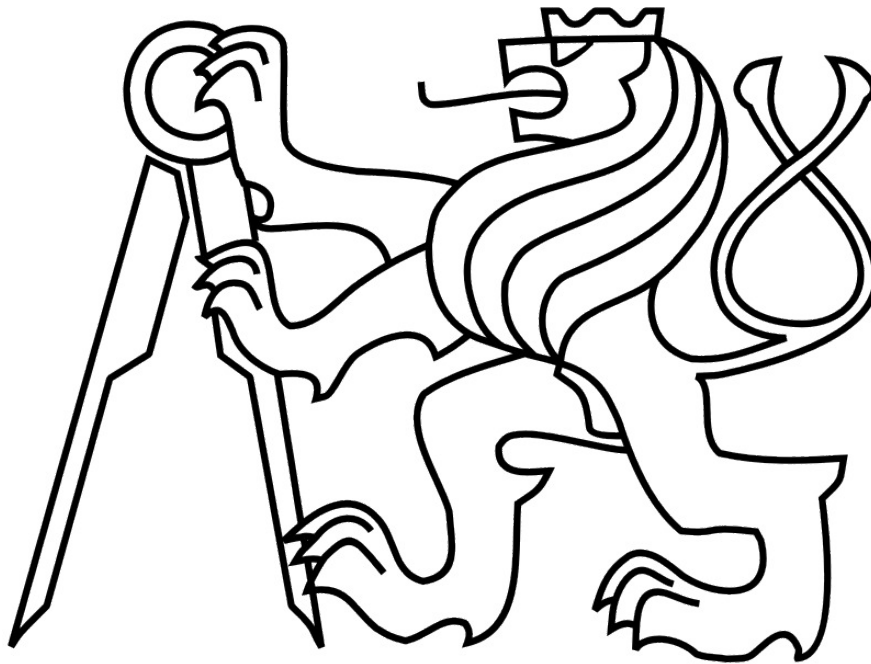


# České vysoké učení technické v Praze

## Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



## Diplomová Práce

Konstrukce bloku motoru pro vůz Formula Student se zaměřením na  
zástavbu převodového ústrojí a zavěšení zadní nápravy

Design of engine block for Formula Student vehicle focused on  
gearbox and rear suspension implementation

Student: Bc. Jonáš Zaccpal

Vedoucí práce: Ing. Jan Valášek

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Místo této str. vložit zadání!!

Místo této str. vložit zadání !!!!

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v závěru této práce.

V Praze dne: 27. 9. 2015

Jonáš Zaccpal

## Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel za podporu týmu CTU CarTech, bez které by tým nemohl existovat a bez které by neexistovalo ani zadání mé diplomové práce. Zvláštní poděkování patří vedoucímu práce Ing. Janu Valáškoví a konzultantům Ing. Tomáši Karnišovi a Ing. Jindřichu Hruškovi za velmi přínosné rady.

## Anotace

|                 |   |
|-----------------|---|
| Název práce:    | Konstrukce bloku motoru pro vůz Formula Student se zaměřením na zástavbu převodového ústrojí a zavěšení zadní nápravy   |
| Autor:          | Bc. Jonáš Zaccpal   |
| Vedoucí práce:  | Ing. Jan Valášek  |
| Akademický rok: | 2015/2016   |
| Ústav:          | Ú 12120 – ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel   |
| Rozsah:         | 87 stran<br>15 tabulek<br>48 obrázků<br>4 výkresy<br>DVD s přílohami  |
| Anotace:        | Cílem této práce je konstrukce části bloku motoru pro vůz týmu CTU Cartech. Práce zahrnuje popis dosavadního motoru a omezení motoru pravidly soutěže Formula Student/SAE, samotnou konstrukci části vlastního bloku motoru, adaptaci zadní nápravy a diferenciálu do bloku motoru, náhradu řetězového sekundárního převodu převodem ozubenými koly, analýzu bloku motoru pomocí MKP a částečnou výrobní dokumentaci. |
| Klíčová slova:  | konstrukce bloku motoru, stálý převod, ozubení, samonosný blok motoru, zadní náprava, kinematika zadní nápravy, MKP analýza, Formula Student/SAE, sekvenční převodovka  |

## Annotation

|                |  |
|----------------|--|
| Title:         | Design of engine block for Formula Student vehicle focused on gearbox and rear suspension implementation   |
| Author:        | Bc. Jonáš Zaccpal  |
| Supervisor:    | Ing. Jan Valášek   |
| Akademic year: | 2015/2016  |
| Department:    | Ú 12120 – Department of Automobiles, Internal combustion engines and Railway vehicles  |
| Size:          | 87 pages<br>15 tables<br>48 pictures<br>4 drawings<br>DVD containing annexes   |
| Anotace:       | The aim of this thesis is to design engine block for the CTU CarTech Formula Student/SAE vehicle. The thesis contains relevant FSAE competition rules, measurement of the currently used factory engine and design restrictions induced by gearbox and rear suspension. In the next section, the actual drivetrain design, differential integration and calculation of spur gear final drive takes place. CAD design of the engine block, FEA calculations and basic technical drawings are situated in the end of the thesis. |
| Klíčová slova: | CAD engine block design, gear calculation, Formula Student/SAE, rear suspension, rear suspension kinematics, FEM analysis, sequential gearbox  |

## Obsah:

|   |    |
|---|----|
| 1. Úvod .....   | 10 |
| 1.1. Cíle.....  | 11 |
| 2. Motor Yamaha RJ11 .....  | 12 |
| 3. Související pravidla soutěže Formula Student/SAE.....                      | 14 |
| 3.1 Pravidla týkající se motoru .....   | 14 |
| 3.2. Pravidla týkající se nosné struktury .....                               | 15 |
| 4. Koncepce vozu a motoru FS.0X.....  | 18 |
| 5. Motor FS.0X .....  | 22 |
| 5.1. Měření stávajících dílů .....  | 22 |
| 5.2. Hnací ústrojí .....  | 24 |
| 5.2.1. Primární převod.....   | 24 |
| 5.2.1.1. Lisování ozubeného věnce primárního převodu .....                    | 26 |
| 5.2.1.2. Životnost ozubení primárního převodu .....                           | 27 |
| 5.2.2. Spojka .....   | 28 |
| 5.2.3. Převodovka a řadící mechanismus .....                                  | 29 |
| 5.2.3.1. Řadící mechanismus.....  | 30 |
| 5.2.4. Stálý převod.....  | 32 |
| 5.2.4.1. Vstupní data pro výpočet ozubení .....                               | 32 |
| 5.2.5. Výpočet ozubení stálého převodu.....                                   | 35 |
| 5.2.5.1. Výsledky metody ISO 6336:2006 pro nekonečnou životnost soukolí ..... | 37 |
| 5.2.5.2. Výpočet pomocí softwaru GEAR pro omezenou životnost soukolí .....    | 38 |
| 5.2.6. Konstrukce stálého převodu .....                                       | 40 |
| 5.2.7. Diferenciál .....  | 42 |
| 5.2.8. Výpočet trvanlivosti ložisek diferenciálu .....                        | 43 |
| 5.3. Konstrukce bloku motoru.....   | 46 |
| 5.3.1. Konstrukční omezení výrobní technologií .....                          | 46 |
| 5.3.2. Konstrukční omezení zadní nápravou .....                               | 48 |
| 5.3.2.1. Pneumatiky.....  | 48 |
| 5.3.2.2. Kinematika zadní nápravy .....                                       | 49 |
| 5.3.2.3. Volba typu nápravy .....   | 49 |
| 5.3.2.4. Požadavky na kinematiku zadní nápravy vozu Formula Student/SAE.....  | 50 |
| 5.3.2.5. Výška centra klopení .....   | 50 |



|   |           |
|---|-----------|
| 5.3.2.6. Změna odklonu kola s pružením .....                              | 52        |
| 5.3.2.7. Změna natočení kola s pružením .....                             | 52        |
| 5.3.2.8. „Anti“ geometrie .....   | 53        |
| 5.3.2.9. Změna rozchodu nápravy s pružením .....                          | 53        |
| 5.3.2.10. Návrh kinematiky v softwaru Lotus Suspension Analysis.....      | 53        |
| 5.3.2.11. Konstrukce zadní nápravy .....                                  | 54        |
| 5.3.3. CAD konstrukce bloku motoru .....                                  | 56        |
| 5.3.4. Porovnání zadní části vozu FS.06 a FS.0X .....                     | 63        |
| 5.4. Příslušenství motoru .....   | 65        |
| 5.4.1. Ovládání řazení.....   | 65        |
| 5.4.2. Ovládání spojky .....  | 65        |
| <b>6. Deformačně napěťová analýza pomocí metody konečných prvků .....</b> | <b>67</b> |
| 6.1. Zatěžující síly .....  | 67        |
| 6.1.1. Síly od převodového ústrojí.....                                   | 68        |
| 6.1.2. Síly působící na blok motoru od zadní nápravy .....                | 70        |
| 6.1.2.1. Zatažení.....  | 70        |
| 6.1.2.2. Akcelerace .....   | 71        |
| 6.1.2.3. MKP Analýza sil v úchytných bodech zadní nápravy .....           | 72        |
| 6.2. MKP Analýza dílčích celků bloku motoru .....                         | 74        |
| 6.2.1. Analýza krytu spojky.....  | 74        |
| 6.2.2. Analýza čepu vahadla odpružení a jeho úchyty .....                 | 75        |
| 6.3. MKP Analýza sestavy bloku motoru .....                               | 76        |
| 6.3.1. Příprava modelu pro výpočet.....                                   | 77        |
| 6.3.2. Okrajové podmínky výpočtu .....                                    | 78        |
| 6.3.3. Zatížení .....   | 79        |
| 6.3.4. Vyhodnocení výsledků MKP analýzy .....                             | 80        |
| 6.3.5. Shrnutí výsledků MKP analýzy.....                                  | 83        |
| <b>7. Závěr .....</b>   | <b>84</b> |
| <b>8. Použitá literatura.....</b>   | <b>85</b> |
| <b>9. Seznam Příloh .....</b>   | <b>87</b> |

# 1. Úvod

V této práci se budu zabývat konstrukcí části bloku motoru pro vůz týmu CTU CarTech, účastníčího se soutěže Formula Student, se zaměřením na adaptaci zadní nápravy a implementaci převodovky a diferenciálu. Navrhovaný motor by měl být vhodným kompromisem mezi používanými sériovými motory především z hlediska hmotnosti, ceny a spolehlivosti.

Formula Student/SAE je evropská odnož inženýrské soutěže, pořádané asociací SAE (Society of Automotive Engineers), ve které mají studenti za úkol navrhnout, zkonstruovat a závodit s monopostem formulového typu. Cílem soutěže je uspět ve fiktivním výběrovém řízení firmy, která má zájem takový vůz vyrábět v množství 1000 ks ročně. Z tohoto důvodu nestačí jen dobrá dynamika a spolehlivost vozu, ale zohledňuje se také výrobní cena s ohledem na malosériovou výrobu a v neposlední řadě prezentace „Business plánu“. Soutěž vznikla na počátku osmdesátých let v USA a během 30 let se rozšířila do celého světa. Momentálně se soutěže účastní přibližně 500 týmů, z toho čtyři týmy z České republiky.

Soutěž je regulována pravidly, která popisují průběh jednotlivých disciplín, stanovují požadavky na závodní vozidla a zajišťují bezpečný průběh závodu. Přestože jsou bezpečnostní pravidla poměrně přísná, je studentům ponecháno široké pole působnosti při řešení ostatních technických problémů, jako je i konstrukce vlastních motorů.

Tým CTU CarTech používá už od svého vzniku motocyklový motor Yamaha YZF R6 (konkrétně typ RJ11) s velkým výkonovým potenciálem, který ale může být využit jen z části z důvodu restrikce v sání, dané pravidly soutěže. Z toho vyplývá jeho vysoká spolehlivost, ale i poměrně malý výkon vzhledem ke hmotnosti motoru.

V poslední době se dostává do popředí koncepce s jednoválcovým motorem, který může dosahovat při nižší hmotnosti srovnatelného výkonu, ovšem za cenu spolehlivosti a obrovských investic v řádu statisíc korun do jednoho motoru za sezónu. Z tohoto důvodu se tým rozhodl raději investovat úsilí do optimalizace stávajícího motoru Yamaha R6. Vzhledem ke značnému rozsahu tématu se vedoucí práce Ing. Jan Valášek rozhodl rozdělit ji na dvě zadání. Druhé části, která obsahuje konstrukci klikové skříně, mazání, chlazení a uchycení motoru k nosné struktuře, se věnuje ve své diplomové práci Bc. Jakub Urban.

Vůz s motorem navrženým v těchto dvou diplomových pracích dostal interní název FS.0X.

## 1.1. Cíle

Cílem této práce je navrhnout blok motoru, který bude splňovat pravidla soutěže Formula Student/SAE, a také bude možné jeho výrobu zrealizovat. Z toho důvodu je snaha převzít z továrního motoru co nejvíce komponentů, včetně hlavy motoru, klikového ústrojí, spojky a převodovky.

Aby výroba motoru měla smysl, je potřeba odhadnout jeho přínosy. Dále je třeba si ujasnit, které komponenty vozu je vhodné do bloku motoru integrovat, a zdali se vyplatí využít ho coby součást nosné struktury. V případě integrace zadní nápravy je vhodné počítat do budoucna s možnou změnou kinematiky, tedy i úchytných bodů na motoru. Vzhledem k požadavku zástavby diferenciálu do bloku motoru je třeba počítat s nutností poměrně časté výměny olejové náplně diferenciálu, tedy s možností přístupu k diferenciálu, pokud možno bez rozebrání celého motoru.

## 2. Motor Yamaha RJ11

Když se zakládající členové týmu rozhodovali, který motor použít pro pohon prvního vozu, byl zvolen agregát Yamaha RJ11, pocházející z motocyklu Yamaha YZF R6 (2006-2007). Jedná se o čtyřválcový motor o objemu 599 cm<sup>3</sup> a výkonu 93 kW při otáčkách 14500 min<sup>-1</sup>. Jako je standardem u současných motocyklových motorů, je i zde sdílený blok motoru a převodovky se spojkou, pracující v olejové lázni. Převodovka je šestistupňová, sekvenčně řazená. Mazání je použito s tzv. „mokrou skříní“ – jako sběrná nádoba slouží olejová vana, jedna olejová náplň slouží pro mazání motoru, převodovky i spojky. Mazací systém zahrnuje chlazení pístů pomocí ostříku jejich dna. Motor je vodou chlazený, vodní čerpadlo je hnané řetězem společně s olejovou pumpou. Motor je vybaven elektronickým vstřikováním a zapalováním, dvěma řadami vstřikovačů a proměnnou délkou sání. Suchá hmotnost motoru činí 57 kg.

Tento motor vyniká vysokým výkonem, spolehlivostí a navíc je poměrně levný (pokud je pořízen jako použitý). Motory pro pohon vozů Formula Student/SAE totiž většinou pocházejí z havarovaných motocyklů, což sebou nese také výhodu dobré dostupnosti náhradních dílů. Mezi nevýhody tohoto agregátu patří především vysoká poloha těžiště, vysoká hmotnost a nesnadná zástavba do vozu kategorie Formula Student/SAE.

Na částečném řezu motoru (Obr. 1) je vidět, že klikový hřídel, který výšku těžiště spolu se sklonem válců určuje nejvíce, leží vysoko nad vozovkou. Spodní část bloku je tak nevyužitá, až na části olejového systému, které se zde nacházejí. Z obrázku je také patrná vysoká poloha hřídelů převodovky, které jsou umístěny tak, aby výstupní hřídel byl co nejbližší ose otáčení kyvné vidlice. Olejová vana je vysoká a složitě profilovaná s ohledem na zástavbu do rámu motocyklu.



Obr. 1 – Částečný řez motorem

Yamaha YZF R6 RJ 11

Spolehlivost při použití ve voze Formula Student/SAE pozitivně ovlivňuje restrikce v sání, která nedovolí vlivem aerodynamického ucpání využít vysoké otáčky, ve kterých sériový motor podává nejvyšší výkon. Maximální otáčky jsou tak omezeny zhruba na  $12000 \text{ min}^{-1}$  z původních  $16000 \text{ min}^{-1}$ . To znamená téměř dvojnásobné snížení setrvačných sil při maximálních otáčkách. S tímto faktem je spojena otázka, jestli není motor pro toto použití předimenzován.

## 3. Související pravidla soutěže Formula Student/SAE

V této podkapitole bude uveden výběr z pravidel soutěže Formula Student/SAE [1], týkající se motoru. Pravidla soutěže Formula Student/SAE omezují konstrukci především na místech, kde by porucha mohla vyústit ve zranění pilota a nejpodrobnější pravidla se tedy týkají nosné struktury vozidla. Vzhledem k reálné možnosti využít blok motoru jako součást nosné struktury budou zmíněna i pravidla, upravující použití nekonvenční nosné struktury. Vzhledem k plánovanému využití stávajícího monokoku, vycházejícího z vozu FS.07, se jedná o pravidla týkající se pouze zadní části nosné struktury – od hlavního oblouku až k zadní části vozu, která musí být navržena na míru motoru FS.0X.

### 3.1 Pravidla týkající se motoru

#### IC1.1 Omezení použitého motoru

IC1.1.1 Motor(y) pohánějící vůz musí být čtyřtákní pístové s objemem nepřesahujícím  $610 \text{ cm}^3$ . Hybridní pohony jsou zakázány. Veškeré odpadní teplo z primárního cyklu může být dále využito.

IC1.1.2 Motor(y) mohou být upravovány v rámci pravidel FSAE.

IC1.1.3 Pokud je použito více motorů, celkový objem nesmí překročit  $610 \text{ cm}^3$  a vzduch pro všechny motory musí procházet jedním restriktorem v sání (viz. pravidlo IC1.6)

#### IC1.3 Startér

Každý vůz musí být vybaven startérem, který musí být použit při každém startování motoru v rámci soutěže. Roztlačování vozu nebo použití externího startéru je zakázáno.

#### IC1.4 Sání motoru

IC1.4.1 Všechny části sání a vstřikování, včetně vzduchového filtru a airboxu musí ležet uvnitř obálky tvořené rovinami tečnými na horní povrch hlavního oblouku a vnější povrch pneumatik (předních i zadních).

IC1.4.2 Jakákoli část sání, ležící níž než 350 mm nad vozovkou musí být chráněna proti nárazu z boku a zezadu rámem, popsáným pravidly T3.25 a T3.34.

### IC1.6 Restriktor v sání

IC1.6.1 Za účelem omezení výkonu motoru musí být v sání umístěn jeden kruhový restriktor tak, aby veškerý vzduch vstupující do motoru procházel skrze něj. U atmosféricky plněných motorů musí být restriktor umístěn mezi klapkou a motorem.

IC1.6.2 Maximální průměr restriktoru je 20 mm pro benzinové motory a 19 mm pro motory poháněné ethanolem E-85.

IC1.6.3 Restriktor musí být umístěn na takovém místě, aby byl dobře přístupný při technické přejímce a bylo možné ho zkontrolovat.

### IC1.10 Odvětrání klikové skříně

IC1.10.1 Jakýkoli prvek ventilující klikovou skříň, zavedený do sání, musí být zapojen před Restriktor.

IC1.10.2 Odvětrání klikové skříně do výfuku, nebo podtlakových zařízení připojených k výfuku, je zakázané.

## 3.2. Pravidla týkající se nosné struktury

### ČÁST T – OBECNÉ TECHNICKÉ POŽADAVKY

#### T3.2 Obecné požadavky

Primární nosná struktura musí zahrnovat dva oblouky chránící proti překlopení, které jsou vyztužené, čelní přepážku, deformační prvek a konstrukci chránící proti bočnímu nárazu.

#### T3.3 definice

Hlavní oblouk – oblouk chránící v případě překlopení, umístěný vedle, nebo hned za pilotem.

Přední oblouk – oblouk chránící v případě překlopení, umístěný nad nohama pilota, v blízkosti volantu

Podpora výztuhy oblouku – konstrukce spojená na jednom konci s hlavním obloukem a na druhém konci s výztuhou oblouku.

Rám – konstrukce, která zajišťuje spojení všech funkčních celků vozidla. Tato konstrukce může být svařenec, nebo sestava více svařenců, nebo kombinace svařence a kompozitní části.

Primární nosná struktura – skládá se z následujících komponentů:

- 1) Hlavní oblouk
- 2) Přední oblouk

- 3) Výztuhy obou oblouků
- 4) Konstrukce chránící proti bočnímu nárazu
- 5) Přední příčka a její výztuhy
- 6) Všechny prvky rámu, které přenášejí síly z bezpečnostních pásů do prvků 1-5
- 7) Triangulace „z uzlu do uzlu“ – uspořádání jednotlivých prvků rámu, promítnuté do roviny kde jakákoli síla, ležící v této rovině, umístěná v jakémkoli uzlu vyústí pouze v tlakovou nebo tahovou sílu v jakémkoli prvku rámu.

#### T3.4.1 Materiály

Primární nosná struktura musí být vyrobena z ocelových trubek kruhového průřezu (min. 0,1% obsah uhlíku) minimálních rozměrů, definovaných v tabulce ([1] str. 26), nebo ze schválených alternativ daných pravidly T3.5, T3.6 a T3.7.

#### T3.11 Hlavní oblouk

T3.11.1 Hlavní oblouk musí být vyroben z jednoho kusu trubky kruhového průřezu vyhovující pravidlu T3.4.1.

T3.11.2 Použití hliníkových a titanových slitin a kompozitních materiálů je zakázáno.

T3.11.3 Hlavní oblouk musí vycházet z nejnižší položeného prvku rámu na jedné straně rámu a napojit se do nejnižší položeného prvku na druhé straně rámu.

T3.11.4 Při pohledu z boku nesmí být hlavní oblouk zakloněn o víc než 10° od vertikální osy od místa napojení na horní trubku, chránící proti bočnímu nárazu, a výše.

T3.11.5 Při pohledu z boku, jakýkoli ohyb na hlavním oblouku musí být vyztužen triangulací „z uzlu do uzlu“ a vycházet z podpory výztuhy hlavního oblouku.

T3.11.6 Při pohledu z boku, část hlavního oblouku, nacházející se pod horní trubkou chránící proti bočnímu nárazu, smí být zakloněna maximálně o 10° od vertikální osy směrem dozadu, a libovolně směrem ke přední části vozu.

T3.11.7 Při pohledu zepředu, rozestup spodních konců hlavního oblouku musí být větší než 380mm.

#### T3.13 Výztuhy hlavního oblouku

T3.13.2 Hlavní oblouk musí být vyztužen dvěma výztuhami.

T3.13.3 V jakém směru od vertikální osy je zakloněn hlavní oblouk, ve stejném směru musí být zakloněny i jeho výztuhy.



