podle našich představ.

Poslední možnost jak si vylepšit postavení ve světovém žebříčku, tak byla na italském okruhu Riccardo Paletti ve Varano de' Melegari. Zde se nám podařilo během testování nastavit optimálně podvozek na zdejší povrch a podmínky. Vůz Spikelet zde ukázal svoji rychlost a dokončil kvalifikaci autokros na 6. místě. Hlavní vytrvalostní závod se podařilo dojet na 5. místě ze 44 týmů v kategorii se spalovacím motorem. Celkové 10. umístění s počtem 588,61 bodů bylo pro nás nejlepším výsledkem sezóny. Náš tým se po sezoně 2013/2014 posunul ve světovém žebříčku z 247. místa na 131. místo.

Obr. 57 Formule „Spikelet“ na okruhu Czech Ring v Hradci Králové



Zdroj: CULS Prague Formula Racing (2014)

Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo navrhnout novou koncepci hnacího ústrojí pro formuli SAE, konkrétně pro třetí vůz „Spikelet“. Při návrhu bylo nutné spolupracovat s ostatními kolegy, především s kolegou, který je zodpovědný za motor a jeho parametry. Parametry naměřené na motorové brzdě jsou nezbytně nutné pro návrh zpřevodování formule.

Součástí návrhu nové koncepce bylo třeba rozhodnout o způsobu napínání řetězu a také zajištění přenosu točivého momentu od diferenciálu směrem k nábojům kol. Po vytvoření návrhu hnacího ústrojí jsem musel zajistit výrobu všech součástí ve stanovém termínu podle časového plánu projektu.

Před samotným návrhem byla v druhé kapitole vypracována rešerše hnacích ústrojí používaných v seriálu Formula SAE. Zde jsem se snažil najít inspiraci pro vlastní návrh hnacího ústrojí. Soutěž Formula SAE je omezena pravidly, která musíme při návrhu respektovat. Snahou bylo vyvarovat se chybám při návrhu z koncepcí hnacího ústrojí předchozích generací vozů. Tyto koncepce byly nespolehlivé, špatně rozebíratelné a nastavitelné a zároveň zbytečně těžké. Proto z nich nebylo vhodné ani vycházet.

Třetí kapitola již obsahuje praktickou část práce a to konstrukční návrh stálého převodu. Vycházelo se z typu zvoleného motoru, který byl pro přesné ustavení ve voze naskenován. Pozice a provedení výstupní hřídele motoru je nejlépe přizpůsobena řetězovému převodu. Pro vysokou spolehlivost, jednoduchost a finanční nenáročnost bylo zvoleno toto řešení. Hlavním parametrem stálého převodu je převodový poměr, který lze výměnou pastorku nebo rozety s jiným počtem zubů upravovat. Pro volbu optimální hodnoty převodu byl z naměřené vnější otáčkové charakteristiky sestaven diagram závislosti hnací síly na rychlosti. Dle diagramů pro jednotlivý převodový poměr byl zvolen ten teoreticky nejvhodnější. Avšak pro ověření správnosti při testování byly vyrobeny další dvě řetězové rozety, kterými jsme schopni měnit převodový poměr. Dle zkušeností a profilu závodní trati bylo snahou snížit počet využívaných rychlostních stupňů převodovky na čtyři s cílem zmenšit nároky na ovladatelnost vozu.

Dalším krokem byla volba diferenciálu a umístění do vozu. Hlavní sledované parametry u diferenciálu byla variabilita nastavení svornosti a hmotnost. Těmto parametrům nejlépe vyhověl

diferenciál Drexler Formula Student 2010 V3. Při ustavování diferenciálu do základní polohy je nutné ohlídat, aby nedocházelo v žádné pozici při napínání ke kolizím součástí sekundárního převodu s jinými částmi vozu. Zvolená pozice diferenciálu následně ovlivňuje výsledné rozměry držáků diferenciálů i výsledné těžiště vozu. Vertikální osu rozety bylo výhodné umístit s ohledem na silové poměry na držáky diferenciálu, co nejblíže ložisku.

Protože jsme se chystali otestovat více variant převodových poměrů, bylo výhodné zkonstruovat unášec rozet, na který je šroubovým spojem připevněna řetězová rozeta. Poté následoval výpočet geometrie řetězových rozet.

Volba způsobu napínání vyplynula ze způsobu uchycení držáků, které byly navrženy pevně přichycené k motoru. Bylo tak použito konstrukčního řešení využívající excentrického uložení ložisek diferenciálu. Po tomto kroku již mohla být zvolena ložiska a zkonstruovány excentry s držáky diferenciálu.