T3.13.4 Výztuhy hlavního oblouku nesmí být uchyceny k hlavnímu oblouku níže, než 160mm od vrcholu hlavního oblouku. Úhel mezi hlavním obloukem a jeho výztuhami nesmí být menší než 30°.

T3.13.5 Výztuhy hlavního oblouku musí být rovné, bez jakýchkoli ohybů.

T3.13.7 Spodní konec každé výztuhy hlavního oblouku musí být připojen zpět k hlavnímu oblouku prostřednictvím minimálně dvou prvků, které odpovídají pravidlu T3.5.5.

T3.13.8 Výztuhy hlavního oblouku musí být vyrobeny z trubek, odpovídajících pravidlu T3.4.1.

#### ČÁST AF – ALTERNATIVNÍ PRAVIDLA PRO KONSTRUKCI RÁMU

V této části je povolena možnost alternativního přístupu ke konstrukci rámu. Účelem je především usnadnit prokazování ekvivalentní tuhosti a pevnosti laminátových částí struktury a monokoků vzhledem k ocelovým ráům. Použít alternativní nosnou strukturu lze za předpokladu splnění dvou podmínek:

- 1) Doložení daných maximálních výchylek a napětí na stanovených místech rámu.
- 2) Splnění všech podmínek pro ocelový rám, kromě podmínek stanovených v sekci AF7 a AF8.

Dle těchto alternativních pravidel byl navržen „semi“ monokok vozu FS.07 a bylo by možné navrhnout tak i monokok, který by zcela eliminoval použití ocelového rámu (až na hlavní oblouk a jeho dvě výztuhy), a který by byl vhodněji navržen i z hlediska přenášených sil od motoru a zadní nápravy. Bohužel v době, kdy byla tato diplomová práce zadána, nebyly k dispozici ani výhledově prostředky na návrh a výrobu monokoku, který by byl optimalizovaný pro použití vlastního bloku motoru.

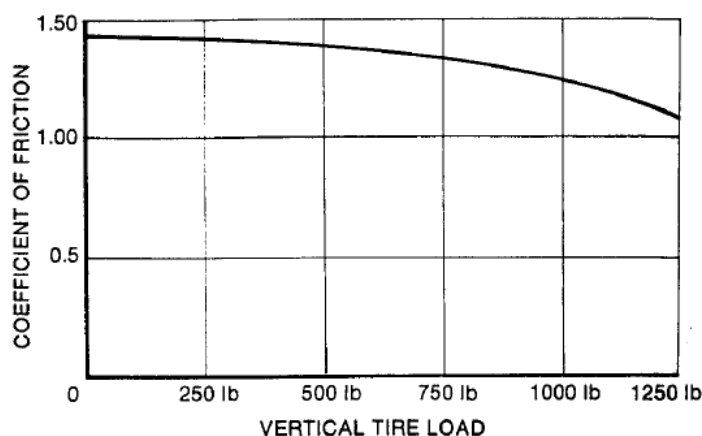
Byla tedy zvolena nosná struktura sestávající se z monokoku FS.07 vpředu a ocelového trubkového rámu vzadu.

## 4. Koncepce vozu a motoru FS.0X

Jak bylo zmíněno v úvodu, nejúspěšnější vozy většinou používají koncepci s jednoválcovým motorem, který je lehký a po větších investicích může být i dostatečně výkonný. Snižování hmotnosti vozu má pouze výhody a to jak pro dynamiku jízdy, tak i pro bodové ohodnocení v soutěži.

Přínos snižování hmotnosti pro podélnou dynamiku (bez výrazného prokluzu kol) je zřejmý – stejná hnací síla při snížené hmotnosti přinese větší zrychlení vozu. Pro příčnou dynamiku, která navíc tvoří většinu dynamických disciplín, je však přínos také značný vzhledem k citlivosti pneumatik na svislé zatížení. Se vzrůstajícím zatížením pneumatiky totiž koeficient tření v podélném i příčném směru klesá [2] (Obr. 2).

Mezi parametry, důležité pro dynamiku jízdy, patří velikost rozvoru, předního i zadního rozchodu kol, výška těžiště a rozložení hmotnosti. Ze vztahu (1) pro případ zatáčení je zřejmé, že celková přenesená síla na vnější kolo bude tím menší (a tedy koeficient tření bude tím větší), čím niž bude těžiště a čím větší bude rozchod kol. Obdobný vztah platí i pro brzdění a akceleraci (bude odvozeno v kapitole 6.1.).



Obr. 2 – Citlivost pneumatik na svislé zatížení [3]

$$F_n = \frac{L_r \cdot m \cdot g \cdot \frac{T_f}{2} \pm L_r \cdot m \cdot a_{lat} \cdot H}{L \cdot T_f} \quad (1)$$

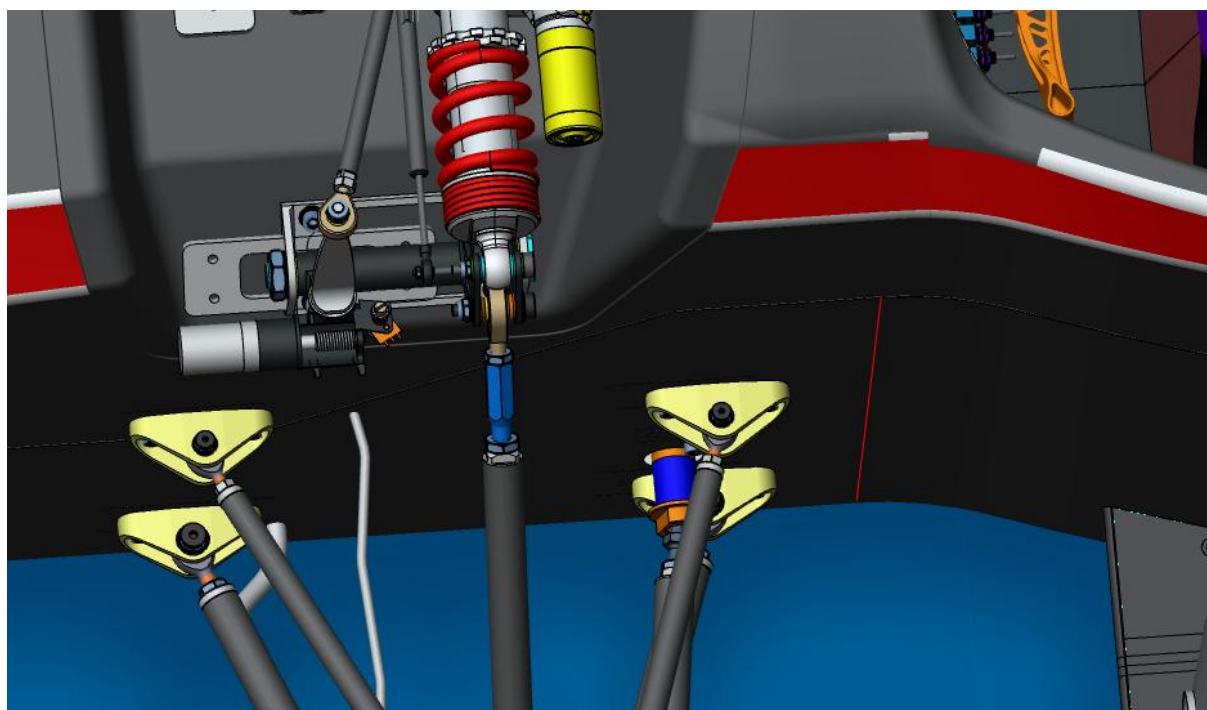
Nevýhodou velkého rozchodu kol je obtížný průjezd úzkými místy na trati a omezená možnost využít ideální stopu při průjezdu zatáčkou. Běžně se hodnoty rozchodu pohybují kolem 1180 mm (FS.06) a tato hodnota bude pro další práci výchozí hodnotou.

Minimální rozvor, daný pravidly, činí 1525mm. Mezi výhody zkracování rozvoru patří vyšší torzní tuhost nosné struktury, menší hmotnost rámu a menší moment setrvačnosti vozu kolem svislé osy.

Rozložení hmotnosti v podélném směru je při použití továrního motoru Yamaha R6 vždy ve prospěch zadní nápravy. Ani na jednom z předchozích vozů se nepodařilo snížit zatížení zadní nápravy pod 55%. Pro neutrální chování v zatáčce (a tedy nejvyšší boční

zrychlení [4]) je potřeba dosáhnout většího zatížení přední nápravy (přesná hodnota je však závislá na velkém množství parametrů vozu).

To lze dosáhnout „posunutím“ obou náprav směrem k zadní části vozu. Vzhledem k existujícímu monokoku totiž není už možné dále posouvat pilota ani jiné hmotné celky a rozložení hmotnosti je tedy dané především pozicí náprav. Na Obr. 3 je červenou čarou znázorněna nejzazší pozice ramen přední nápravy, daná tvarem monokoku a jeho sklatbou. S jejím posouváním vzad se ale bude zvětšovat úhel vzpěry tlumiče (tlumič s vahadlem už dále v monokoku posunout nelze) a bude třeba vahadlem zachytávat i axiální síly.



Obr. 3 – Pozice přední nápravy na monokoku vozu FS.07

U zadní nápravy je z hlediska rozložení hmotnosti vhodné umístit ji co nejdále dozadu vozu a co nejdále od motoru, kde je největším omezením úhel zalomení hnacích hřídelů. Dle výrobce GKN (týmem CTU CarTech používané klouby typu tripod) je největší přípustný úhel zalomení hnacího hřídele 23° [5]. Informace o účinnosti v závislosti na úhlu zalomení výrobce neuvádí, jediná dostupná hodnota se nachází v přednáškách předmětu Převodové ústrojí motorových vozidel [6] kde je uvedeno, že do úhlu zalomení 20° se účinnost klouby pohybuje kolem 99 %.

Posledním z uvedených základních parametrů je výška těžiště vozu, která se dá motorem podstatně ovlivnit, protože s hmotností asi 57 kg se jedná, hned po pilotovi, o nejhmotnější celek. Postupem času se výška motoru ve voze snižovala, ruku v ruce s novými evolucionemi olejové vany a sacího koše. Mezi blok motoru a vanu byla přidána planžeta, která zabraňuje odlévání oleje a díky které bylo možné sériovou vanu podstatně snížit. Ve voze

FS.06 se osa klikového hřídele nachází 217 mm nad vozovkou a za použití sériového bloku motoru a vany o hloubce 26 mm už zde není možnost dalšího výrazného snížení těžiště.

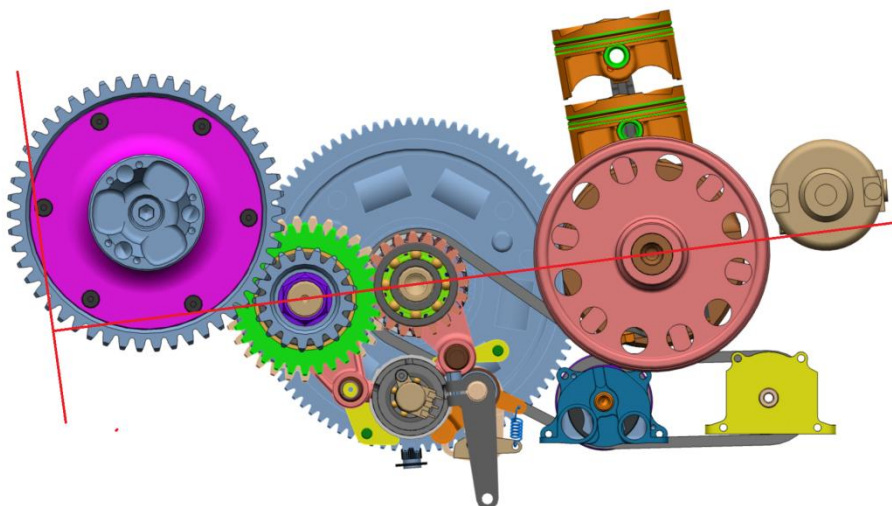
Vlastní blok motoru by měl být navržen v souladu s požadavky na koncepci vozu, uvedenou v předchozích odstavcích. Dále se musí přizpůsobit požadavkům na kinematiku nápravy, úchytům k rámu a k monokoku. Za účelem zvýšení účinnosti pohonu bylo zvoleno nahrazení dosud používaného sekundárního řetězového převodu převodem ozubenými koly. Diferenciál se tedy může umístit přímo do bloku motoru.

Už na počátku návrhu je tedy jasné, že bude potřeba kvůli změně řetězového převodu na převod ozubenými koly nějakým způsobem změnit smysl otáčení výstupní hřídele převodovky. V úvahu připadá vložení dalšího převodu, nebo změna smyslu otáčení motoru přímo na klikovém hřídeli. Zvolena byla kvůli jednoduchosti druhá varianta – otočení celého klikového mechanismu včetně hlavy motoru a rozvodů o 180° kolem svislé osy. Zároveň s tím byla otočena celá převodovka včetně spojky a řadícího mechanismu.

Byly zvoleny dvě dělicí roviny motoru - hlavní dělicí rovina protíná osu klikového hřídele a osy vstupního a výstupního hřídele převodovky. Vedlejší dělicí rovina je umístěna za diferenciálem, kolmo na hlavní dělicí rovinu a zvolena byla především z praktického hlediska - umožňuje totiž přístup k diferenciálu bez nutnosti rozebrat celý motor.

Zadní víko motoru za vedlejší dělicí rovinou také bude obsahovat většinu úchytných bodů nápravy a v případě změny kinematiky v následujících letech bude stačit změnit pouze toto víko, jehož výroba je oproti dvěma hlavním dílům bloku motoru finančně nenáročná. V úvahu přicházela také možnost počítat s alternativními úchyty nápravy už předem. Po zjištění, že pro rozumně velkou změnu základních kinematických parametrů by bylo potřeba volit kroky po alespoň 20 mm bylo rozhodnuto tuto možnost opustit, protože by vedla k velkým kompromisům a problémům se zástavbou nápravy.

Na Obr. 4 je zobrazeno uspořádání hlavních součástí motoru a převodovky včetně dělicích rovin, znázorněných červenými čarami.



Obr. 4 – Koncepce motoru FS.0X

Aby byl sklon válců motoru podobný sklonu zadní části monokoku a motor se k němu dal co nejvíce přiblížit, bylo potřeba válce zaklonit. Vznikla tím ale kolize spojkového koše a ojnice prvního válce, která byla eliminována zvětšením osové vzdálenosti primárního převodu (převod mezi klikovým hřídelem a vstupním hřídelem převodovky, jehož součástí je i sestava spojky) . Protože pastorek, který je součástí klikové hřídele, nelze změnit, zvětšil se s osovou vzdáleností i primární převod. Větší kolo primárního převodu lze na spojkový koš nalisovat (viz. kap. 5.2.1. ).

Touto úpravou se zvýší točivý moment v převodovce, ale nebude větší než točivý moment v sériové převodovce s motorem bez restrikce v sání.

V sériovém motoru je vstupní hřídel řešen kazetově a výstupní hřídel se nachází v dělicí rovině. Aby bylo možné sklonit osy válců podle tvaru monokoku, musel se vstupní hřídel přesunout do dělicí roviny. Zároveň se tím motor prodloužil, což dovolilo zmenšení osové vzdálenosti výstupního hřídele a diferenciálu.

## 5. Motor FS.0X

Před konstrukcí bloku motoru je potřeba stanovit všechny omezující podmínky. Takto složitá konstrukce s tolika omezujícími podmínkami nemůže být řešena jinak než postupnými iteracemi. V zájmu přehlednosti a stručnosti této práce jsou ale jednotlivé iterace vynechány. Konstrukční práce začíná detailním měřením továrního motoru, výpočtem a konstrukcí převodovky s primárním převodem, stálým převodem, řadícím mechanismem a diferenciálem. Další omezení potom představuje výrobní technologie a neposlední řadě také zástavba zadní nápravy do bloku motoru. Vlastní konstrukce bloku motoru je popsána v kapitole 5.3.

### 5.1. Měření stávajících dílů

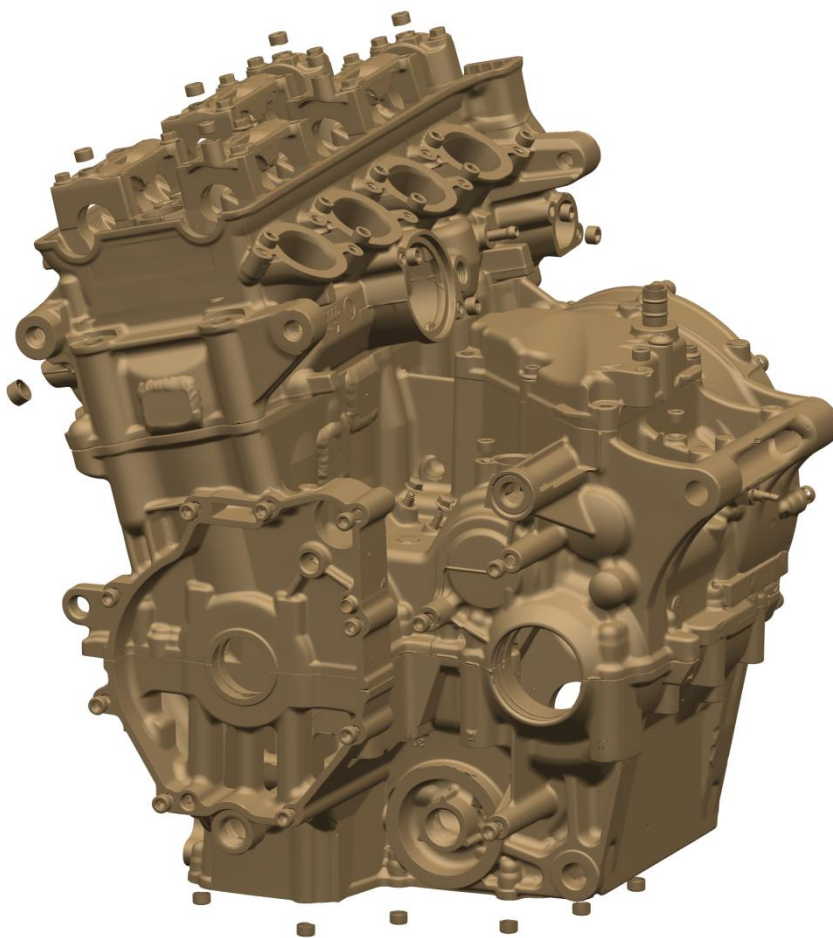
Pro konstrukci bloku motoru je, při využití stávajících komponentů, potřeba nejprve zjistit jejich základní rozměry, hlavně velikost ložisek, osové vzdálenosti a obálky jednotlivých komponentů. Většinu těchto rozměrů lze jednoduše změřit, ale pro případ obecných prostorových vzdáleností v nedostupných místech, u kterých je navíc důležitá vysoká přesnost, konvenční metrologie nestačí.

Z těchto důvodů byl tovární blok motoru měřen pomocí 3D scanneru ATOS od firmy GOM. Měření včetně zpracování surových dat provedla firma MCAE Systems, která se zabývá mimo jiné prodejem a servisem scannerů zmíněné značky. Přesnost měření se pohybuje kolem 0,01mm, což je dostačující hodnota i pro určení osových vzdáleností.

Naměřená data se dají exportovat do CAD programu ve formátu STL jako mračno bodů, ze kterého se dají získat základní geometrické tvary proložením rovinou, válcem apod.

Ke zpracování dat a exportu do CAD programu byl použit software GOM export.

Na Obr. 5 je vidět sestava motoru, sestavená z individuálně scanovaných částí včetně vnitřních prostorů.



Obr. 5 – 3D Scan motoru Yamaha RJ11

Základní rozměry, naměřené pomocí scanu motoru jsou uvedeny v tabulce 1:

| 1. Osa                     | 2. Osa                      | vzdálenost [mm] |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------|
| klikový hřídel             | vstupní hřídel převodovky   | 126             |
| vstupní hřídel převodovky  | výstupní hřídel převodovky  | 62              |
| vstupní hřídel převodovky  | řadicí bubínek              | 62,54           |
| vstupní hřídel převodovky  | 1. hřídel řadicích vidliček | 46,51           |
| vstupní hřídel převodovky  | 2. hřídel řadicích vidliček | 68,51           |
| vstupní hřídel převodovky  | řadicí hřídel               | 68,09           |
| výstupní hřídel převodovky | řadicí bubínek              | 80,03           |
| výstupní hřídel převodovky | 1. hřídel řadicích vidliček | 90,35           |
| výstupní hřídel převodovky | 2. hřídel řadicích vidliček | 56,22           |
| výstupní hřídel převodovky | řadicí hřídel               | 108,24          |

Tab. 1 – Důležité osové vzdálenosti

Z naměřených hodnot je vidět, že osové vzdálenosti ozubených soukolí jsou v celočíselných hodnotách, což naznačuje, že měření bylo provedeno správně. Osové vzdálenosti komponent řadícího systému vycházejí v neceločíselných hodnotách, což znamená, že poloha těchto komponent byla zřejmě navržena pomocí souřadnic. Určení polohy komponent řadícího systému pomocí osových vzdáleností je dostačující vzhledem k tomu, že zde nejsou velké nároky na přesnost a zaokrouhlení na 0,1 mm nehraje velkou roli.

## 5.2. Hnací ústrojí

Hnací ústrojí se sestává z primárního převodu, spojky, převodovky, řadícího mechanismu, stálého převodu a diferenciálu.

Vzhledem k požadavku na jednoduchou realizaci projektu bylo rozhodnuto navrhnout blok motoru tak, aby byl kompatibilní se sériovými komponenty šestistupňové převodovky, až na drobné výjimky.

Rovněž bude moci být využita převodovka Bc. Michala Slaného, která využívá pouze čtyři převodové stupně a v době vzniku této práce již byla otestována na voze FS.07.

Kvůli kolizi spojkového koše při změně sklonu válců je potřeba navrhnout nový ozubený věnec spojky. Změnu převodového poměru na primárním převodu bude potřeba vykompenzovat na stálém převodu. Celkový převod, navržený v bakalářské práci Bc. Michala Slaného [7] se osvědčil a zůstává beze změny.

Systém mazacích kanálků převodovky lze převzít z továrního motoru, ale je potřeba zajistit mazání stálého převodu a dostatečný spád skříně pro stékání oleje k odsávacím čerpadlům, umístěných v přední části motoru pod klikovým mechanismem.

### 5.2.1. Primární převod

Primární převod je tvořený pastorkem na klikovém hřídeli a ozubeným kolem, které je součástí spojkového koše (Obr. 6). Spojkový koš musí být kvůli pozměněnému sklonu válců upraven, jak už bylo zmíněno dříve. Nejjednodušší změnou převodu je nalisování nového ozubeného věnce na osoustružený stávající spojkový koš. Před soustružením bude potřeba spojkový koš popustit, po soustružení nalisovat věnec a obrobit přímo na na koši, aby se předešlo deformaci vzniklé nalisováním předem obrobeného ozubení. Nakonec se zušlechťí obě součásti najednou. Následující tabulky (Tab. 2 a Tab. 3) uvádějí základní parametry primárního převodu a jeho změnu po úpravě spojkového koše.



| Sériový motor - primární převod |         |    |
|---------------------------------|---------|----|
| počet zubů pastorku             | 41      | -  |
| počet zubů kola                 | 85      | -  |
| převodový poměr                 | 2,073   | -  |
| moment na pastorku              | 66      | Nm |
| moment na kole                  | 136,818 | Nm |
| osová vzdálenost                | 126     | mm |
| Modul                           | 2       | mm |
| šířka ozubení pastorku          | 16      | mm |
| šířka ozubení kola              | 14      | mm |

Tab. 2 – Parametry primárního převodu sériového motoru

| FS.OX - primární převod |        |    |
|-------------------------|--------|----|
| počet zubů pastorku     | 41     | -  |
| počet zubů kola         | 91     | -  |
| převodový poměr         | 2,219  | -  |
| moment na pastorku      | 60     | Nm |
| moment na kole          | 133,14 | Nm |
| osová vzdálenost        | 132    | mm |
| šířka ozubení pastorku  | 16     | mm |
| šířka ozubení kola      | 14     | mm |

Tab. 3 – Parametry primárního převodu motoru FS.OX

Modul továrního ozubení byl pomocí známé osové vzdálenosti vypočten, ale zbývají ještě dva neznámé parametry – korekce a úhel záběru profilu. Vzhledem k sériové produkci motoru RJ11 lze předpokládat, že nástroje pro výrobu ozubení jsou nestandardní a úhel záběru nemusí mít velikost 20°, jak je běžné. Analytický výpočet tedy není možný, ale na základě zkušeností a iteračních výpočtů lze i tyto dva parametry určit. V případě skutečné výroby ozubení bude rozumné obrátit se s tímto problémem na specializovanou firmu, například ZPA PRAGA, a.s. Pro konstrukční účely však v tuto chvíli není potřeba tyto parametry ozubení znát a v této práci výpočet (nebo spíše kvalifikovaný odhad) není dále řešen.

### 5.2.1.1. Lisování ozubeného věnce primárního převodu

Při lisování ozubeného věnce je nutné určit přesah, který vyvodí potřebný tlak pro přenesení maximálního točivého momentu od klikového hřídele. Následně je potřeba stanovit výrobní toleranci, zkontrolovat redukované napětí věnce pro největší přesah a určit rozdíl teplot pro lisování za tepla. Při výpočtu redukovaného napětí je použita teorie  $\tau_{\max}$  pro silnostěnné nádoby [8]. Tabulka (Tab. 4) shrnuje parametry potřebné pro výpočet. Hodnota maximálního okamžitého momentu na klikové hřídeli byla převzata z diplomové práce Bc. Jakuba Urbana [9].

|                                       |                              |        |
|---------------------------------------|------------------------------|--------|
| Maximální okamžitý moment             | $M_{\max}$ [Nmm]             | 300    |
| Dynamický koeficient                  | $S_D$ [-]                    | 2      |
| Výpočtový moment                      | $M_v$ [Nmm]                  | 600    |
| Vnitřní poloměr věnce                 | $r_2$ [mm]                   | 79     |
| Vnější poloměr věnce                  | $r_3$ [mm]                   | 88,5   |
| Šířka věnce                           | $b$ [mm]                     | 13,8   |
| Koeficient tření ocel-ocel            | $\mu$ [-]                    | 0,5    |
| Modul pružnosti v tahu                | $E$ [MPa]                    | 210000 |
| Koeficient teplotní roztažnosti ocele | $\alpha$ [ $10^{-6}K^{-1}$ ] | 11     |

Tab. 4 – Vstupní údaje pro výpočet nalisování ozubeného věnce

Styčná plocha nalisovaného spoje:

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot 79 \cdot 13,8 = 6846 \text{ mm}^2 \quad (2)$$

Tlak v lisovaném spoji, potřebný na zachycení momentu:

$$p_2 = \frac{M_v}{r_2 \cdot S \cdot \mu} = \frac{600000}{79 \cdot 6846 \cdot 0,5} = 2,219 \text{ MPa} \quad (3)$$

Potřebný přesah:

$$\Delta r_2 = \frac{2 \cdot r_2}{E} \cdot \left( \frac{p_2 \cdot r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + p_2 \right) = \frac{2 \cdot 79}{210000} \cdot \left( \frac{2,219 \cdot 79^2}{88,5^2 - 79^2} + 2,219 \right) = 0,0082 \text{ mm} \quad (4)$$

Zvolený minimální a maximální přesah:

$$\Delta r_{2 \min} = 0,02 \text{ mm} \quad \Delta r_{2 \max} = 0,06 \text{ mm} \quad (5)$$

Stykový tlak pro maximální přesah:

$$p_2 = \frac{\Delta r_2 \cdot E}{2 \cdot r_2} \cdot \left(1 - \frac{r_2^2}{r_3^2}\right) = \frac{0,04 \cdot 210000}{2 \cdot 79} \cdot \left(1 - \frac{79^2}{88,5^2}\right) = 16,2 \text{ MPa} \quad (6)$$

Redukované napětí věnce:

$$\sigma_{\text{red}} = 2 \cdot \left(\frac{(p_2 - p_3) \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_2^2}\right) = 2 \cdot \left(\frac{16,2 \cdot 88,5^2}{88,5^2 - 79^2}\right) = 127 \text{ MPa} \quad (7)$$

Bezpečnost věnce při použití oceli 16420 v nezušlechtěném stavu:

$$s = \frac{R_{e \text{ min}}}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{540}{127} = 4,2 \quad (8)$$

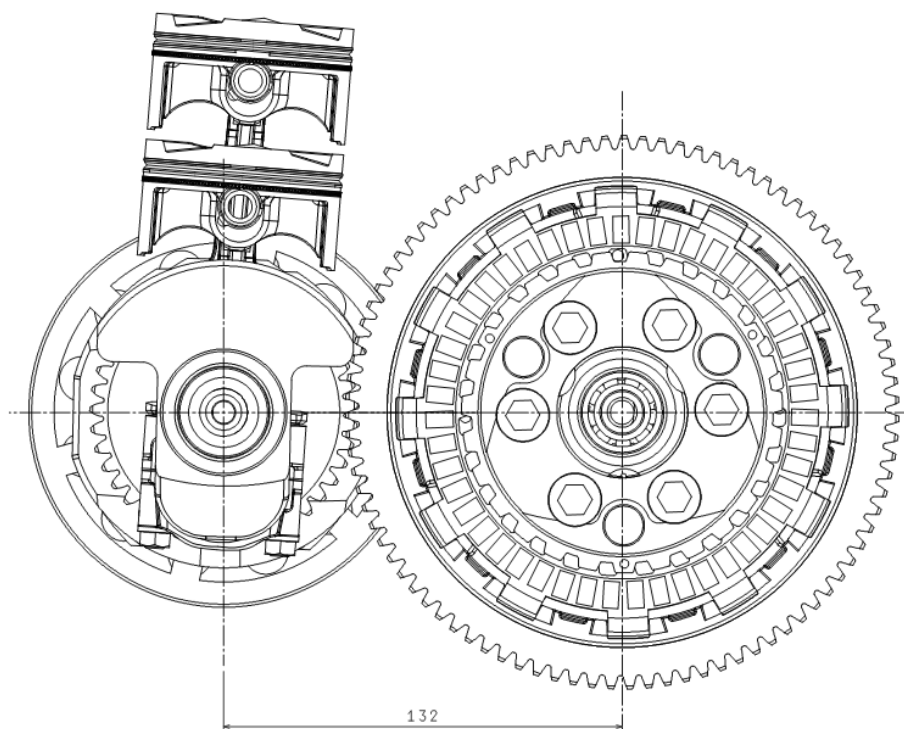
Potřebný rozdíl teplot pro lisování za tepla:

$$\Delta T_{\text{min}} = \frac{\Delta d_2}{\alpha \cdot d_2} = \frac{0,12}{11 \cdot 10^{-6} \cdot 158} = 69 \text{ K} \quad (9)$$

## 5.2.1.2. Životnost ozubení primárního převodu

Výpočtem životnosti ozubení na primárním převodu se není potřeba detailně zabývat. Kontrolní výpočet by bylo potřeba provést, pokud by se osová vzdálenost zmenšovala, nebo by se změnil použitý materiál a způsob jeho zušlechtění. Osová vzdálenost se však zvětšuje a materiál, ze kterého je vyrobeno původní kolo je známý.

Za pomoci Ing. Marka Česala z ústavu Strojírenské technologie byl materiál původního kola identifikován ručním analyzátozem Delta XRF metodou „positive material identification“ jako ekvivalent cementační oceli ČSN 16 420. Nový věnec tedy může být vyroben z této oceli, nebo z oceli s ekvivalentní trvalou mezí únavy v ohybu a v dotyku.



Obr. 6 – Primární převod FS.0X

## 5.2.2. Spojka

Hlavní část spojky tvoří spojkový koš, který zastává několik funkcí. Kromě přenosu momentu na spojkové lamely z primárního převodu také pohání, pomocí řetězového převodu, olejové čerpadlo. Spojkový koš také obsahuje šest tangenciálních pružin, které přispívají k tlumení torzních vibrací. Moment od motoru přenáší devět lamel, které jsou přes přítlačný talíř přitlačovány šesti válcovými pružinami. Spojka motoru RJ11 také obsahuje zařízení, které umožňuje přenést plný hnací moment od motoru na kola, ale jen částečný moment od zadního kola při brzdění motorem. Takovéto spojce se říká „antihopping clutch“. Mechanismus, fungující na principu rohatky v axiálním směru je vidět v částečném řezu motorem na obr. 7 (v červeném kroužku). Tento mechanismus snížením předpětí přítlačného talíře spojky snižuje riziko zablokování zadního kola a předchází tak nestabilitě motocyklu při brzdění.

Vzhledem k tomu, že na spojce je po úpravě primárního převodu téměř stejný maximální moment jako u továrního motoru, není potřeba žádná další úprava. Mechanismus vypínání spojky bude popsán v kapitole 5.4.



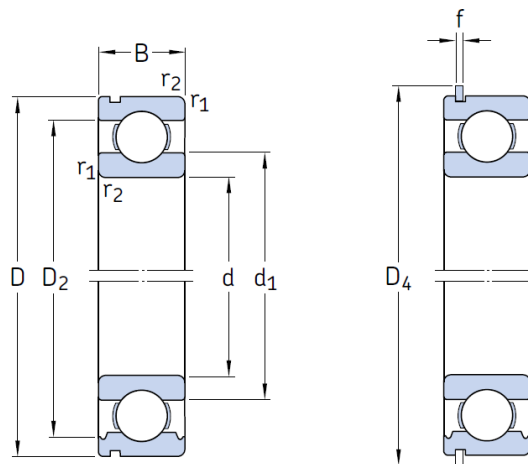
Obr. 7 – Částečný řez motorem RJ11

### 5.2.3. Převodovka a řadící mechanismus

Motor Yamaha R6 RJ11 používá šestistupňovou, sekvenčně řazenou převodovku. Řadící zubové spojky a ozubená kola jsou umístěny na dvou hřídelích. Pastorky jsou spojeny s hřídeli přes drážkování a kola jsou uložena na jehličkových ložiskách. Drážkovaná ozubená kola zároveň slouží jako zubové spojky pro řazení rotačně uvolněných ozubených kol do záběru. Oba duté hřídele také slouží pro rozvod oleje do ložisek a do spojky.

Jak už bylo zmíněno v úvodu, vstupní a výstupní hřídel je použit z továrního motoru. Kvůli přemístění vstupního hřídele do dělicí roviny a nutnosti dodržení původní osové vzdálenosti 62mm však je potřeba provést změnu na uchycení hřídele.

Na sériovém vstupním hřídeli je ložisko, zachycující axiální síly, uchyceno v pouzdře, které umožňuje montáž kazetovým způsobem. Kvůli nedostatku místa na šroub ve stěně mezi ložisky obou hřídelů (po přesunutí obou hřídelů do dělicí roviny) je nutné toto pouzdro odstranit. Vznikla tím potřeba zachytávat axiální sílu jiným způsobem. Ideální způsob z hlediska zástavby je pomocí ložiska SKF 6205 N (Obr. 8) s drážkou pro pojistný kroužek. Ložisko má stejné rozměry a únosnost jako sériové, zkontrolovat je potřeba pouze otlacení pojistného kroužku při působení axiální síly od spojky (výpočet síly se nachází v Kap. 5.4.2.). Pokud zanedbáme axiální síly od přesunu řadících vidliček při řazení, nenachází se zde jiná axiální síla, protože všechna ozubená kola mají přímé ozubení.



Obr. 8 – Ložisko 6205 N [10]

$D = 52 \text{ mm}$   
 $D_4 = 57,9 \text{ mm}$   
 $F_{ax} = 1733 \text{ N}$

Plocha styku kroužku se skříní:

$$S = \pi \cdot \frac{D_4^2 - D^2}{4} = \pi \cdot \frac{57,9^2 - 52^2}{4} = 509 \text{ mm}^2 \quad (10)$$

Kontaktní tlak v axiálním směru:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{1733}{509} = 3,4 \text{ MPa} \quad (11)$$

Pojistný kroužek jako axiální zajištění je tedy dostatečný vzhledem k tomu, že jakákoli hliníková slitina má řádově vyšší mez kluzu než 3,4 MPa.

### 5.2.3.1. Řadící mechanismus

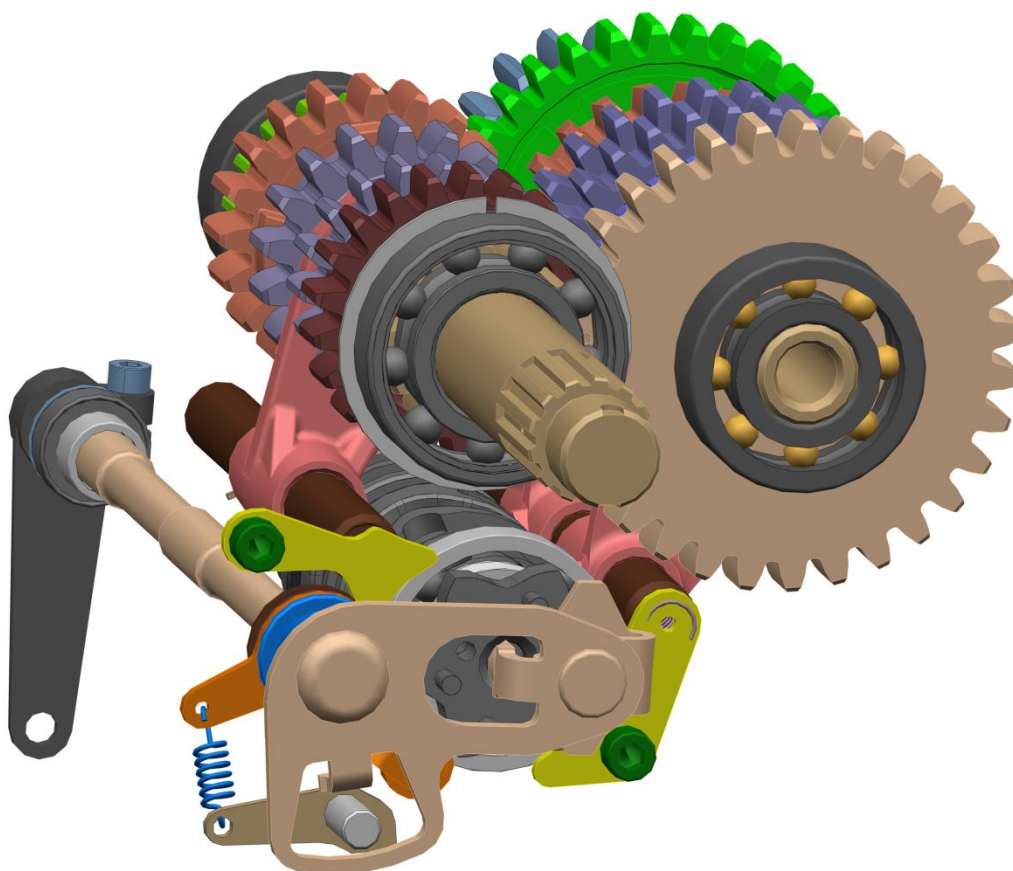
Řadící mechanismus, znázorněný na Obr. 9 se skládá z několika hlavních částí:

Řadící bubínek – válec s vyfrézovanými drážkami, které určují axiální polohu řadících vidliček jeho otáčením po krocích o jednu šestinu otáčky. Úhel pootočení je definován „ráčnovým mechanismem“. Bubínek je uchycen pomocí dvou valivých ložisek do stěn bloku

motoru. Jeho součástí je kolo se šesti zuby, po kterém se odvaluje rolna na páce předepjaté pružinou a určuje tak šest stabilních poloh natočení bubínku.

Řadicí vidličky – slouží k přesouvání drážkovaných ozubených kol. Pro šest rychlostních stupňů jsou potřeba 3 řadicí vidličky.

Řadicí tyčka – hřídel, jehož pootočením dochází k zaháknutí háčku za jeden z šesti čepů, umístěných na vrcholech šestizubového kola řadicího bubínku a k jeho pootočení. Poté, co dojde k zařazení rychlostního stupně a moment na řadicí tyčku přestane působit, vrátí se pomocí pružiny do původní polohy. Podle toho, na jakou stranu při řazení tyčku natočíme, se přesune bubínek do polohy, která umožní zařazení buď vyššího, nebo nižšího převodového stupně.



Obr. 9 – Převodovka FS.0X

Řadicí mechanismus byl za účelem snížení těžiště přesunut pod hlavní dělicí rovinu motoru. Kvůli kolizi s olejovým čerpadlem byl pozměněn výlisek, přivařený k řadicí tyčce, který funguje zároveň jako doraz natáčení tyčky a držák háčku. Rovněž byla upravena páčka rolny a předpínací pružina byla přesunuta, aby uvolnila místo pro žebro ložiska klikové hřídele.

Pro umožnění snímání zařazeného převodového stupně byl na řadící bubínek umístěn potenciometr, kterému musel být předřazen těsnící kroužek, protože potenciometr se nachází na vnější straně bloku motoru.

## 5.2.4. Stálý převod

Všechny vozy CTU Cartech doposud používaly řetězový stálý převod. Tento typ převodu však má několik nevýhod. Motocyklový řetěz musí dobře odolávat vnějším vlivům, čemuž napomáhají těsnící kroužky. Tím ale roste odpor proti ohybu řetězu a snižuje jinak velmi dobrou účinnost řetězového převodu. Další pokles účinnosti způsobuje malý průměr pastorku o pouhých 12 zubech (FS.07), který je nutný pro co nejkratší zástavbu převodu. Životnost řetězu v závodním provozu se pohybuje kolem 300 km a je z velké míry ovlivněna hliníkovou rozetou, která podléhá velmi rychlému opotřebení.

Změna převodu na ozubené soukolí pravděpodobně přinese zvýšení účinnosti a zcela určitě odstraní problémy s napínáním řetězu. Při dimenzování převodu na dostatečně dlouhou dobu provozu také odpadne jakákoli údržba. Největší přínos ale spočívá ve zkrácení vzdálenosti mezi klikovou hřídelí a diferencíálem, což pomůže zkrátit rozvor vozu a posunout těžiště vozu vpřed. Také odpadne nutnost používat masivní ocelový kryt, předepsaný pravidly při použití řetězového převodu.

Pro výpočet ozubení bude potřeba stanovit spektrum zatížení – k tomu lze využít naměřená data z reálného provozu formule. Díky znalosti úplné charakteristiky motoru a převodových poměrů lze potom přiřadit na časovou osu okamžitý moment na stálém převodu. Po diskretizaci do jednotlivých zátěžových stavů lze data importovat do programu pro výpočet ozubení.

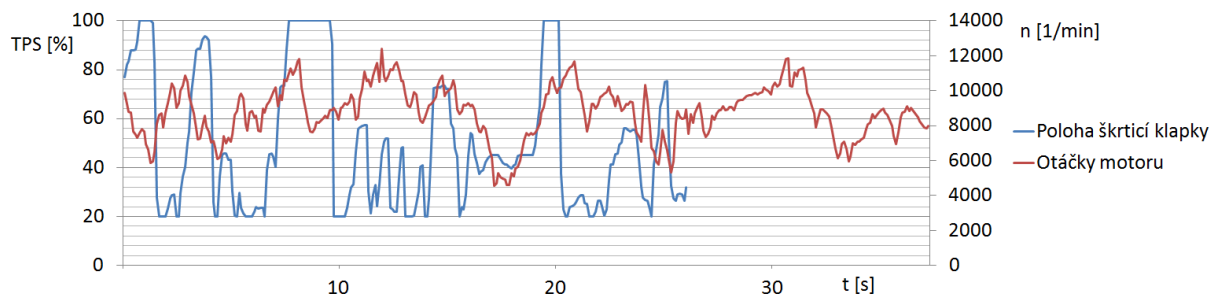
### 5.2.4.1. Vstupní data pro výpočet ozubení

Na voze se celkem nachází asi 20 snímačů, které sbírají jízdní data pro pozdější analýzu během testování i během závodů. Jako vzorek jízdních dat, který bude reprezentovat skutečný provoz vozu, byl vybrán záznam ze závodu FSG 2014. Tento závod byl dostatečně dlouhý (20 minut), aby reprezentoval skutečné zatížení. V době konání bylo slunečné počasí s teplotou 25°C, což znamená, že panovaly ideální podmínky pro dobrou trakci a plné využití výkonu motoru.

Pro zjištění skutečného momentu, který je přítomný na stálém převodu je potřeba znát polohu škrticí klapky motoru a jeho otáčky. Dále je potřeba vědět, jaký je zrovna zařazený rychlostní stupeň. Žádný vůz CTU CarTech doposud neměl snímač pro určení zařazeného rychlostního stupně, ale ten lze dopočítat díky znalosti okamžitých otáček zadních kol a otáček motoru. Převodové poměry jednotlivých rychlostních stupňů, primárního a stálého převodu jsou známé.