Pro přenos točivého momentu od diferenciálu k nábojům kola, byly externě vyrobeny poloosy s drážkováním pro tripoidní klouby. Do diferenciálu byly použity unášeče tripoidních kloubů dodané firmou Drexler-Motorsport GmbH. Na druhé straně byly klouby implementovány přímo do náboje kola.

Všechny zkonstruované komponenty byly podrobeny pevnostním analýzám pomocí metody konečných prvků. Pevnostní analýzy se prováděly především za účelem nalezení kritických míst součástí a k optimalizaci návrhu součástí.

Pokud srovnáme předchozí koncepci hnacího ústrojí s novou koncepcí z hlediska hmotnosti, tak je ta nová o skoro 1,2 kg lehčí. Současně vykazovala v průběhu sezóny vyšší míru spolehlivosti. Také snadná demontáž diferenciálu z vozu a následné přenastavení svornosti mohlo být prováděno za kratší časový úsek. V těchto všech ohledech, tak byla předchozí koncepce překonána. Nedostatky této koncepce vidím především v řešení hnacích hřídelí, které jsou tyčového profilu a jsou poměrně těžké. V mém plánu bylo vyrobit hnací hřídele z uhlíkové kompozitní trubky. Toto řešení by přineslo výraznou úsporu hmotnosti. Bohužel z časových důvodů jsem toto řešení nestihl zrealizovat a otestovat.

Po celou dobu návrhu bylo nutné komunikovat a spolupracovat s ostatními kolegy v týmu, kteří měli za úkol zkonstruovat jiné části vozu, na které jsem musel navazovat a i já jim naopak poskytovat svůj koncept hnacího ústrojí. Tato i další práce, kterým jsem se v tomto projektu věnoval, pro mě byly velmi přínosné a odnáším si spoustu cenných zkušeností. Celému týmu přeji do dalších let mnoho úspěchů.

Seznam použité literatury

- [1] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 392 s. ISBN 80-239-0026-9.
- [3] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky : převodovky : rozvodovky : diferenciály : hnací hřídele : klouby*. 1. vyd. Brno: Vlk, 2000, 312 s. ISBN 80-238-5275-2.
- [4] ŽDÁNSKÝ, B.; ZDENĚK, J.; ČUPERA, J. *Automobily 2 – Převody*. 1. vyd. Brno: AVID, 2004. 129 s. ISBN 80-903-6715-1.
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [6] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. ISBN 80-234-6573-0, Nakladatelství Vlk, Brno 2000.
- [7] Vlk, František. *Koncepce motorových vozidel*. Nakl. Vlk, Brno, 2001, ISBN 80-238-5076-0
- [8] SVOBODA, Jiří. *Teorie dopravních prostředků: vozidla silniční a terénní*. Vyd. 4. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, 213 s. ISBN 80-01-03005-9.
- [9] PAUER, Václav. *Vývoj konstrukce závodních vozů: vše podstatné z historie techniky formulových vozů*. 1. vyd. Praha: Grada, 2011, 355 s. ISBN 978-80-247-3015-8.
- [10] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2004, 661 s. ISBN 80-239-1601-7.
- [11] MATAJSZ, Petr. *Hnací ústrojí formule Dragon 3*. Brno, 2013. 83 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Svída, Ph.D.
- [12] TOVARYŠ, Miroslav. *Hnací ústrojí formule SAE*. Brno, 2011. 66 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.
- [13] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999, xiv, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [14] SHIGLEY, Joseph Edward a Charles R MISCHKE. *Mechanical engineering design. 5th ed*. New York: McGraw-Hill, c1989, xxv, 779 p. ISBN 00-705-6899-5.
- [15] MILLIKEN, William. *Race Car Vehicle Dynamics* : SAE – Warrendale, 1995. 890s. ISBN:1-56091-526-9
- [16] TRZESNIOWSKI, Michael. *Rennwagentchnik* : Vieweg+Teubner - Wiesbaden, 2008. 872s. ISBN:978-3-8348-0484-6

- [17] SEHERR-THOSS, H.Chr./SCHMELZ, F./AUCKTOR, E. *Universal Joints and Driveshafts* :Springer – Heidelberg, 2006. 366s. ISBN:978-3-540-30169-1
- [18] HOOSIER TIRES. [online]. [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: <http://www.hoosiertire.com/fsae2011.htm>
- [19] Bob Woods, 1996 *Formula SAE Rules*, (Warrendale, PA) : Educational Relations SAE International, p. 4.]
- [20] CULS Prague Formula Racing. [online]. [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: <http://culsracing.cz/formule-studentsae/>
- [21] FORMULA SAE. *Formula SAE Rules* [online]. 2015-16. [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: 1) http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf
- [22] GECÍK, Martin. *História vzniku homokinetických kĺbov* [online]. [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: <http://www.engineering.sk/index.php/clanky2/stroje-a-technologie/1546-historia-vzniku-homokinetickykh-kbov>
- [23] BRABEC, Pavel. *Dynamika vozidla* [online]. [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2025>
- [24] SOLIDVISION. *Simulace v systémech CAD* [online]. [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/simulace-v-systemech-cad.html>
- [25] VRBKA, Martin a Michal VAVERKA. *Metoda konečných prvků* [online]. [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1_mkp.pdf
- [26] DASSAULT SYSTEMES. *Objemová síť* [online]. [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: http://help.solidworks.com/2015/czech/SolidWorks/cworks/c_Solid_Mesh.htm?format=P