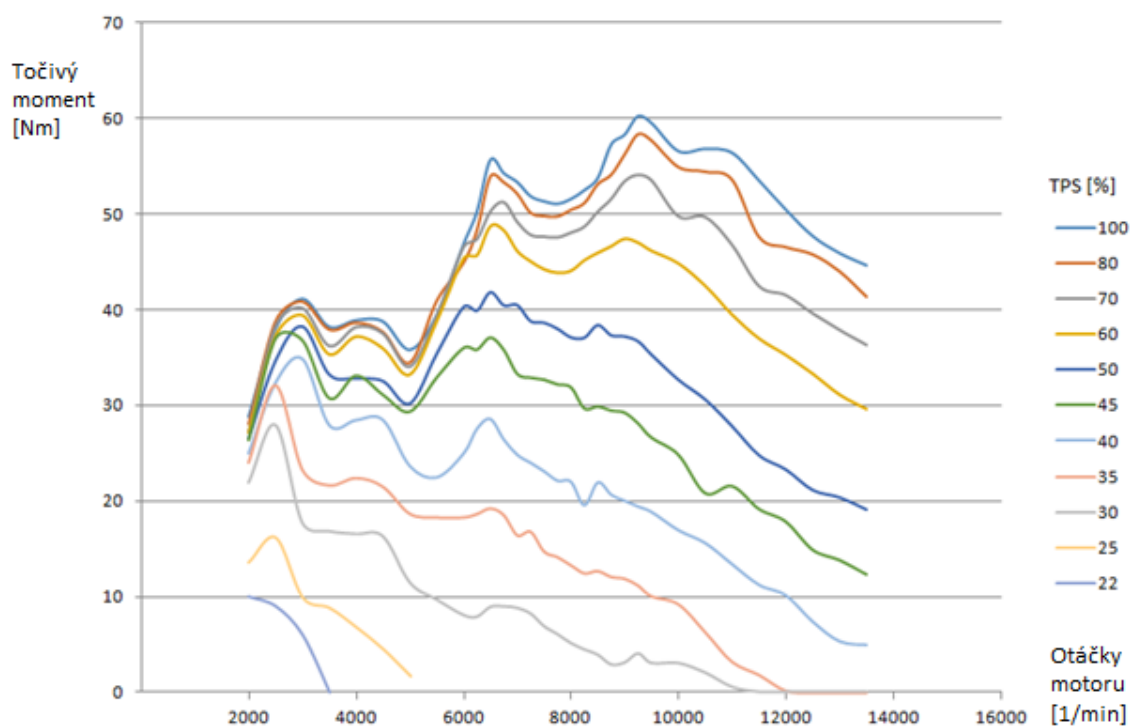
Analýza jízdních dat byla provedena v programu AIM Race Studio 2. Na Obr. 10 je zachycen vzorek dat – natočení škrticí klapky (červená) a otáčky (modrá).





Obr. 10 – Ukázka jízdních dat

Charakteristika motoru (Obr. 11) byla naměřena na motorovém zkušebním stanovišti ústavu Automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Pro přiřazení hodnoty točivého momentu jednotlivým otáčkám a poloze škrticí klapky byl použit vlastní program v softwaru Matlab a výsledky vyexportovány do softwaru MS Excel.

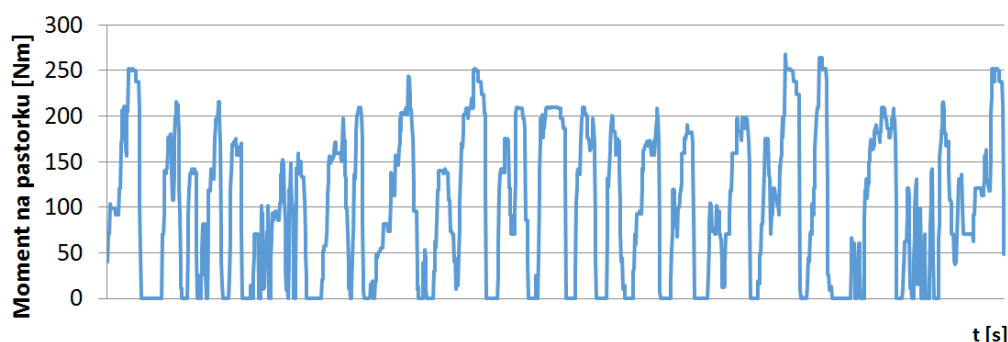


Obr. 11 – Charakteristika motoru FS.07

Moment na pastorku se zanedbáním účinnosti převodů (pro výsledky na straně bezpečnosti) se vypočítá podle vztahu:

$$M_1 = M_{motoru} \cdot i_{primár} \cdot i_{převodovky} \quad (12)$$

Aktuální zařazený rychlostní stupeň byl určen na základě znalosti otáček motoru a otáček zadních kol. Výsledným vstupem pro výpočet ozubení je průběh momentu na pastorku stálého převodu v závislosti na čase. Na Obr. 12 je znázorněn desetiminutový úsek ze závodu FSG 2014.



Obr. 12 – Průběh točivého momentu na pastorku stálého převodu

Základní vstupní data pro výpočet životnosti ozubení zahrnují točivý moment na pastorku, otáčky na pastorku, převodový poměr soukolí a osovou vzdálenost. Celkový převod pohonného ústrojí je stejný jako na voze FS.07. Vzhledem k pozměněnému primárnímu převodu a stejné převodovce se tedy změní i stálý převod.

$$i_{celkový} = i_{celkový\ FS.07} = i_{primární} \cdot i_{stálý} \quad (13)$$

$$i_{stálý} = \frac{i_{celkový\ FS.07}}{i_{primární}} = \frac{6,472}{2,219} = 2,916 \quad (14)$$

Po určení převodu a modulu lze stanovit minimální osovou vzdálenost při známém počtu zubů na pastorku, který může mít bez podřezání nejméně 17 zubů (při úhlu záběru 20° a bez použití korekce ozubení). Pro další návrh volím modul  $m = 3$ .

$$z_2 = i_{stálý} \cdot z_1 = 2,916 \cdot 17 = 49,572 \quad (15)$$

$$\text{Zvoleno } z_2 = 50: \quad i_{stálý} = \frac{50}{17} = 2,941 \quad (16)$$

$$a = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} \quad (17)$$

$$a = \frac{3 \cdot (17 + 50)}{2} = 100,5 \text{ mm} \quad (18)$$

## 5.2.5. Výpočet ozubení stálého převodu

Výpočet ozubení byl proveden dvěma způsoby. První, zjednodušený způsob podle normy ČSN ISO 6336, s využitím excelového programu Ústavu konstruování a částí strojů a druhý způsob v softwaru Ricardo GEAR se zahrnutím skutečného zatížení, rozděleného na jednotlivé zátěžové stavy.

Pro obě metody výpočtu je však potřeba stanovit další vstupní parametry, které budou vypsány postupně podle pořadí v excelovém programu Ústavu konstruování a částí strojů.

Maximální výkon:

$$P = 64 \text{ Kw}$$

Otáčky pastorku byly stanoveny podle průměrné rychlosti vozu při závodě (18 m/s):

$$n_1 = \frac{v_{průměr}}{2 \cdot \pi \cdot r_d} \cdot i_{stálý} = \frac{18}{2 \cdot \pi \cdot 0,223} \cdot 2,941 = 2250 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

Úhel šroubovice  $\beta = 0^\circ$  - bylo zvoleno přímé ozubení, protože zvýšený hluk přímého ozubení u závodního vozu nehraje důležitou roli a navíc není potřeba zachytávat axiální sílu ložisky. Parametry nástroje jako je zaoblení paty, patní vůle, hlavová a patní výška a úhel záběru byly zvoleny následovně:

$$\rho_f = 0,38 \cdot m$$

$$C_a = 0,25 \cdot m$$

$$h_a = m$$

$$h_f = 1,25 \cdot m$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

Minimální boční vůle byla zvolena na základě doporučení manuálu k programu Ricardo GEAR pro automobilové převodovky:

$$C_n min = 0,033 \cdot m = 0,1 \text{ mm}$$

Stupeň přesnosti ozubení: Pro automobilové aplikace se používá stupeň přesnosti 6 dle ISO 1328 - 1.

Šířka pastorku se běžně volí větší než šířka kola z důvodu většího namáhání pastorku:

$$b_1 = 25 \text{ mm}$$

$$b_2 = 24 \text{ mm}$$

Součinitel vnějších dynamických sil byl zvolen na základě Tab. 5 [11] :  $K_A = 1,25$

| Zatěžování převodovky<br>hnacím strojem<br>(motorem) | Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem |                                       |  |  |
|--|--|---------------------------------------|--|--|
|  | plynulé <sup>1)</sup>                            | s malou nerovnoměrností <sup>2)</sup> | se střední nerovnoměrností <sup>3)</sup> | s velkou nerovnoměrností <sup>4)</sup> |
|  | Orientační hodnoty $K_A$                         |                                       |  |  |
| plynulé <sup>5)</sup>                                | 1,00   | 1,25                                  | 1,50                                     | 1,75                                   |
| s malou nerovnoměrností <sup>6)</sup>                | 1,10   | 1,35                                  | 1,60                                     | 1,85                                   |
| se střední nerovnoměrností <sup>7)</sup>             | 1,25   | 1,50                                  | 1,75                                     | 2,00                                   |
| s velkou nerovnoměrností <sup>8)</sup>               | 1,50   | 1,75                                  | 2,00                                     | 2,25                                   |

<sup>1)</sup> Generátor, dopravník, lehký výtah, posuv obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo apod.;

<sup>2)</sup> Generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo apod.;

<sup>3)</sup> Hlavní pohon obráb. stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, míchadlo materiálu s proměnnou hustotou, napáječka, víceválcové pístové čerpadlo ap.;

<sup>4)</sup> Lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatkové rypadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná souprava, briketovací lis, hnětací stroj ap.;

<sup>5)</sup> Elektromotor, parní nebo plynová turbína apod.;

<sup>6)</sup> Hydromotor, parní nebo plynová turbína apod.;

<sup>7)</sup> Víceválcový spalovací motor apod.;

<sup>8)</sup> Jednoválcový spalovací motor apod.

Tab. 5 – Součinitel vnějších dynamických sil

Materiál ozubení:

Materiál byl vybrán s ohledem na co nejvyšší hodnoty trvalé pevnosti v ohybu a v dotyku podle Tab. 6 [12] :

| Poř. č.                    | Materiál   | Označení ČSN   | Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování  | Mez pevnosti v tahu $R_m$        | Mez kluzu v tahu $R_p$ nebo $R_{p0,2}$ | Tvrдость                        |  | Mez únavy (báz. hodn.)               |                                 |
|----------------------------|--|--|--|----------------------------------|--|---------------------------------|--|--------------------------------------|---------------------------------|
|                            |  |  |  |                                  |  | v jádře zubu $J_{HV}$           | na boku zubu $V_{HV}$  | v dotyku $\sigma_{Hlim}^o$           | v ohybu $\sigma_{Flim}^o$       |
| 31<br>32                   |  | 16 343<br>NiCrMo80   | povrch. kal. mezerově <sup>3)</sup><br>povrch. kal. mezerově <sup>3)</sup>                                       | 965<br>800                       | 750<br>625                             | 300<br>250                      | 500 až 550<br>500 až 550   | 1060<br>1060                         | 655<br>555                      |
| 33<br>34<br>35<br>36       | konstrukční ocel slitinová vhodná k nitrídaci (nelegovaná) | 13 242<br>15 230<br>15 330<br>16 343   | nitridovaná <sup>3)</sup><br>nitridovaná <sup>3)</sup><br>nitridovaná <sup>3)</sup><br>nitridovaná <sup>3)</sup> | 800<br>800<br>800<br>965         | 620<br>600<br>600<br>750               | 250<br>250<br>250<br>300        | 550 <sup>4)</sup><br>800 <sup>4)</sup><br>800 <sup>4)</sup><br>750 <sup>4)</sup> | 930<br>1180<br>1180<br>1180          | 580<br>705<br>705<br>730        |
| 37                         | konstrukční ocel slitinová                                 | 14 140   | nitrocementovaná kalená  | 1570                             | 1350                                   | 485                             | 615 až 700   | 1288                                 | 740                             |
| 38<br>39                   | konstrukční ocel uhlíková k cementaci                      | 12 010<br>12 020   | cementovaná kalená<br>cementovaná kalená   | 440<br>495                       | 275<br>295                             | 135<br>150                      | 650 až 720<br>650 až 720   | 1210<br>1210                         | 500<br>500                      |
| 40<br>41<br>42<br>43<br>44 | konstrukční ocel slitinová k cementaci                     | 14 220 <sup>5,6)</sup><br>14 223 <sup>6,7)</sup><br>16 220<br>16 240<br>16 526 | cementovaná kalená<br>cementovaná kalená<br>cementovaná kalená<br>cementovaná kalená<br>cementovaná kalená       | 785<br>880<br>880<br>932<br>1130 | 588<br>685<br>635<br>735<br>885        | 250<br>285<br>285<br>300<br>360 | 650 až 720<br>650 až 720<br>650 až 720<br>650 až 720<br>650 až 700               | 1270<br>1270<br>1270<br>1270<br>1330 | 700<br>700<br>700<br>700<br>740 |
| 45<br>46                   | konstrukční ocel ušlechtilá                                | 12 061<br>12 061   | karbonitridovaná <sup>3)</sup><br>karbonitridovaná <sup>3)</sup>   | 660<br>740                       | 380<br>440                             | 200<br>235                      | –<br>–   | 800<br>800                           | 650<br>650                      |

<sup>1)</sup> tvrdost podle Brinella

<sup>2)</sup> výchozí stav materiálu: normalizačně žháný

<sup>3)</sup> výchozí stav materiálu: zušlechťený

<sup>4)</sup> tvrdost HV 3

<sup>5)</sup> pro kola, do nichž se budou vrtat otvory, doporučuje se žádat ocel se sníženým obsahem C (0,12 až 0,14%)

<sup>6)</sup> při cementaci v zařízení bez regulace procesu s ohledem na přesycení vrstvy omezit použití do  $m_n = 8$  s hloubkou vrstvy do 1,2 mm

<sup>7)</sup> jemnozrná cementační ocel vhodná pro kalení po přichlazení z cementační teploty

Tab.6 – Únavové vlastnosti ocelí pro výrobu ozubení

Vybrána byla ocel ČSN 16 526 s mezí únavy v dotyku 1330 MPa a mezí únavy v ohybu 740 MPa, vhodná k cementování.

### 5.2.5.1. Výsledky metody ISO 6336:2006 pro nekonečnou životnost soukolí

Výsledkem výpočtu (viz. příloha č. 1) dle této normy je bezpečnost v ohybu  $S_F$  a bezpečnost v dotyku  $S_H$ . Pro vstupní parametry platí:

$$S_{H1} = 0,66 \quad S_{F1} = 1,08$$

$$S_{H2} = 0,66 \quad S_{F2} = 1,17$$

$$S_{HD} = 1,1 - 1,2 \quad S_{FD} = 1,4 - 1,7$$

Soukolí tedy podle tohoto výpočtu nevyhovuje. Je ale nutné si uvědomit, že výpočet nerespektuje proměnné zatížení a pracuje pořád na plný výkon, navíc je výpočet navržen pro nekonečnou životnost a nebere v potaz reverzaci momentu, která dotykovou životnost zvyšuje, protože se opotřebovávají opačné boky zubů. Další nepřesnost představuje fakt, že na první rychlostní stupeň ani není možné maximální moment motoru přenést na vozovku.

## 5.2.5.2. Výpočet pomocí softwaru GEAR pro omezenou životnost soukolí

Výpočet v programu GEAR probíhá podle metodiky RICARDO nebo podle metodiky dané normou ISO 6336 : 2006 corr. 2008. Výhoda při provádění výpočtu v tomto programu podle obou metodik spočívá v tom, že lze zadávat libovolné množství zátěžových stavů do jednoho výpočtu. Další výhodou je možnost automatické optimalizace profilu na základě uživatelem určených parametrů. Metodika RICARDO, která vychází z dlouhodobých zkušeností firmy při výpočtu automobilových převodů je výrazně optimističtější, než příslušná ISO metoda.

Točivý moment na pastorku spolu s příslušnými otáčkami byl stanoven, stejně jako základní geometrické parametry, v minulé kapitole. Potřebná životnost byla určena podle počtu najetých kilometrů za dvě sezony a průměrné rychlosti vozu se započítanou velkou rezervou pro měření motoru na motorové brzdě. Výsledná hodnota se blíží 150 hodinám provozu.

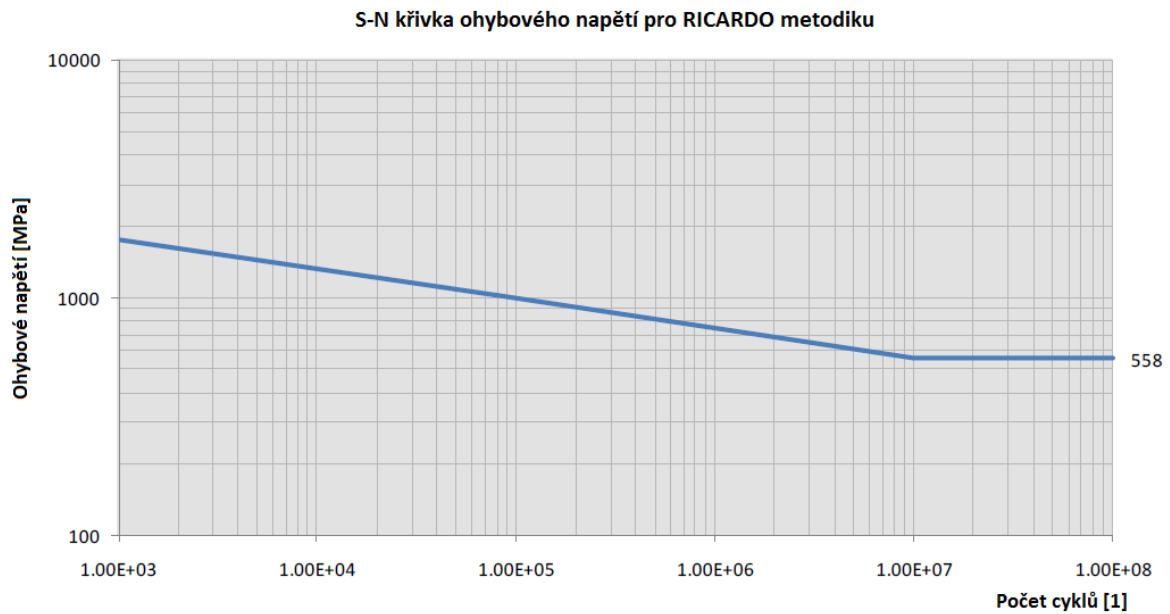
Do výpočtu bylo naimportováno celkem 1602 zátěžových stavů, což se ukázalo jako příliš náročné na výpočetní čas, takže bylo potřeba spektrum zatížení zjednodušit. Pomocí funkce histogramu v programu MS Excel byly výsledky zjednodušeny na 8 zátěžových stavů a výsledná trvanlivost vyhodnocena podle poměrného zastoupení těchto stavů v čase (Tab. 7). Součet požadovaných životností jednotlivých stavů se rovná 150 hodinám.

| Moment            |                    |                    |                           |
|-------------------|--------------------|--------------------|---------------------------|
| <i>Třídy [Nm]</i> | <i>Četnost [1]</i> | <i>Četnost [%]</i> | <i>Pož. Životnost [h]</i> |
| 35                | 496                | 30,98              | 46,47                     |
| 70                | 103                | 6,43               | 9,65                      |
| 105               | 236                | 14,74              | 22,11                     |
| 140               | 183                | 11,43              | 17,14                     |
| 175               | 203                | 12,67              | 19,01                     |
| 210               | 243                | 15,17              | 22,76                     |
| 245               | 76                 | 4,74               | 7,12                      |
| 280               | 61                 | 3,81               | 5,71                      |

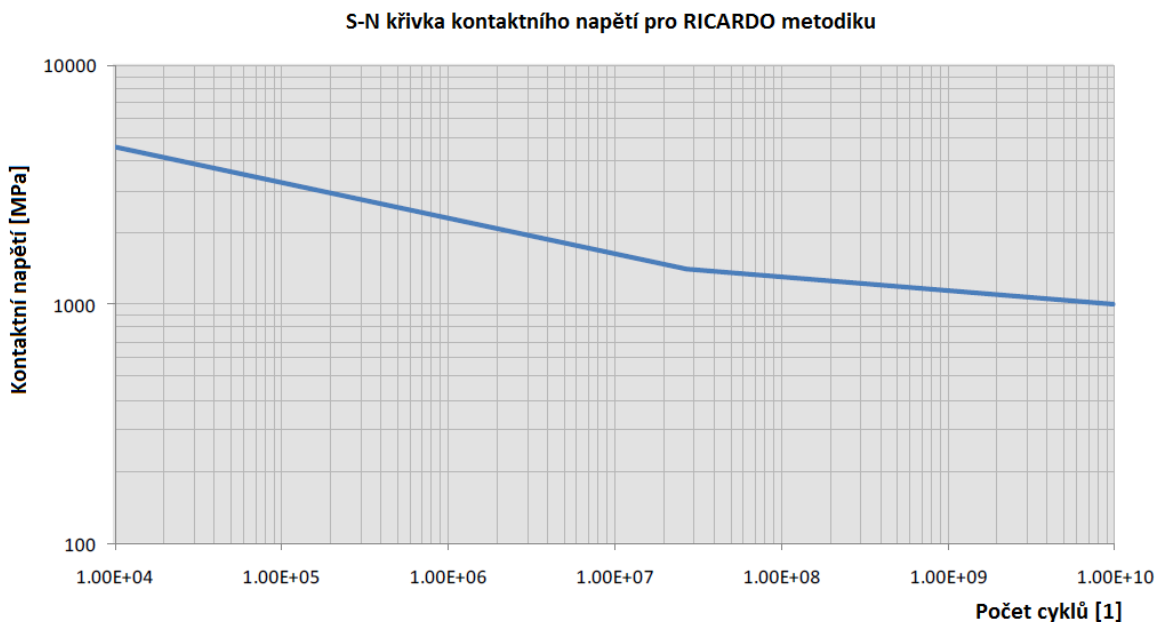
*Tab. 7 – Importované zátěžové stavy do programu GEAR*

Výsledky výpočtu se udávají u RICARDO metodiky v procentech poškození individuálně pro ohybové a dotykové namáhání jednotlivých kol, kde 100 % znamená, že požadovaná životnost byla dosažena bez rezervy a 50 % znamená, že požadovaná životnost byla dosažena s rezervou 50 %. Výsledkem pro metodu ISO 6336 je součinitel bezpečnosti v ohybu a dotyku pro požadovanou životnost. Tabulka výsledků je uvedena na Obr. 15.

Jako materiál pro výpočet byla použita zušlechtěná ocel 27MnCr5, ke které jsou dostupné údaje, potřebné pro konstrukci S-N křivky. Příslušné S-N křivky se nacházejí na Obr. 13 a Obr. 14.



Obr. 13 – S-N křivka ohybového (míjivého) napětí pro ocel 27MnCr5 v zušlechtěném stavu



Obr. 14 – S-N křivka kontaktního napětí pro ocel 27MnCr5 v zušlechtěném stavu

Overall Results

|                                   |  |         |
|-----------------------------------|--|---------|
| Count of Load Cases               | 8  |         |
| Total Duration                    | 150,000 hour                             |         |
| RICARDO method                    | Pinion                                   | Gear    |
| Total Bending Damage              | 0,000 %                                  | 0,000 % |
| Total Contact Damage (Flank P)    | 28,997 %                                 | 9,859 % |
| Total Contact Damage (Flank N)    | 0,000 %                                  | 0,000 % |
| Total Shot-Peened Bend. Damage    | 0,000 %                                  | 0,000 % |
| Total Treated Cont Dmg (Flank P)  | 28,997 %                                 | 4,929 % |
| Total Treated Cont Dmg (Flank N)  | 0,000 %                                  | 0,000 % |
| BS ISO 6336 method                | Pinion                                   | Gear    |
| Calculate Safety Factors          | <input type="button" value="Calculate"/> |         |
| ISO Total Bending Damage          | 0,000 %                                  | 0,000 % |
| ISO Critical Safety Factor SF     | 1,647                                    | 1,735   |
| ISO 6336-6 Bending Safety Factor  | 1,608                                    | 1,683   |
| ISO Total Contact Dmg (Flank P)   | 34,130 %                                 | 8,376 % |
| ISO Total Contact Dmg (Flank N)   | 0,000 %                                  | 0,000 % |
| Min. ISO Contact Safety (Flank P) | 1,161                                    | 1,290   |
| Min. ISO Contact Safety (Flank N) | 1,000E4                                  | 1,000E4 |
| ISO 6336-6 SH (Flank P)           | 1,171                                    | 1,447   |
| ISO 6336-6 SH (Flank N)           | 1,000E4                                  | 1,000E4 |
| ISO 6336 Edition                  | ISO 6336:2006 Corr. 2... ▼               |         |

Obr. 15– Výsledky výpočtu ozubení v softwaru GEAR

Podle RICARDO metodiky dojde po uběhnutí požadované životnosti k 29 % poškození pastorku. Výsledkem dle ISO metodiky je bezpečnost pro pastorek 1,61 v ohybu a 1,17 v dotyku, což odpovídá doporučeným minimálním bezpečnostem. Vzhledem k tomu, že tým CTU CarTech nemá s výpočtem dle RICARDO metodiky zatím zkušenosti, bylo rozhodnuto považovat za relevantní příslušnou ISO metodiku, provedenou pro omezenou životnost v softwaru GEAR.

## 5.2.6. Konstrukce stálého převodu

Program RICARDO GEAR umožňuje export geometrie ozubení ve formátu IGES, což značně zjednoduší konstrukci CAD modelu. Tloušťka ozubeného věnce u kola byla po konzultaci s Ing. Tomášem Karníšem zvolena jako dvojnásobek modulu, což by mělo předejít velkým deformacím věnce jak při výrobě, tak při provozu. Pastorek je ocelový, uložený na výstupním hřídeli převodovky na drážkování. Kolo je tvořeno ocelovým věncem, nasazeným na hliníkový náboj, uloženým na diferenciálu také pomocí drážkování.

Obě drážkování jsou navržena výrobcem motoru, respektive diferenciálu a jsou využita v plné délce, proto není potřeba provádět jejich kontrolní výpočet.

Spojení mezi věncem a nábojem bylo navrženo pomocí lícovaných šroubů se specifikací mechanických vlastností 12.9. Kontrola lícovaných šroubů na stříh a otlacení se provádí stejným způsobem jako u kolíků a čepů. Mez kluzu pro šroub je dána jeho specifikací, typické



hodnoty meze kluzu hliníkové slitiny EN AW 7075, použité pro náboj, se pohybují kolem 460 - 490 MPa. Maximální přenositelný moment na kole stálého převodu lze vypočítat pomocí maximální hnací síly na kolech (viz. Kap. 6.1.1.3.):

$$M_K = T_{TR} \cdot r_d = 2809 \cdot 0,223 = 626 \text{ Nm} \quad (20)$$

Kontrola na střih:

$$\tau = \frac{F}{S \cdot i} = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot r \cdot d^2 \cdot i} = \frac{4 \cdot 626}{\pi \cdot 57 \cdot 3^2 \cdot 6} = 259 \text{ Mpa} \quad (21)$$

$$\tau_D = 0,55 R_e = 0,55 \cdot 1080 = 594 \text{ Mpa} \quad (22)$$

Do výpočtů je zahrnut koeficient dynamické bezpečnosti  $s_D = 2$  :

$$\tau < \frac{\tau_D}{s_D} \quad (23)$$

$$259 \text{ Mpa} < \frac{594}{2} = 297 \text{ Mpa} \quad (24)$$

Kontrola na otláčení kontaktu lícovaného šroubu s hliníkovým nábojem:

$$p = \frac{F}{d \cdot a \cdot i} = \frac{M_k}{r \cdot d \cdot a \cdot i} = \frac{626}{57 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 6} = 76 \text{ Mpa} \quad (25)$$

$$p_D = 0,9 \cdot R_e = 0,9 \cdot 460 = 414 \text{ Mpa} \quad (26)$$

$$p < \frac{p_D}{s_D} \quad (27)$$

$$76 \text{ Mpa} < \frac{414}{2} = 207 \text{ Mpa} \quad (28)$$

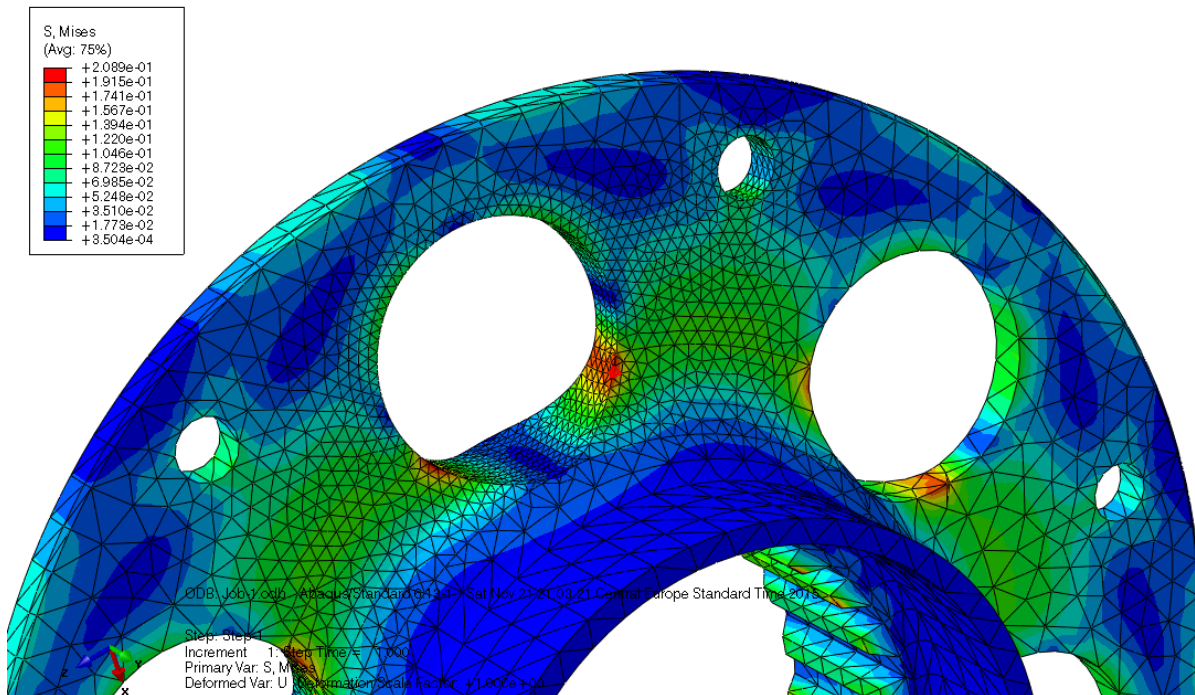
Kontrolní výpočty doplňuje analýza náboje kola v programu DS Abaqus 6.13 (Obr. 16). Koeficient pro zahrnutí dynamické bezpečnosti 2 byl uvažován i u této analýzy. U náboje jsou zamezeny všechny stupně volnosti na plochách drážkování a je zatížen maximálním přenositelným momentem, který je spojen s dírami lícovaných šroubů pomocí funkce „continuum distributing coupling“, což je funkce, která zajišťuje rovnoměrnou distribuci momentu do zvolených ploch a povoluje deformaci povrchovým uzlům.

Napětí na drážkování náboje při vyhodnocení výsledků je nutné brát s rezervou, protože není řešeno kontaktní vazbou, ale přechodem z volného na nepohyblivý element. Drážkování nebude důkladněji analyzováno kvůli vysokým nárokům na výpočet a také proto, že toto drážkování je už vyzkoušeno dlouhodobým provozem na předchozích vozech.

Nejvyšší napětí se nachází na odlehčovacích otvorech a dosahuje hodnoty 209 MPa.

Výsledná bezpečnost je tedy:

$$s = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{460}{209} = 2,2 \quad (29)$$



Obr. 16 – Analýza náboje kola stálého převodu [GPa]

## 5.2.7. Diferenciál

Tým CTU CarTech používá už šestým rokem diferenciál s omezenou účinností od firmy Drexler, navržený přímo pro vozy Formula Student/SAE. Tento diferenciál vyniká svou nízkou hmotností při momentové kapacitě 1200 Nm. Další předností jsou tři různé možnosti nastavení dynamické svornosti. K poruše došlo zatím jen v jednom případě, bohužel zrovna v závěru hlavního závodu soutěže FSG 2013, kdy klec diferenciálu podlehl dynamickému namáhání, a ulomily se rampy, které jsou součástí klece diferenciálu.

Po tomto závodě se rozhodovalo o možné náhradě, protože tato porucha nebyla podle ostatních týmů ojedinělá, ale poté, co se firma Drexler rozhodla nevrátit do ramp nevhodně umístěné odlehčovací díry, které působí jako koncentrátoři napětí, tyto problémy už se téměř nevyskytují.

Při přesunutí diferenciálu do bloku motoru vystanou dva problémy. Především je nutné poměrně často měnit olej a je tedy potřeba mít k diferenciálu dobrý přístup. To je částečně vyřešeno rozdělením bloku motoru pomocí vedlejší dělicí roviny. Přesto bude

potřeba před výměnou oleje kromě zadního víka motoru odpojit ještě tlumiče a zadní úchyty ramen.

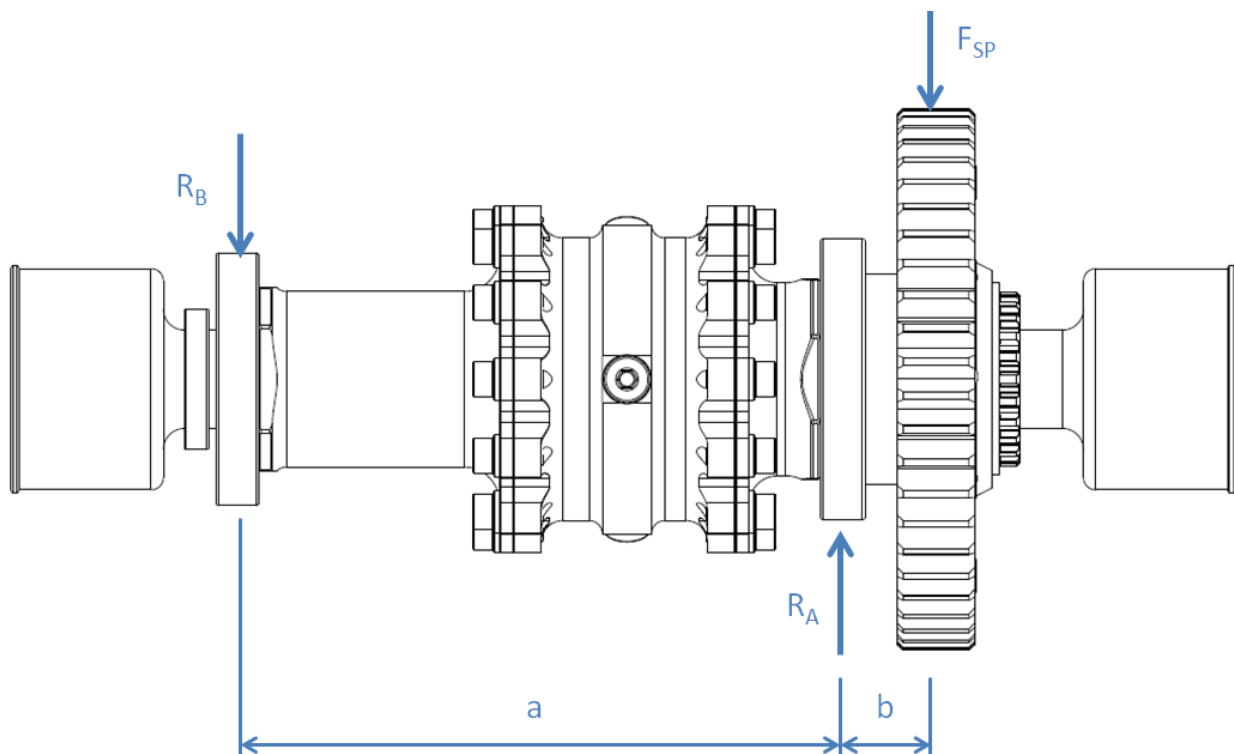
Druhou možností je odpojit hnací hřídele, unašeče hnacích hřídelů, odmontovat víko stálého převodu a vyjmout celou sestavu diferenciálu, která je do bloku vložena kazetově. Při změně nastavení ramp diferenciálu je nutné diferenciál vyjmout touto cestou.

Výměna oleje je prováděna zhruba po 200 - 300 km, takže během sezony bude potřeba provést několik výměn.

Druhým problémem by mohla být teplota diferenciálu, protože během provozu dosahuje 50 – 60 °C s diferenciálem umístěným mimo motor. Při zástavbě do bloku motoru, který má teplotu zhruba 90 °C se dá očekávat nárůst teploty. Problém byl konzultován s firmou Drexler i s jejím oficiálním zástupcem pro ČR – Šenkýř Motorsport. Při použití stejných olejů a materiálu třecího obložení dosahují jejich závodní diferenciály při závodech teplotu 130 °C, která podle jejich zkušeností ještě nemá na funkci negativní vliv. Bylo tedy rozhodnuto pro zástavbu diferenciálu bez dalších opatření.

## 5.2.8. Výpočet trvanlivosti ložisek diferenciálu

Protože dosud nikdy nebyl proveden výpočet trvanlivosti ložisek diferenciálu, bylo rozhodnuto tento výpočet provést pomocí reálných dat, použitých při výpočtu stálého převodu. Z průběhu momentu na pastorku stálého převodu byly vypočítány síly v ložiskách diferenciálu pomocí schématu na Obr. 17.



Obr. 17 – Schéma výpočtu sil v ložiskách diferenciálu

Momentová rovnice pro radiální sílu v ložisku B:

$$R_B: \quad R_A \cdot a - F_{SP} \cdot (a + b) = 0 \quad (30)$$

$$R_B + F_{SP} - R_A = 0 \quad (31)$$

Po zjištění radiálních sil v ložiskách byly pomocí funkce MS Office „histogram“ redukovány síly do osmi tříd (Tab. 8). Četnost prvků v těchto třídách byla vyjádřena v procentech a pomocí vztahu (32) byla vypočítána celková trvanlivost pro součet dílčích trvanlivostí při 10% pravděpodobnosti porušení ložiska (33).

| LOŽISKO A |             | LOŽISKO B |             |
|-----------|-------------|-----------|-------------|
| Třídy [N] | četnost [%] | Třídy [N] | četnost [%] |
| 1500      | 30,9806371  | 250       | 30,9806371  |
| 3000      | 6,433479076 | 500       | 11,3054341  |
| 4500      | 14,74078701 | 750       | 9,931292942 |
| 6000      | 11,43035603 | 1000      | 12,17988757 |
| 7500      | 12,67957527 | 1250      | 13,74141162 |
| 9000      | 16,61461587 | 1500      | 14,99063086 |
| 10500     | 3,310430981 | 1750      | 3,060587133 |
| 12000     | 3,810118676 | 2000      | 3,810118676 |

Tab.8 – Histogram zatížení ložisek

$$L_{10n} = a \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (32)$$

$$L_{10} = \frac{100}{\frac{t_1}{L_{101}} + \frac{t_2}{L_{102}} + \frac{t_3}{L_{103}} + \dots} \quad (33)$$

Kde:

$L_{10n}$  ..... dílčí trvanlivost pro 10% pravděpodobnost porušení ložiska v milionech otáček

$C$  ..... základní dynamická únosnost ložiska

$P$  ..... ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$p$  ..... exponent ( $p = 3$  pro kuličková ložiska)

$a$  ..... součinitel zohledňující provozní podmínky ( $a \cong 1$  pro zapouzdřená ložiska SKF Explorer provozovaná při teplotě  $t \cong 90$  °C)

Trvanlivost vyjádřená v ujetých kilometrech potom vypadá takto:

$$L_{10 \text{ Km}} = a \left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot 1000 \quad (34)$$

Parametry zvolených ložisek:

|                           | LOŽISKO A     | LOŽISKO B     |
|---------------------------|---------------|---------------|
| Označení ložiska:         | SKF 61911-2RZ | SKF 61910-2RZ |
| Vnější průměr D:          | 80 mm         | 72 mm         |
| Vnitřní průměr d:         | 55 mm         | 50 mm         |
| Šířka B:                  | 13 mm         | 12 mm         |
| Dynamická únosnost C:     | 16,5 KN       | 14,6 KN       |
| Statická únosnost $C_0$ : | 14 KN         | 11,8 KN       |

Statická bezpečnost:

$$S_{0A} = \frac{C_{0A}}{P_{0A}} = \frac{14000}{11543} = 1,21 \quad (35) \quad S_{0B} = \frac{C_{0B}}{P_{0B}} = \frac{11800}{1794} = 6,58 \quad (36)$$

Základní trvanlivost vyjádřená v kilometrech:

$$L_{10 \text{ Km } A} = 19679 \text{ km} \quad L_{10 \text{ Km } B} = 305673 \text{ km}$$

Zvolená ložiska vyhovují a trvanlivostí několikanásobně převyšují požadavky (vůz za sezonu ujede kolem 1000 - 1500 km), zvláště pak ložisko B, které by mohlo být zvoleno s menší únosností, ale SKF 61910-2RZ je nejmenší těsněné ložisko daného vnitřního průměru. 2-RZ znamená, že je těsněné z obou stran gufery z materiálu NBR, který vyniká nízkými odpory. Těsněná ložiska byla vybrána proto, aby nebylo nutné vést k diferenciu mazací kanál. Vyšší trvanlivost ložisek byla zvolena i proto, že jsou ve výpočtu zanedbány přídavné radiální a axiální síly od hnacích hřídelů, které se budou zvětšovat s úhlem zalomení hnacích hřídelů.

## 5.3. Konstrukce bloku motoru

K samotné konstrukci bloku motoru lze přistoupit poté, co jsou známá všechna konstrukční omezení. Vnitřní komponenty už byly umístěny, ale pořád zůstávají neznámá omezení, týkající se především zadní nápravy a výrobní technologie bloku motoru.

### 5.3.1. Konstrukční omezení výrobní technologií

Výrobní technologie závisí na mnoha faktorech. V první řadě mezi požadavky bývá co nejnižší výrobní cena, což je faktor, který se bohužel nevyhne ani projektu Formula Student/SAE. S volbou výrobní technologie také úzce souvisí počet vyrobených kusů. Pro prototypovou výrobu skříní převodovek a bloků motorů, kde by se nevyplatilo pořízení forem, se běžně používá obrábění. V sériové výrobě jsou ocelové formy naopak vzhledem k počtu vyrobených kusů malou investicí. Každá technologie má také své výhody a nevýhody, týkající se konstrukce.

Vzhledem k plánované výrobě pouze několika kusů bloku motoru nebudou při výběru uvažovány sériové technologie jako je gravitační nebo tlakové lití do kokil.

#### Obrábění

Kromě toho, že je obrábění poměrně levná technologie pro prototypovou výrobu, má i několik dalších výhod. Jako polotovár lze použít válcovanou hliníkovou slitinu, např. EN AW 7075, která má vysokou mez kluzu a je výborně obrobitelná. Navíc není potřeba po obrobení použít žádnou dokončovací operaci. Nevýhodou je ale tvarové omezení dutin, které musí umožnit dostatečný prostor pro nástroj a vřeteno a také samotný strojní čas.

#### Laserové spékání kovů

Spékání kovů laserem nebo také laserové sintrování je moderní technologie pro výrobu prototypů. Výhodou je bezesporu téměř neomezená tvarová volnost a možnost použití materiálů o vysoké jakosti. Nevýhodou je nutnost následného obrábění funkčních ploch a také vysoká cena, zvláště pro tak rozměrné výrobky, jako je blok motoru.

#### Gravitační lití do pískové formy

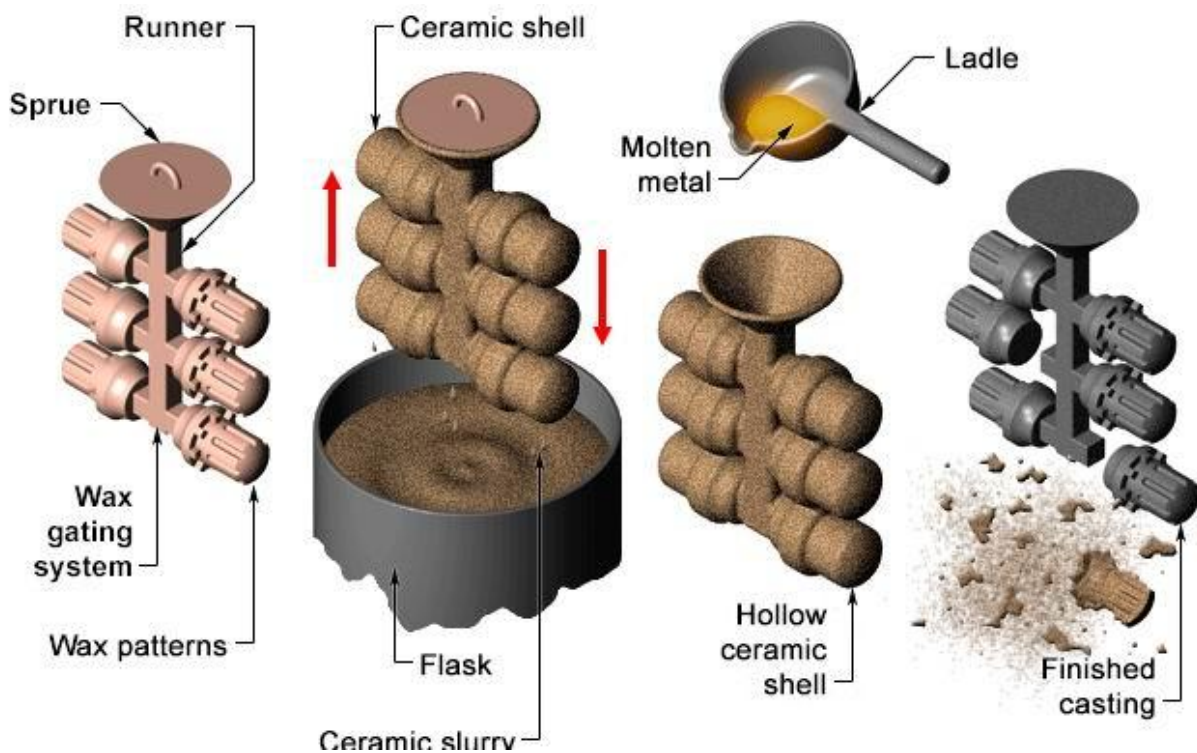
Gravitační lití do pískové formy přináší do konstrukce dílů velká omezení v podobě nutnosti snadného vyjmutí modelu z formy (forem) a tedy i volby dělicích rovin a úkosů. Naopak představuje malé nároky na model. Touto metodou nelze dosáhnout vysokou přesnost ani jakost povrchu, takže následné obrábění funkčních ploch je nutností.