Seznam obrázků

Obr. 1 Mapa registrovaných týmů do soutěže Formula SAE®	3
Obr. 2 Soutěžní vůz „Grimsel“ týmu AMZ Racing univerzity ETH Zurich.....	4
Obr. 3 Diagram vyjadřující hodnotu disciplín v soutěži	6
Obr. 4 Umístění krytu sekundárního převodu	6
Obr. 5 Řetězový převod.....	9
Obr. 6 Řemenový převod	10
Obr. 7 Převod kloubovým (kardanovým) hřídelem	10
Obr. 8 Převod kuželovým soukolím se zubovou spojkou vozu týmu High-Octane Motorsport	11
Obr. 9 Převod prostřednictvím ozubených kol s diferenciálem uvnitř bloku motoru	12
Obr. 10 Uspořádání diferenciálu	13
Obr. 11 Kinematické a silové poměry diferenciálu	13
Obr. 12 Činnost diferenciálu při zatáčení automobilu	15
Obr. 13 Samosvorný vačkový diferenciál axiální (vlevo) a radiální (vpravo).....	17
Obr. 15 Diferenciál Borg-Warner	19
Obr. 16 Diferenciál typu Torsen	20
Obr. 17 Diferenciál s viskózní spojkou	21
Obr. 18 Křížový kloub	22
Obr. 19 Rzeppův-Birfieldův kloub	22
Obr. 20 Bendixův-Weissův kloub	23
Obr. 21 Thompsonův kloub.....	23
Obr. 22 Hvězdicový tripoidní kloub.....	24
Obr. 23 Naskenovaný model motoru Honda CB 600F Hornet.....	25
Obr. 24 Vnější rychlostní charakteristika motoru	26
Obr. 25 Diagram závislosti hnací síly na rychlosti (sekundární převod 36/11)	29
Obr. 26 Pilový diagram sekundárního převodu 36/11.....	30
Obr. 27 Vyrobený pastorek s 11 zuby	31
Obr. 28 Diagram zrychlení vozidla v závislosti na rychlosti.....	33
Obr. 29 Řemenový sekundární převod vozu „Pražský démon“	34
Obr. 30 Diferenciál Drexler LSD Formula Student 2010 v „rozpadu“	35
Obr. 31 Zástavbové rozměry diferenciálu Drexler LSD Formula Student 2010 V3	36
Obr. 33 Zadní pohled na pozici diferenciálu vzhledem k pastorku a úchytným místům	37
Obr. 34 Model unášeče rozety.....	39

Obr. 35 Ozubení řetězového kola	39
Obr. 36 Model rozety s 36 zuby	41
Obr. 37 Polotovary pro výrobu řetězových rozet	42
Obr. 38 Schéma řetězového převodu	42
Obr. 39 Silové působení v řetězovém převodu.....	43
Obr. 40 Správně nasazená spona řetězové spojky.....	44
Obr. 41 Napínání řetězu realizované napínací kladkou	45
Obr. 42 Translační způsob napínání.....	46
Obr. 43 Rotační způsob napínání	47
Obr. 44 Excentrický způsob napínání.....	47
Obr. 45 Znázornění sil působících na ložiska.....	48
Obr. 46 Rozměry ložiska 61911-2RZ	49
Obr. 47 Rozměry ložiska 61810-2RZ	50
Obr. 48 Excentr A	51
Obr. 49 Excentr B	51
Obr. 50 Rozpad sestavy držáků diferenciálu s excentry.....	53
Obr. 51 Tripoidní kloub od firmy Drexler-Motorsport GmbH.....	54
Obr. 52 Unášec tripoidních kloubů od firmy Drexler-Motorsport GmbH.....	55
Obr. 53 Kompletní sestava hnacího ústrojí vozu „Spikelet“	56
Obr. 54 Vysíťovaný výpočtový model držáku diferenciálu.....	58
Obr. 55 Rozložení napětí v levém držáku diferenciálu.....	60
Obr. 56 Zobrazení posunutí v levém držáku diferenciálu	60
Obr. 57 Formule „Spikelet“ na okruhu Czech Ring v Hradci Králové	63