#### Odlévání metodou přesného lití na vytavitelný model

Touto metodou lze odlévat velmi přesné součásti, které vyžadují následné obrábění minimálního množství funkčních ploch. Jako materiál modelu se používá materiál s nízkou teplotou tání, většinou vosk, který se namáčí do keramické břechky a následně obaluje křemenným pískem, který spolu s keramickou břechkou tvoří formu. Po dosažení požadované tloušťky stěny formy je vosk vytaven a forma je vytvrzena v peci. Následně se do přehřáté formy odlévá kov podle potřeby v atmosféře, pod vakuem nebo ochranou inertního plynu. Po vychladnutí probíhá vyjmutí odlitku rozbitím formy. Výhodou je vysoká přesnost odlitku, možnost použít tenké stěny a složité tvary [13].

V poslední době se objevil způsob jak vytavitelný model podstatně zlevnit využitím technologie 3D tisku, kdy je tvar voskového modelu dosažen na 3D tiskárně. Tato technologie se jeví jako nejvhodnější a pro tým CTU CarTech nejdostupnější, díky spolupráci s firmou MCAE Systems. Model bloku motoru bude tedy konstruován v souladu s možnostmi této technologie.

Často uváděným omezujícím parametrem pro lití na vytavitelný model je hmotnost dílu, která by neměla překročit 10 kg. Dále by maximální velikost dílu neměla překročit 600 mm, to znamená, že hlavní části bloku motoru FS.0X se pohybují na horní hranici. Minimální dosažitelná tloušťka se pohybuje kolem jednoho milimetru, po konzultaci byla ale kvůli bezpečnosti zvolena minimální tloušťka stěny 3mm. Díky absenci dělicích rovin není potřeba dělat úkosy, což značně zjednodušuje konstrukci a přispívá k odlehčení dílu.



Obr. 18 – Proces lití na vytavitelný model [14]

Pro odlévání metodou přesného lití lze použít hliníkovou slitinu EN AC-42200 (AlSi7Mg0,6), která dosahuje meze kluzu 240 - 280 MPa po tepelné úpravě T6 [15].

## 5.3.2. Konstrukční omezení zadní nápravou

Již při počátku návrhu vlastního motoru bylo cílem integrovat do něj co nejvíce komponentů, které se nacházejí v zadní části vozu, zadní nápravu nevyjímaje. Velmi tak narůstají požadavky na tuhost a pevnost motoru, který tak musí zachytávat nejen síly od klikového mechanismu a převodovky, ale i síly od jednotlivých komponent zadní nápravy. Navíc musí nahradit trubkový ocelový rám a přenášet torzní i ohybový moment působící od pneumatik do primární struktury.

V této práci je podrobně řešeno uchycení zadní nápravy včetně analýzy s využitím konečnoprvkové metody a kinematické parametry předcházející návrhu úchytných bodů. Úchytem motoru k primární struktuře se zabývá ve své práci Bc. Jakub Urban [9].

Cílem této kapitoly je zjistit, na které místo bloku motoru bude nejvýhodnější umístit úchyty nápravy z hlediska kinematiky.

### 5.3.2.1. Pneumatiky

Jako první krok před jakýmkoli návrhem nápravy je nutné stanovit pneumatiky, které budou použity. Od volby pneumatik se totiž odvíjí všechno ostatní od rozměru ráfků až po výslednou kinematiku nápravy.

Od roku 2014 tým CTU Cartech používá pneumatiky značky Hoosier o rozměru 18 x 7,5 R10, které byly vybrány po důkladném studiu jejich reálných parametrů, změřených v laboratoři americké firmy CALSPAN. Tým je od roku 2010 spoluinvestorem na výzkumu pneumatik pro použití na vozy Formula Student/SAE, tedy má přístup ke všem dosud naměřeným datům.

Pneumatiky o průměru 10 palců namísto 13, které tým používal v minulosti, mají hlavní výhodu v menší hmotnosti a momentu setrvačnosti. Mezi další výhody patří kratší doba potřebná k ohřátí pneumatiky a možnost dosáhnout provozní teploty. Až do vozu FS.06, který první používal 10 palcové pneumatiky, nebyly nikdy přední pneumatiky zahřáty na ideální provozní teplotu. Zároveň se podařilo pomocí těchto pneumatik, které mají o dva palce menší vnější průměr než třináctipalcové, snížit těžiště neodpružených hmot zhruba o 25 mm a také zkrátit osovou vzdálenost stálého převodu a tedy i zástavbu pohonné jednotky.

Protože má tým už dva roky zkušeností s těmito pneumatikami a je k dispozici několik sad na testování (přechod na jiné pneumatiky je z tohoto důvodu velmi nákladný), a také s přihlédnutím k jejich parametrům bylo rozhodnuto použít je i pro koncept FS.0X. Ráfky vlastního návrhu a výroby o rozměru 7,5 x 10 ET 20 a hmotnosti 1,3 kg, vyvinuté pro FS.07, budou použity také.



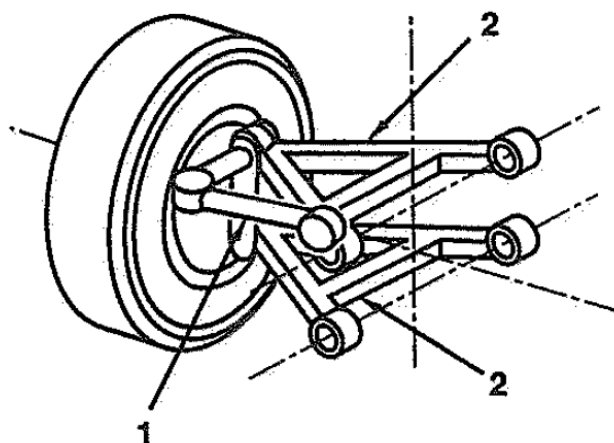
### 5.3.2.2. Kinematika zadní nápravy

Kinematika nebo také geometrie nápravy určuje, jakým způsobem jsou připojeny neodpružené hmoty (kola) k odpružené hmotě (šasi) a jak vypadá relativní pohyb kola vůči šasi. Geometrie nápravy také určuje rozložení sil do jednotlivých prvků nápravy.

Kinematiku je nutné vždy přizpůsobit individuálně každému vozidlu. Neexistuje tedy univerzální, ani žádná ideální kinematika. Vždy dochází ke kompromisům, zvláště mezi kinematikou vhodnou pro podélnou dynamiku a kinematikou vhodnou pro příčnou dynamiku vozu.

### 5.3.2.3. Volba typu nápravy

Obecně v prostoru má těleso 6 stupňů volnosti a uložení kola zadní nápravy, pro které je žádoucí pohyb jen ve vertikálním směru je potřeba 5 stupňů volnosti odebrat. To je možné více způsoby – různým konstrukčním provedením nápravy. Z hlediska co nejpříznivějšího namáhání komponent nápravy je vhodné zamezit pět stupňů volnosti pomocí pěti prvků, které poté teoreticky přenášejí pouze tahové a tlakové síly. Takovéto provedení se nazývá lichoběžníková náprava a běžně se používá především na sportovních a závodních vozech. Obě ramena odeberou každé dva stupně volnosti a pátý stupeň volnosti odebírá spojovací tyč (Obr. 19).



Obr. 19 – Lichoběžníková polonáprava [4]

Odpružení je na tomto typu nápravy zajištěno pomocí pružiny, uchycené mezi rámem a ramenem (těhlicí), nebo s pomocí pružiny uchycené k rámu, jejíž druhý konec je uchycen na rameno (těhlici) přes vložené vahadlo.

### 5.3.2.4. Požadavky na kinematiku zadní nápravy vozu Formula Student/SAE

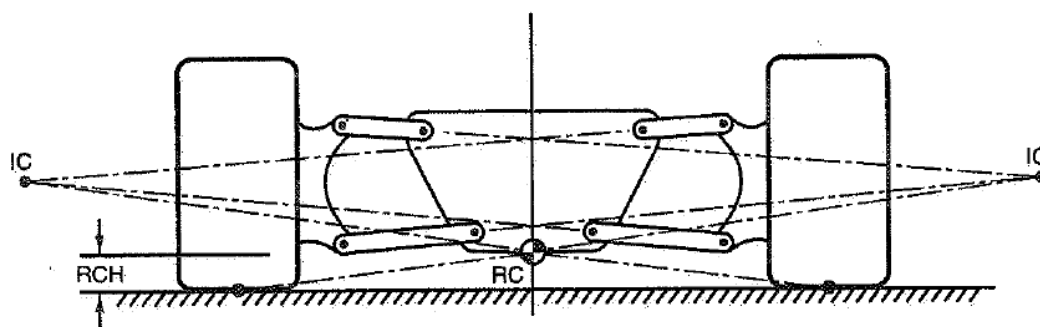
- Musí zajistit takový kontakt pneumatiky s vozovkou v daném okamžiku, při kterém je pneumatika schopna přenést na vozovku největší sílu v daném směru. Obvykle je nutné stanovit kompromis především mezi podélným a příčným směrem.
- Musí splňovat pravidla Formula Student/SAE (minimální zdvih 50,8 mm, rozvor minimálně 1525 mm a rozchod jedné nápravy nesmí být o víc než 25 % rozdílný od rozchodu druhé nápravy).
- Kinematika může přispět k předvídatelnému chování vozu (piloti jsou zpravidla amatéři), zejména co se týče „anti x“ geometrie (geometrie ovlivňující naklání vozu při podélné a příčné akceleraci) a „bump steer“ (způsobuje zatočení kola při propružení nebo klopení vozu).
- Musí být široce nastavitelná, kromě běžného nastavení na různé povrchy vozovky je vhodná také pro možnost eventuální větší úpravy nesprávně zvoleného konceptu.
- Prvky nápravy musí být rozmístěny v co nejširším vnitřním prostoru kola (i opačné konce uchycené k rámu) za účelem snížení sil v ramenech a vůlí v nápravě.
- Geometrie vahadla by měla být taková, aby byl využit co největší zdvih tlumiče, čímž se zmenšuje na něj působící síla a možnost nastavení tlumení je širší. Zároveň je vhodné geometrii uzpůsobit tak, aby tuhost odpružení progresivně rostla s propružením, zvláště pro vůz využívající aerodynamické přítlačné prvky – bez použití vahadla lze tohoto průběhu dosáhnout jen částečně a velmi obtížně.
- Úchyty nápravy by měly být navrženy tak, aby docházelo k co nejmenšímu ohybu komponentů (například uchycení „pushrodu“ – vzpěry tlumiče na ramenu, by mělo být co nejblíže k úchytu těhlice)

V následujícím textu budou stručně rozebrány nejdůležitější kinematické parametry, předcházející konstrukci zadní nápravy.

### 5.3.2.5. Výška centra klopení

Centrum klopení je bod, kolem kterého se při působení příčného zrychlení otáčí odpružená hmota. Konstrukce tohoto bodu závisí na provedení nápravy. Konstrukce pro lichoběžníkovou nápravu (Obr. 19) vypadá (z čelního pohledu) následovně:

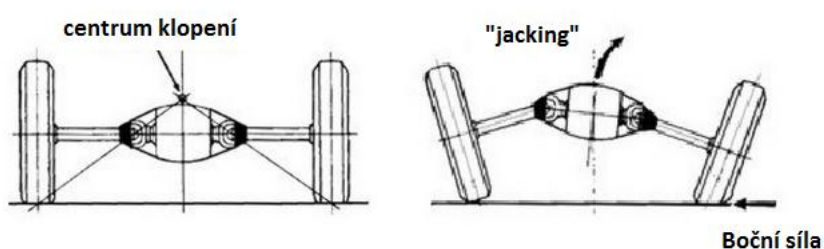
Virtuálním prodloužením ramen vznikne jejich průsečík (pól pohybu kola). Proložíme přímkou tímto bodem a středem pneumatiky promítnutým do roviny vozovky. Postup zopakujeme pro druhou polovinu nápravy. Centrum klopení poté získáme jako průsečík přímek spojujících póly pohybu kol a středů pneumatik promítnutých do vozovky. Poloha centra klopení se při klopení šasi v prostoru mění, ale nejdůležitější souřadnice (vzdálenost od vozovky) se mění u tohoto typu nápravy většinou jen málo.



Obr. 20 – Konstrukce centra klopení (RC)

Centrum klopení a poloha těžiště odpružených hmot tvoří úsečku, jež je zároveň ramenem na kterém působí síla, vzniklá příčným zrychlením na odpružené hmoty. Pokud tedy zvýšíme polohu centra klopení, zmenší se moment působící na odpružené hmoty, zachytávaný pružinami a příčnými stabilizátory. Pokud umístíme centrum klopení do těžiště, pak je náprava v klopení tzv. „kinematically tuhá“ a veškeré síly, vzniklé klopením, zachytávají pouze ramena – odpružení žádné síly nezachytává. Takové řešení má více nevýhod, ale nejzásadnější kompromis je třeba stanovit mezi výškou centra klopení a „jackingem“ (zvedáním vozu) - jevem který vzniká kdykoli když pól pohybu (a tedy i centrum klopení) neleží na vozovce.

Příčná síla vzniklá v pneumatice tvoří přes rameno (vzdálenost pól pohybu – vozovka) moment, který má snahu kolo stlačovat k vozovce a odpruženou hmotu naopak zvedat, pokud se pól pohybu nachází nad vozovkou. To způsobí ztrátu odklonu a pokles maximální boční síly. Tento jev je dobře pozorovatelný u vozů s extrémně vysokými póly pohybu (Škoda 100, vozy Formula Vee)



Obr. 21 – „Jacking“ u kyvadlové nápravy [16]

Požadavek na určitou výšku centra klopení tedy na bloku motoru ovlivní polohu úchytů nápravy především ve **vertikálním směru**. Na základě zkušeností s předešlými i konkurenčními vozy bylo rozhodnuto pro výšku centra klopení 24 mm nad vozovkou (ve statické poloze). Vzhledem k předpokládanému snížení těžiště vozu by měla být síla zachycena stabilizátory srovnatelná s předchozími vozy. Zároveň bude docházet k minimálnímu „jackingu“.

### 5.3.2.6. Změna odklonu kola s pružením

Dodržet správné pracovní podmínky pro pneumatiku je naprosto zásadní parametr ovlivňující úspěch závodního vozu. Kromě optimálního tlaku a teploty pneumatiky má velký vliv na přenesenou sílu geometrie nápravy, především výsledný odklon kola vzhledem k vozovce a jeho průběh při pružení a klopení šasi.

Pro použité pneumatiky se v závislosti na ostatních parametrech optimální odklon kola pohybuje mezi jedním až třemi stupni. Při použití dvojitého lichoběžníku ale odklon kola vlivem klopení šasi vždy klesá. Pro ramena, umístěná spolu rovnoběžně, je úbytek odklonu roven klopení šasi a s přibližováním ramen k sobě na straně šasi úbytek odklonu s klopením klesá.

To má ale negativní vliv pro podélnou dynamiku. Při akceleraci nebo brzdění se totiž odklon kola, který bychom pro maximální trakci potřebovali udržet v blízkosti nulové hodnoty, mění tím víc, čím blíže k sobě ramena přibližujeme na straně šasi.

Aby i při malém klopení šasi byl k dispozici alespoň nějaký odklon kola, je nutné akceptovat určitou hodnotu statického odklonu kola, který se běžně pohybuje kolem hodnoty 1,5 stupně a mění se podle toho, v jakém poměru k sobě je na trati zastoupena podélná a příčná dynamika.

Požadavek na určitou změnu odklonu kola s pružením tedy ovlivní polohu úchytů horního a spodního ramena na bloku motoru ve **vertikálním směru vůči sobě**.

### 5.3.2.7. Změna natočení kola s pružením

Při použití dvojitého lichoběžníku musíme zpravidla akceptovat natočení kola v závislosti na pružení – „bump steer“, který se snažíme udržet v minimálních hodnotách. Každé narušení geometrie při jízdě totiž negativně ovlivní schopnost pneumatiky přenášet sílu v požadovaném směru.

Změna natočení byla dosažena menší než 0,1 °. Úchyt spojovací tyče byl umístěn přímo na spodní rameno. Je možné dodržet i nižší hodnoty uchycením spojovací tyče na šasi, ale kromě dalšího úchytu je nutné velmi přesně dodržet správnou pozici úchytu, což je problém který není potřeba řešit, pokud je spojovací tyč uchycena na rameno. Požadavek na hodnotu změny natočení kola s pružením tedy **nemá vliv** na konstrukci úchytu na bloku motoru.

### 5.3.2.8. „Anti“ geometrie

„Anti“ účinek náprav znamená, jakým způsobem jsou svázané vertikální a horizontální síly mezi odpruženými a neodpruženými hmotami. Pod tuto kategorii spadá „antidive“ a „antisquat“, oba parametry se uvádějí v procentech.

Antidive znamená, jak náprava propruží při brzdění. Pokud je antidive 100 %, náprava při brzdění nepropruží a veškerá síla od brzdění je zachycena rameny. Pokud je antidive 0 %, náprava propruží o hodnotu nepřímo úměrnou tuhosti odpružení. Antisquat funguje obdobně, ale pro případ zrychlování, tedy pro zadní nápravu.

Protože síla zachycená tlumičem se zvětšením „anti“ geometrie klesá, ale tlumení zůstává stejné, mění se i schopnost nápravy tlumit nerovnosti, až pro případ 100 % „anti“ geometrie, kdy už tlumič neplní svou funkci a nedochází k žádnému tlumení ani odpružení.

Výhoda antisquatu spočívá především v tom, že na zadní nápravě vždy existuje velký přírůstek odklonu s propružením (potřebný pro malý úbytek odklonu při klopení pro výhodnější postavení pneumatiky při zatáčení) a při použití antisquatu můžeme propružení při akceleraci a tedy i přírůstek odklonu omezit. U přední nápravy je další výhodou při použití vysoké hodnoty antidive možnost umístit přítláčné křídlo blíž k vozovce a účinněji využít tzv. „groud effect“.

Za maximální přínosný antisquat se pokládají hodnoty kolem 20 % [3]. Požadavek na určitou hodnotu anti geometrie ovlivní úchytné body ramen ve **vertikálním směru vůči sobě**.

### 5.3.2.9. Změna rozchodu nápravy s pružením

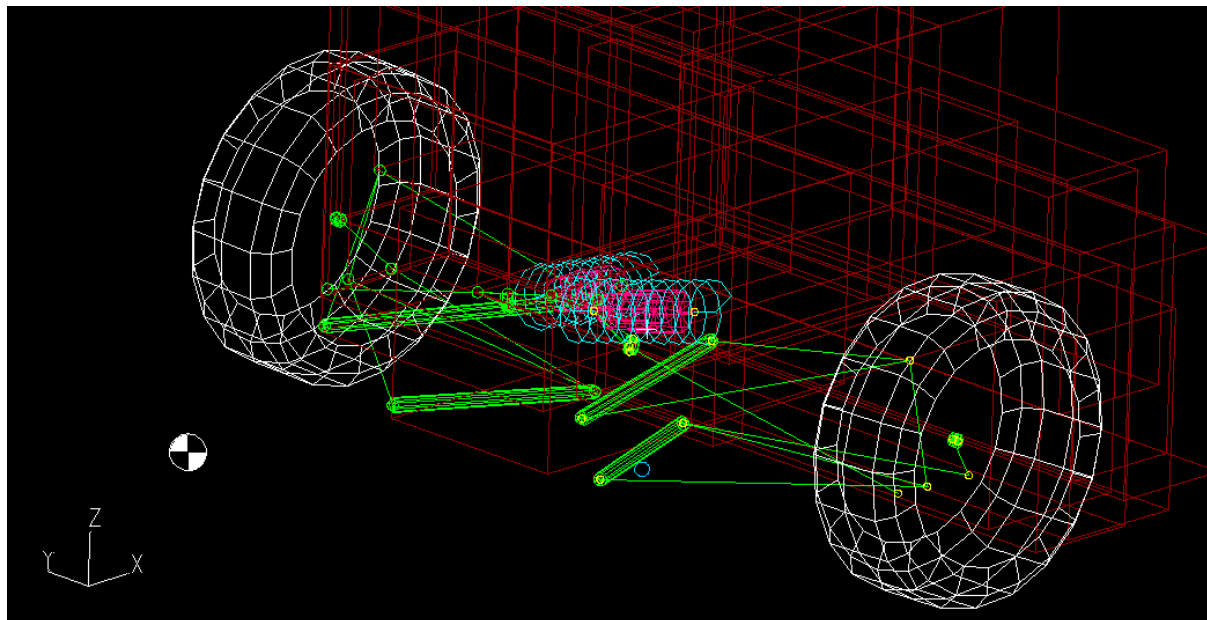
Změna rozchodu nápravy s pružením patří k negativním jevům, které narušují trakci. Stejně jako v případě natočení kol s pružením se snažíme i tento jev minimalizovat. Vliv na jeho velikost má hlavně vertikální poloha pólu pohybu kola a délka ramen. Poloha pólu pohybu je určena důležitějšími parametry, proto je výhodné snažit se dosáhnout co nejdelších ramen.

Poloha úchytnů nápravy na bloku motoru tedy bude ovlivněna požadavkem na minimální hodnotu tohoto parametru v **příčném směru**.

### 5.3.2.10. Návrh kinematiky v softwaru Lotus Suspension Analysis

Na základě znalosti vlivu kinematiky na dynamiku jízdy je možné přistoupit k vlastnímu řešení. K tomuto účelu byl použit software Lotus Suspension Analysis, ve kterém lze využít předdefinovaný vzor pro základní typy náprav. Posouváním jednotlivých úchytných bodů se mění průběhy jednotlivých parametrů v závislosti na (zpravidla) zdvihu kol.

Průběhy parametrů zkoumáme pro tři základní jízdní stavy – propružení (bump), klopení (roll) a zatáčení (steer). Pomocí známé geometrie je poté možné i zadat na jakýkoli prvek nápravy osamělou sílu a zkoumat její rozložení do ostatních prvků. Kinematické i dynamické výsledky jsou uvedeny v příloze č. 2 a č. 3.



Obr. 22 – Zadní náprava FS.0X – Lotus suspension analysis

### 5.3.2.11. Konstrukce zadní nápravy

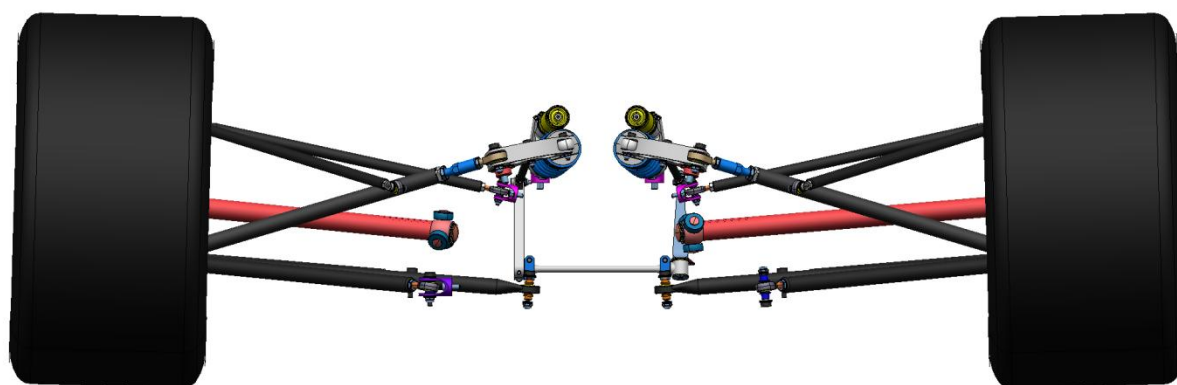
V předešlém textu byly uvedeny parametry, pomocí kterých lze stanovit polohu úchytů nápravy na straně šasi. V zájmu co nejstručnějšího popisu byly uvedeny pouze základní parametry, které jsou pro volbu polohy úchytů zásadní.

Pro samotnou konstrukci jsou dalším omezením dělicí roviny. Do okolí dělicích rovin totiž lze úchyty umístit jen s obtížemi. Zadní úchyty byly umístěny na zadní část motoru až za vedlejší dělicí rovinu. Důvodem byla obava o tuhost A-ramen, která rychle klesá se zmenšujícím se úhlem jejich otevření. Přední úchyty tedy byly umístěny naopak co nejvíce vpředu, ale kvůli velké míře nesymetrie motoru jsou polohy těchto úchytů kompromisem, protože nápravu je velmi vhodné navrhnut jako symetrickou.

Ramena samotná jsou vyrobena jako svařence ze slitinové oceli 25CrMo4. Největší výhodou je spolehlivost a levná výroba, nevýhodou je vysoká hmotnost. Jejich připojení k žabkám nebo přímo k bloku motoru je realizováno lícovanými šrouby a kloubovými oky se závitem. Ve všech hliníkových žabkách jsou vlisovány ocelové vložky, které rozkládají výhodněji a na větší ploše napětí od lícovaných šroubů. Tímto způsobem lze předejít otlacení hliníkového bloku.

Spojovací tyč byla integrována do spodního ramena z kinematických i praktických důvodů, odpadá tím totiž dilema, kam umístit na blok motoru další úchyt a navíc se při takto provedené nápravě minimálně mění sbíhavost při změně odklonu. Na prvcích, na které působí pouze tah nebo tlak, jako je spojovací tyč nebo vzpěra tlumiče, je použito uhlíkové trubky s vlepými vložkami se závitem. Spolehlivost tohoto provedení, jehož výhodou je nízká hmotnost a vysoká tuhost (výrobce trubek uvádí  $E = 135 \text{ GPa}$  pro osový směr), což už je ověřeno jak na univerzálním trhacím stroji tak na několika předešlých vozech.

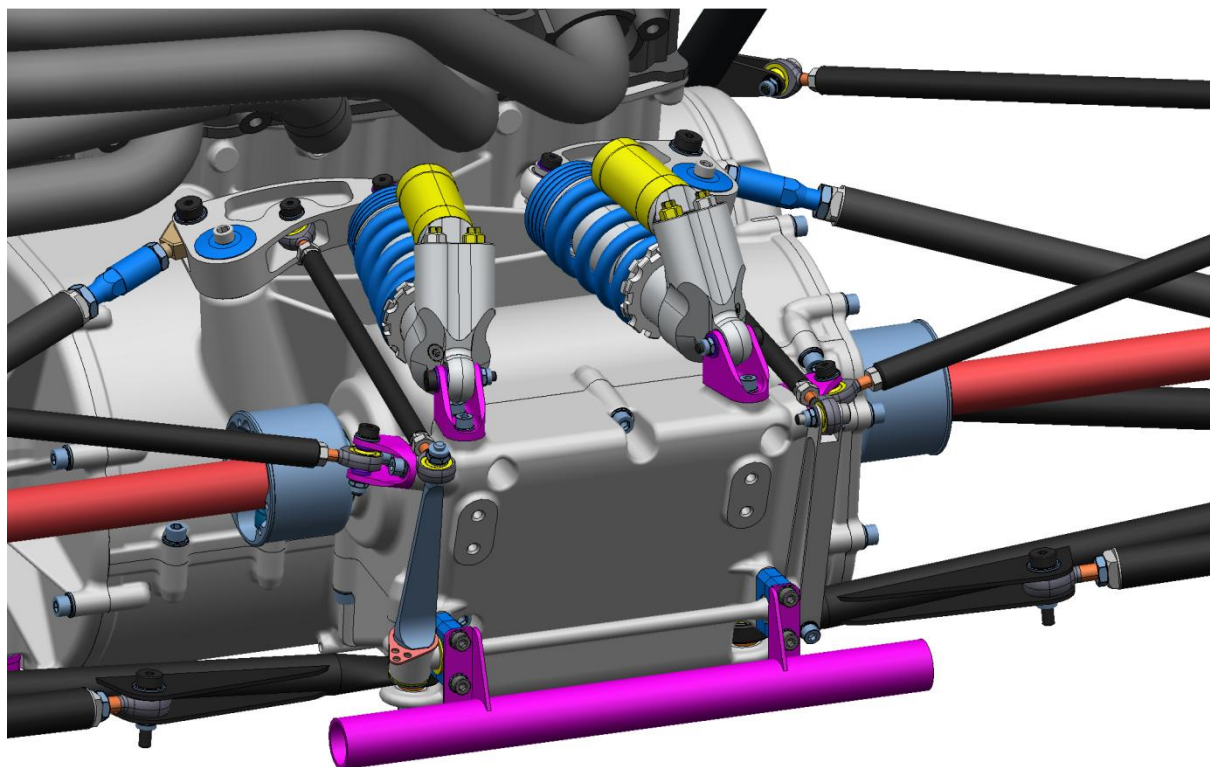
Tlumiče byly umístěny s ohledem na co nejmenší hmotnost jejich spojení s blokem motoru, vysokou tuhost tohoto spojení a také s ohledem na jejich snadnou nastavitelnost. Jediné vhodné místo, kam lze tlumiče umístit je nad převodovkou a z této polohy vyplývá použití odpružení typu „pushrod“. Kvůli velmi malému úhlu mezi vzpěrou tlumiče a přímkou, procházející pólem pohybu nápravy a úchytem vzpěry tlumiče, bude na vahadlo tlumiče a jeho úchyt působit velká síla (Obr. 23). Reakce na tuto sílu bude zase namáhat ramena nápravy.



*Obr. 23 – Zadní náprava FS.0X – pohled zepředu*

Příčný stabilizátor je k nápravě připojen přes vahadla tlumičů a spojovací tyčky, které umožňují volný pohyb mechanismu bez přídavného ohýbání stabilizátoru. Potřebná poddajnost je dosažena kombinací zkrutné tyče a ohýbané planžety. Tuhost je nastavitelná buď skokově výměnou zkrutné tyče za tyč s jiným průměrem, nebo plynule, pootáčením planžety stabilizátoru kolem její osy. Tím se mění modul průřezu v ohybu, protože síla působí pořád ve stejném směru. Druhé rameno stabilizátoru je prakticky tuhé, řešené jako „l“ nosník. Připevněno je ke zkrutné tyči pomocí jemného drážkování.

Zkrutná tyč je umístěna v dolní zadní části motoru, uložena v kluzných ložiskách pomocí hliníkových držáků, na kterých je zároveň uchycen „jacking point“ tedy trubka za kterou se dá podle pravidel v případě potřeby vůz rychle a bez poškození zvednout.



Obr. 24 – Zadní stabilizátor a „jacking point“

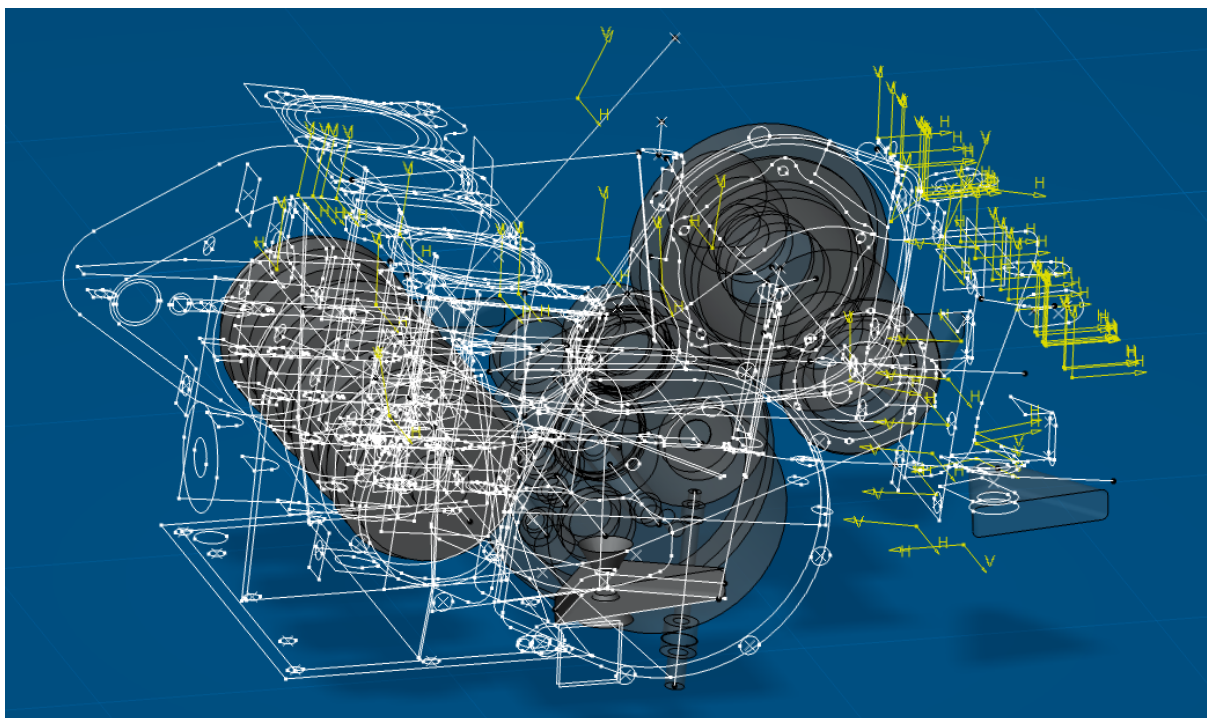
### 5.3.3. CAD konstrukce bloku motoru

Pro konstrukci motoru byl použit CAD software CATIA V6 s PDM systémem ENOVIA. Vzhledem k tomu, že na projektu pracovali dva konstruktéři, bylo online sdílení dat přínosem i přes velké komplikace se školním serverem.

Práce byla rozdělena na dvě části, jak už bylo zmíněno v úvodu. Každý z konstruktérů pracoval sice na své části zadání, ale často v rámci jedné společné součásti – většinou horní nebo spodní části bloku motoru. V takovém případě nelze uložit výsledek více počítači najednou, takže je potřeba být navzájem stále v kontaktu.

Částečně lze umožnit souběžnou práci vytvořením součásti (tzv. skeletonu), která obsahuje pouze pomocnou geometrii a veškeré náčrtý. Lze tak pracovat alespoň na obou polovinách bloku zároveň, každý konstruktér na jedné. Hlavní výhodou skeletonu (Obr. 21) je ale stabilita modelu, protože smazáním modelu nebo jeho části nedojde ke ztrátě náčrtů a pomocné geometrie, jejíž vytvoření zabere většinu času.



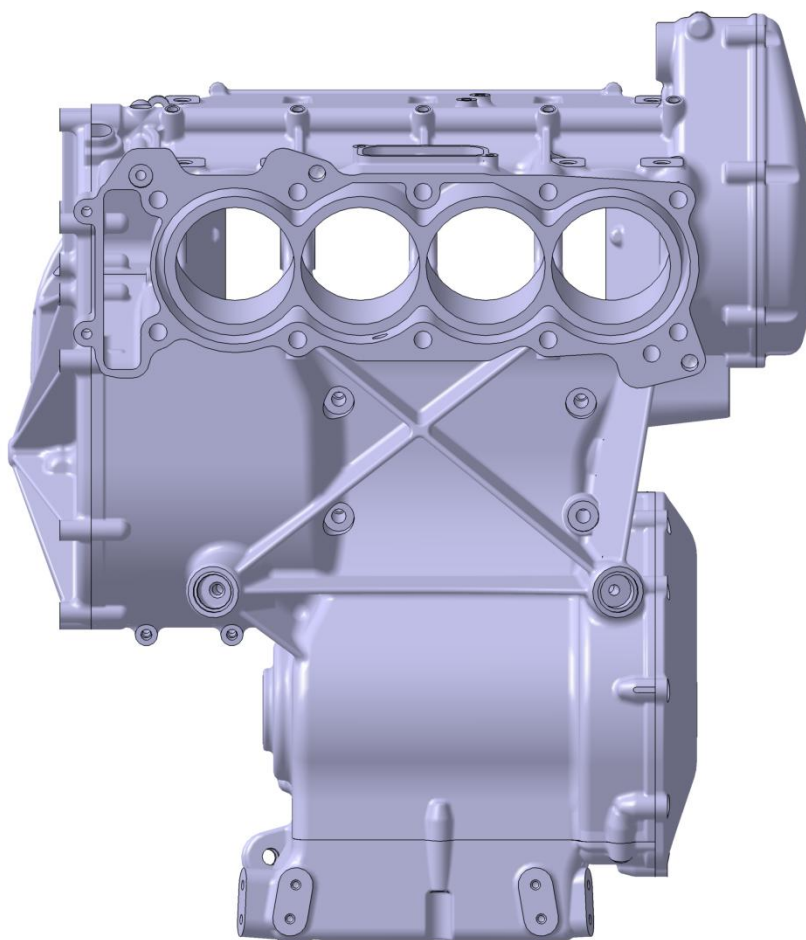
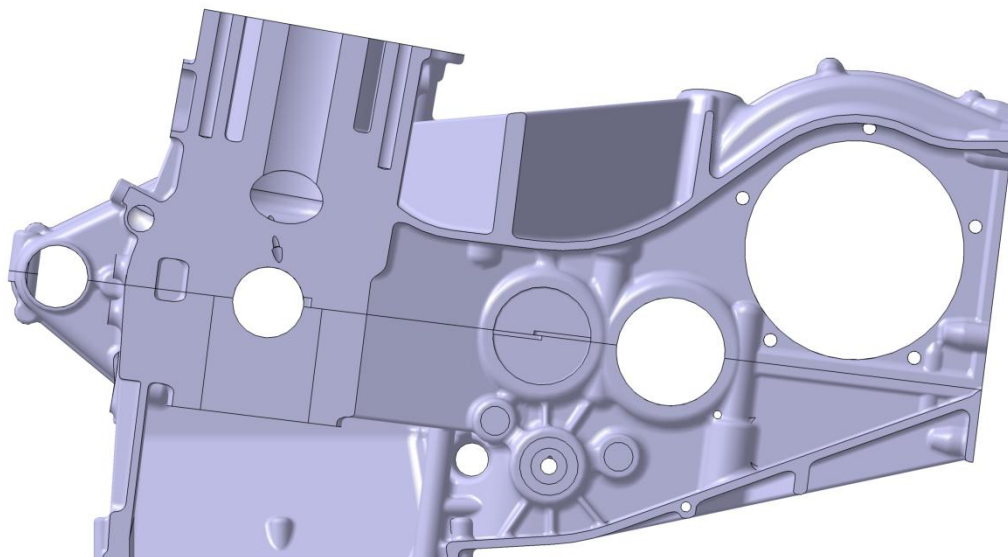


Obr. 25 – Část skeletonu bloku motoru

Nejzásadnější rozhodnutí, mezi které patří umístění jednotlivých komponent a dělících rovin, byla provedena už při návrhu konceptu. Důležité bylo rozhodnout o poloze šroubů dělících rovin s ohledem na tuhost a těsnost bloku motoru. Vzdálenost mezi šrouby s ohledem na těsnost byla zvolena jako dvanáctinásobek jejich jmenovitého průměru. V praxi se používá spíše desetinásobek, ale bez ohledu na tuhost spojovaných součástí, která je v tomto případě poměrně velká, protože víka mají 3mm tlusté stěny a jsou vyztužena buď žebry, nebo jsou vypouklá. Několik šroubů, které mají pouze těsnící funkci, bylo přidáno pro zatěsnění dutiny spojky a stálého převodu. V obou místech se totiž nachází T spoj, jehož utěsnění bývá problematické. Všechny těsnící plochy v dělících rovinách byly zvětšeny na šířku 6 mm.

Na Obr. 26 je blok motoru v podélném řezu, kde je vidět rozmístění šroubů dělících rovin. Také je vidět otvor pro pouzdro pravého ložiska diferenciálu, přichycené pěti pravidelně rozmístěnými šrouby. Spodní část bloku motoru se musí dostatečně svažovat směrem k válcům, aby byl odváděn olej k odsávacím čerpadlům, umístěným v olejové vaně (není na obrázku). Pod otvorem pro ložisko výstupní hřídele převodovky se nachází otvor pro odvádění oleje od nuceně mazaného stálého převodu.

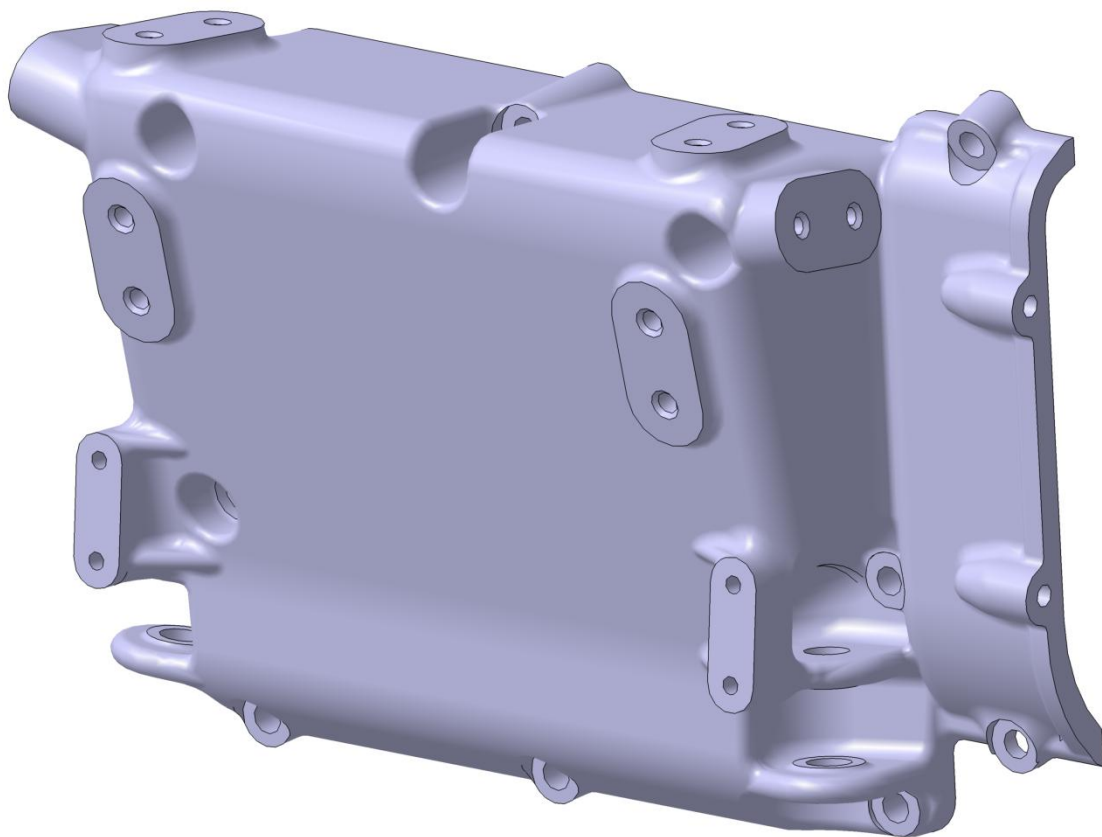
Tloušťka stěn bloku motoru se pohybuje od tří do pěti milimetrů. Ohybovou a torzní tuhost zvyšují masivní žebra do tvaru kříže a podélná žebra, která k sobě spojují šrouby klikové skříně s nálitky, zachytávajícími síly od vahadel.