Seznam tabulek

Tab. 1 Převodové poměry převodovky motoru Honda CB 600 F Hornet 2008	28
Tab. 2 Navržené převodové poměry sekundárního převodu	28
Tab. 3 Součinitel adheze na různém povrchu	32
Tab. 4 Teoretické maximální zrychlení automobilu	32
Tab. 5 Nákladové zhodnocení	62

Seznam použitých zkratk a symbolů

a	[mm]	Vzdálenost osa rozety – ložisko A
A	[mm]	Osová vzdálenost řetězového převodu
a_{\max}	[m.s ⁻²]	Maximální zrychlení vozidla
a_r	[m]	Rozchod kol
A_{ξ}	mm ²	Průřez šroubu
b	[mm]	Vzdálenost ložisko A – ložisko B
b_1	[mm]	Šířka článku řetězu
B_1	[mm]	Šířka zubu jednořadého kola
C	[mm]	Hodnota zaoblení zubu
C_{ξ}	[-]	Součinitel C pro výpočet délky řetězu
d_1	[mm]	Průměr válečku
D_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
D_g	[mm]	Největší průměr věnce kola
D_f	[mm]	Průměr patní kružnice
D_t	[mm]	Průměr roztečné kružnice
E	[MPa]	Modul pružnost v tahu
e	[mm]	Excentricita uložení ložisek
f	[mm]	Rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce
F_{ad}	[N]	Maximální přenositelná síla z hnacích kol na vozovku
f_{ub}	MPa	Jmenovitá hodnota meze pevnosti šroubu
$F_{\xi ret}$	[N]	Síla přenášená řetězem
F_{Sp}	[N]	Síla namáhání spoje
F_v	[N]	Únosnost celého šroubové spoje
$F_{v,RD}$	[N]	Únosnost jednotlivého spojovacího prvku
G_{ad}	[N]	Zatížení hnané nápravy
h	[mm]	Vzdálenost mezi dnem a přechodem poloměru R_1 do poloměru R_2
i_{1st}	[-]	Převodový poměr prvního rychlostního stupně [-]
i_{prim}	[-]	Převodový poměr primárního převodu
i_{sek}	[-]	Převodový poměr sekundárního převodu
i_{st}	[-]	Převodový poměr jednotlivých rychlostních stupňů
$m_{1čl}$	[kg]	Hmotnost jednoho článku řetězu
m_c	[kg]	Hmotnost vozu s jezdcem

M_{dif}	[N.m]	Teoretický maximální točivý moment na diferenciálu
m_h	[kg]	Zatížení hnací nápravy
M_k	[N.m]	Točivý moment motoru
M_l	[N.m]	Točivý moment hnací hřídele levého kola
M_p	[N.m]	Točivý moment hnací hřídele pravého kola
M_{roz}	[N.m]	Točivý moment na rozetě
$m_{řet}$	[kg]	Hmotnost řetězu
M_t	[N.m]	Točivý moment
M_{tmax}	[N.m]	Maximální točivý moment motoru
n_l	[s ⁻¹]	Otáčky levého kola
n_m	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
n_p	[s ⁻¹]	Otáčky pravého kola
p	[mm]	Rozteč článku řetězu
R	[m]	Poloměr kružnice, kterou opisuje střed nápravy
R_1	[mm]	Poloměr dna zubové mezery
R_2	[mm]	Poloměr přechodové kružnice
R_3	[mm]	Poloměr zaoblení zubu
R_A	[N]	Síla v ložisku A
R_B	[N]	Síla v ložisku B
r_d	[m]	Poloměr kol
Re	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
r_{rk}	[m]	Poloměr roztečné kružnice šroubového spoje
r_{roz}	[mm]	Poloměr rozety
u	[mm]	Vzdálenost mezi středy poloměrů dna zubu
v_t	[m.s ⁻¹]	Rychlost středu
v_l	[m.s ⁻¹]	Obvodová rychlost levého kola
v_p	[m.s ⁻¹]	Obvodová rychlost pravého kola
X	[-]	Počet článků řetězu
z_1	[-]	Počet zubů pastorku
z_2	[-]	Počet zubů rozety
z_{var1}	[-]	Počet zubů rozety

α	[°]	Úhel boku zubu
α_v	[-]	Koeficient průřezu
η_{mech}	[-]	Mechanická účinnost celého převodového ústrojí
μ	[-]	Poissonův poměr
μ_a	[-]	Součinitel adheze
π	[-]	Ludolfovo číslo
τ	[MPa]	Napětí šroubového spoje ve stříhu
τ_{dov}	[MPa]	Dovolené napětí šroubového spoje ve stříhu
ω_l	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost levého kola
ω_p	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost pravého kola
ω_t	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost skříně diferenciálu