*Obr. 26 – Podélný řez a pohled shora*

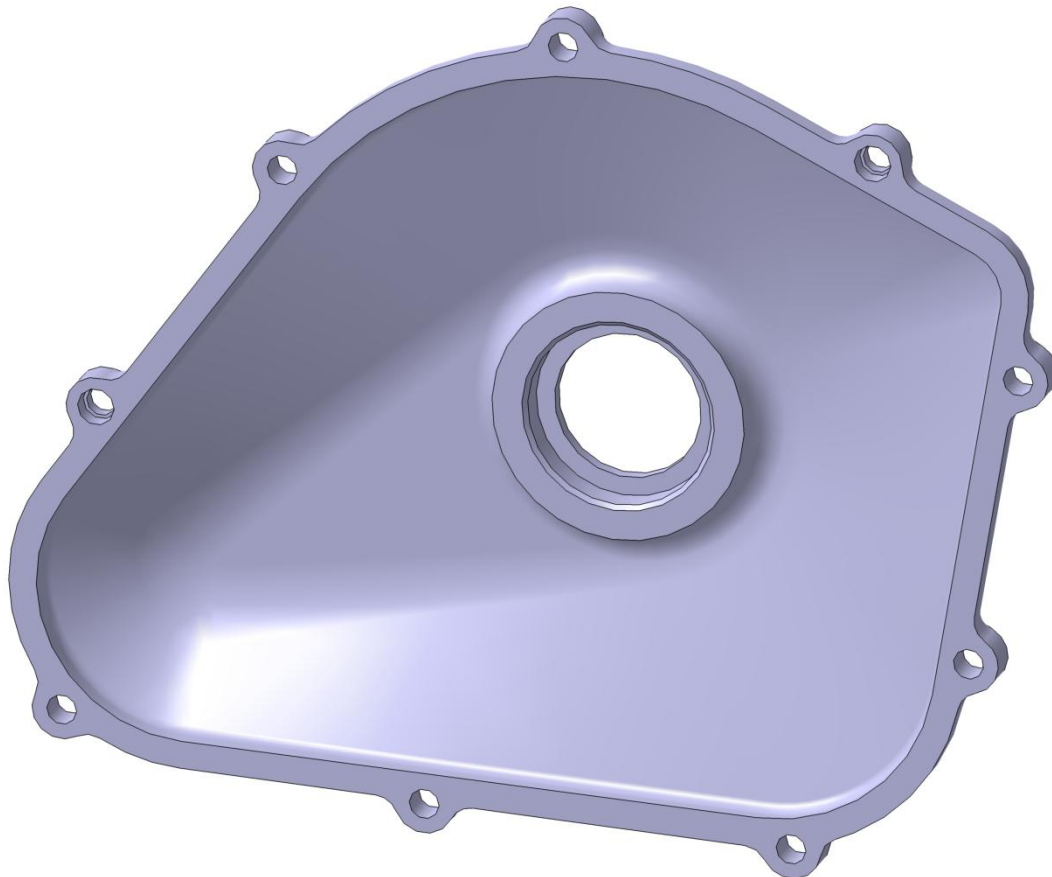
Na Obr. 26 je také vidět značná nesymetrie motoru, daná tovární spojkou a převodovkou. Nesymetrie má vliv na rozdílné délky hnacích hřídelů a na úhel jejich zalomení, který činí při současné poloze osy zadní nápravy  $13^\circ$  pro levý hnací hřídel a  $15^\circ$  pro pravý hnací hřídel při propružení (nejhorší případ). Dle výrobce kloubů typu tripod jde o ještě přípustné hodnoty s minimálním poklesem účinnosti, ale pokud by se tak velké úhly zalomení ukázaly jako problematické, bylo by potřeba osu zadní nápravy posunout dopředu, což pozitivně ovlivní rozložení sil v nápravě a zvýší její tuhost. Negativně ale ovlivní podélné rozložení hmotnosti vozu. Výhoda je, že v případě změny polohy nápravy bude potřeba pouze vyrobít jiná ramena a zkrátit hnací hřídele. Kinematické parametry nápravy se změní jen minimálně. S minimálním úsilím tak lze dosáhnout menšího úhlu zalomení hnacích hřídelů.

Zadní část bloku motoru (Obr. 27) tvoří úchyt pro zadní konce ramen, stabilizátor, tlumiče a zadní přitlačné křídlo. Zároveň také uzavírá dutinu stálého převodu. Odlitek je koncipován jako skořepina s jedním vnitřním žebrem, které ji vyztužuje v příčném směru mezi úchyty spodních ramen. K ostatním částem bloku motoru je zadní část přichycena prostřednictvím devíti šroubů M6, které jsou rozmístěny pravidelně po obvodu s výjimkou dvou šroubů, umístěných co nejbližší úchytům spodního ramena, kde působí největší síly. Protože se na odlitku vyskytují sousedící dělicí roviny, je nutné zajistit vzájemnou polohu s ostatními součástmi pomocí pružných rovných kolíků se štěrbinou ISO 13337 (dále jen středící kolík), vzdálených od sebe co možná nejvíce pro zajištění dostatečné polohové přesnosti.



Obr. 27 – Zadní část bloku motoru

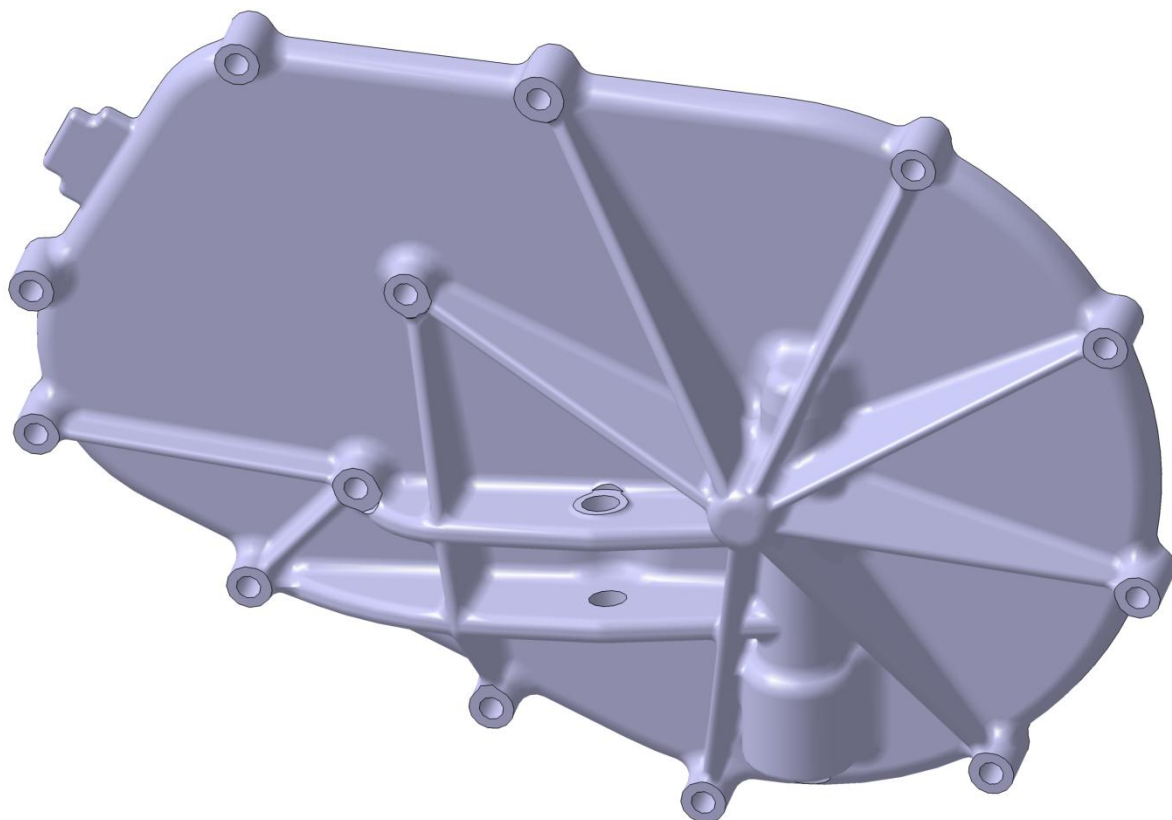
Kromě horní, spodní a zadní části bloku motoru je potřeba vystředit i kryt stálého převodu, ve kterém je umístěn hřídelový těsnicí kroužek výstupního hřídele. Na tento kryt nepůsobí žádné vnější síly, proto je zkonstruován jako vypouklá skořepina s minimální tloušťkou stěny.



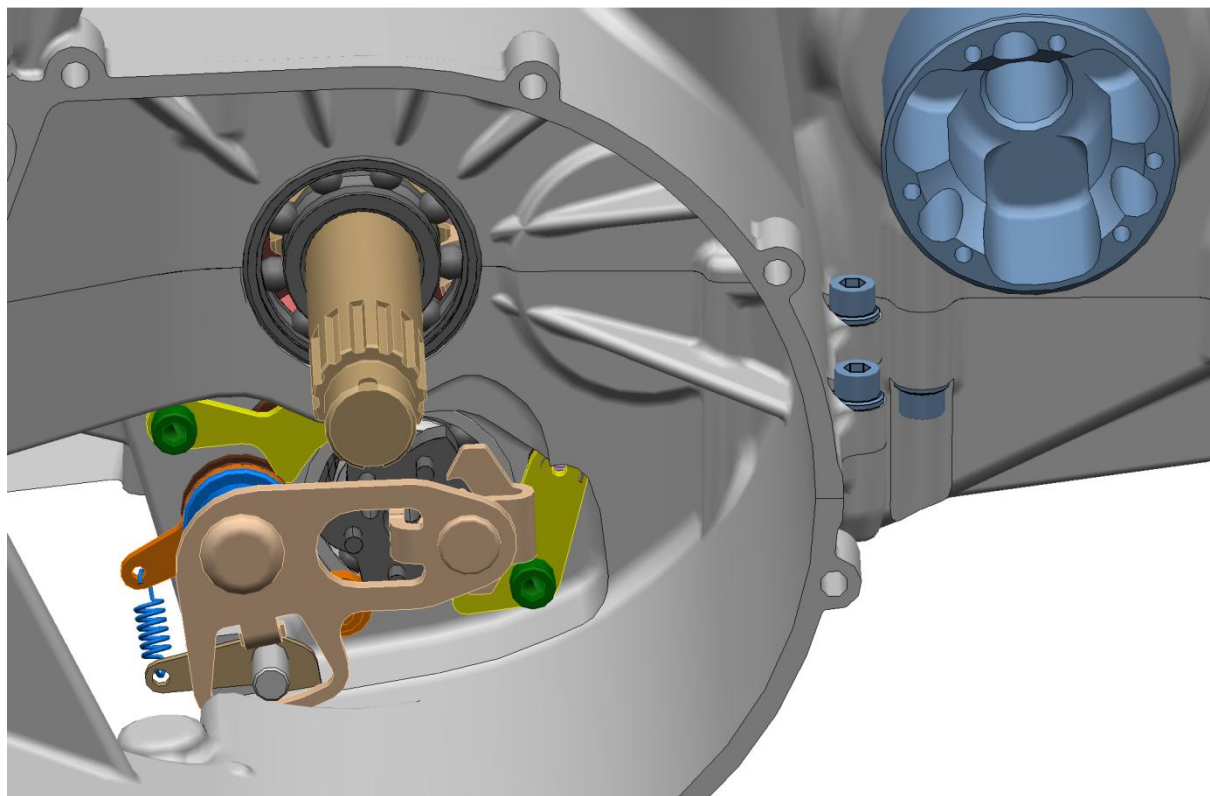
*Obr. 28 – Kryt stálého převodu*

Kryt spojky musí být rovněž vystředěn středícími kolíky kvůli souososti vypínacího táhla spojky s přítláčným talířem spojky. Kryt není konstruován jako vypouklá skořepina, protože úchyt spodního ramena je zapuštěn téměř až do dělicí roviny víka a při vypouklém tvaru by byl ke šroubu ramena přístup pouze z vnitřku krytu, což by na závodě znamenalo jeho sundání, vypuštění oleje a risk vniku nečistot do motoru. Úchyt samotný by šel vysunout, ale vzhledem k symetrii nápravy by byl posunut i na druhé straně, kde už by se nacházel příliš daleko od motoru.

Výztuhy v podobě radiálních žeber jsou umístěny z vnějšku. Úchyt spodního ramena, kde působí největší síly, je vyžebrován masivnějšími žebry než úchyt vypínacího táhla spojky, kde jsou síly podstatně menší. Analýza pro kombinaci největšího namáhání se nachází v Kap. 6.1.5.



Obr. 29 – Kryt spojky

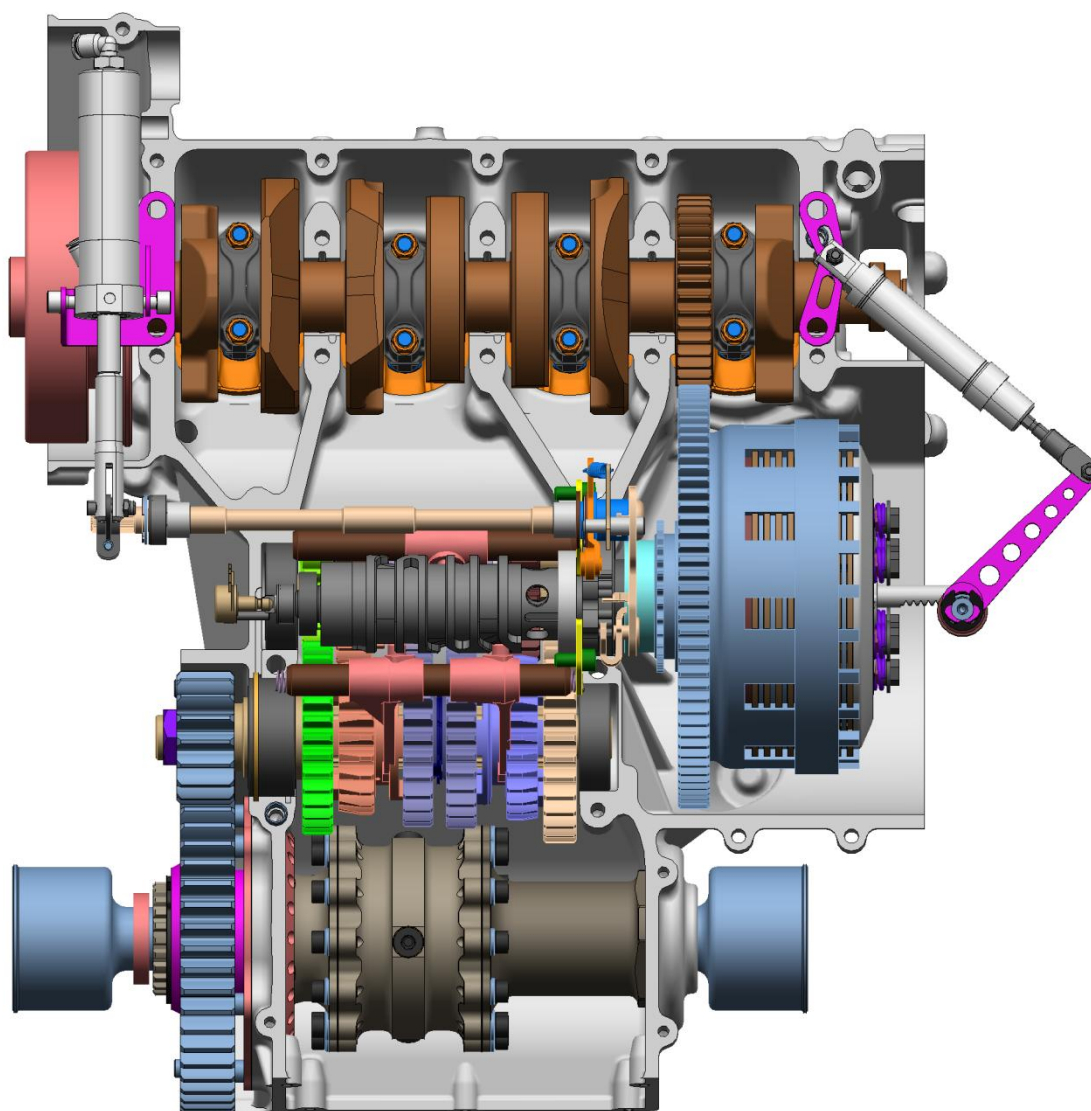


Obr. 30 – Dutina spojky

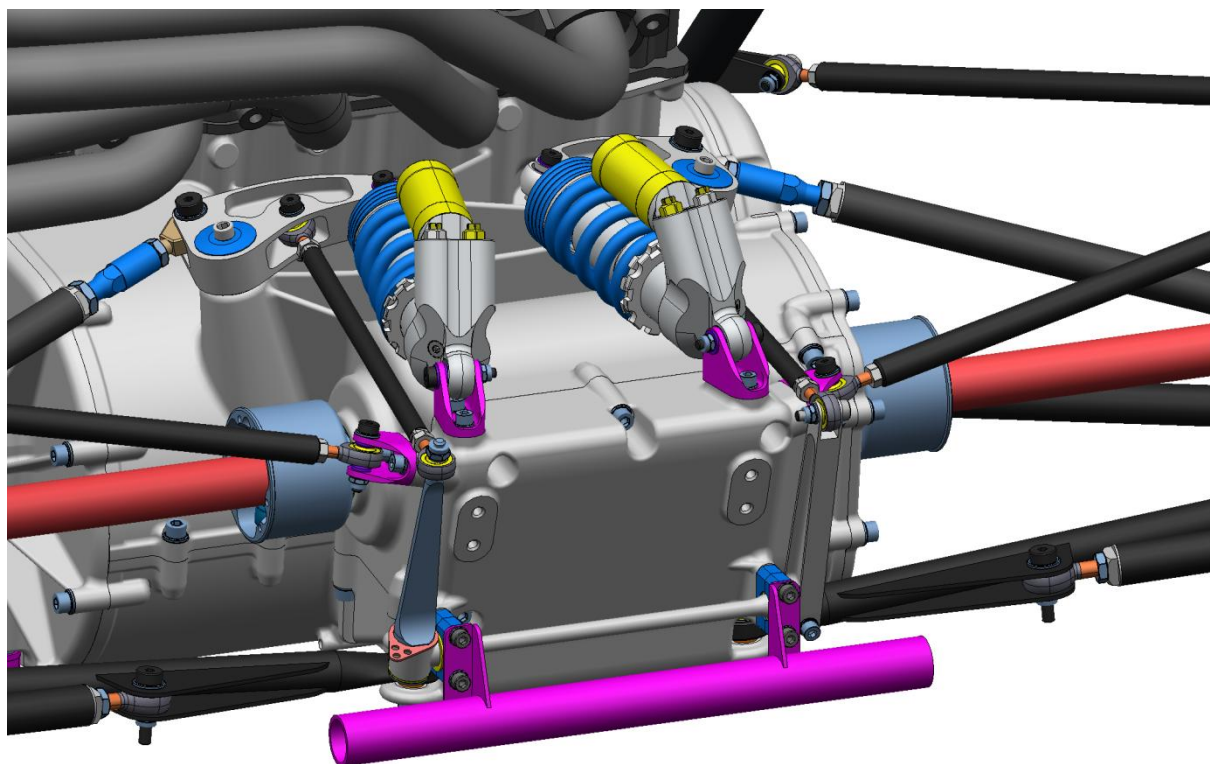
Po sundání krytu spojky (Obr. 29) je umožněn přístup ke spojce a je možné vyměnit spojkové obložení. Samotný spojkový koš vyměnit nelze kvůli žebro, které vyztužuje uložení klikového hřídele. Výměna spojkového koše ještě nikdy nebyla potřeba, ale bez jeho demontáže není možný dobrý přístup ani k řadícímu mechanismu. Částečný přístup by byl možný pouze po demontáži olejové vany.

Aby se řadící mechanismus vešel v příčném směru mezi spojkový koš a ozubení převodovky, je zapuštěn do stěny bloku, stejně jako u sériového motoru. Z toho důvodu není možné tuto část vyztužit žebry jako v horní polovině bloku.

Celkový pohled na motor na Obr. 31 ukazuje napojení stěn převodovky na stěny uložení klikové hřídele.



*Obr. 31 – Pohled na motor zespodu*



Obr. 32 – Zadní část vozu FS.0X

### 5.3.4. Porovnání zadní části vozu FS.06 a FS.0X

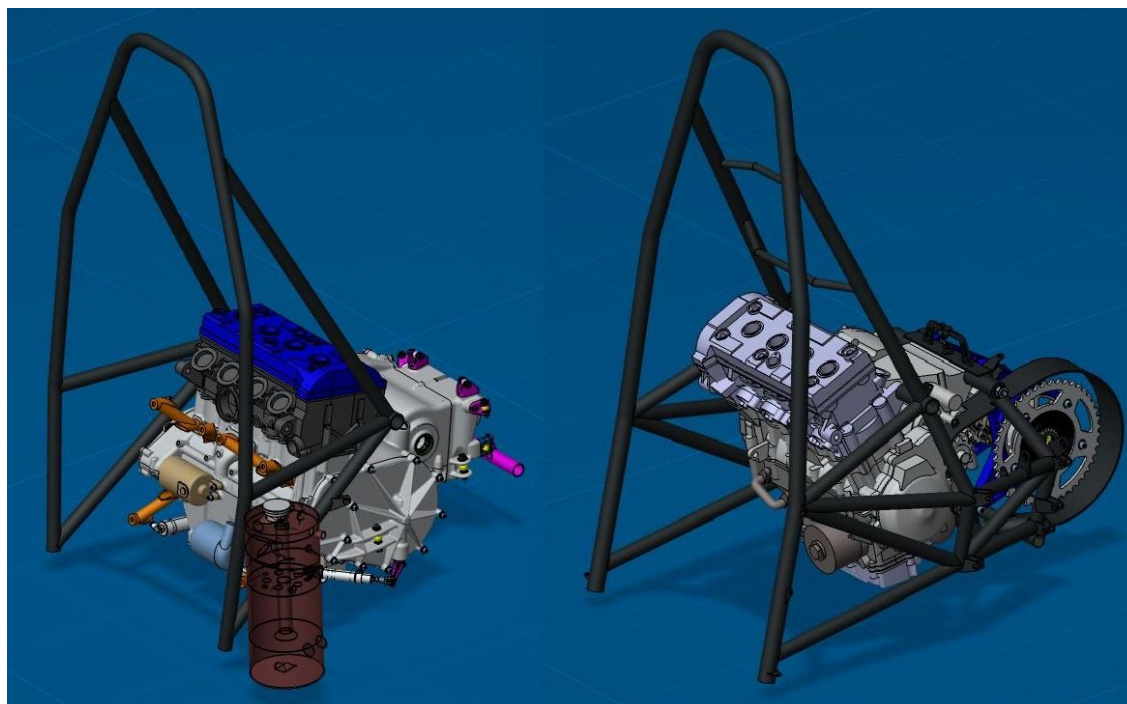
Porovnání bylo kvůli objektivitě provedeno pro celou zadní část vozů FS.06 a FS.0X, protože do motoru FS.0X je implementováno množství dílů, které se na předchozích vozech nacházejí v okolí sériového motoru RJ11.

Pro porovnání přínosu motoru FS.0X byly vybrány jako hlavní parametry: Výška těžiště, hmotnost a podélné rozložení hmotnosti. Tyto parametry byly vyhodnoceny pro zadní části obou vozů. Z Tab. 9 [9] vyplývá, že u vozu FS.0X bylo dosaženo nejen podstatného snížení těžiště, ale i velkého snížení hmotnosti.

Na Obr. 33, kde jsou uvedeny obě porovnávané sestavy, jsou patrné rozdíly obou motorů i z hlediska zástavby do vozu Formula Student/SAE. Oproti FS.06 je možné zmenšit rozvor až na minimální hodnotu (1525 mm), povolenou pravidly, což má pozitivní vliv na jízdní dynamiku. Detailní výsledky uvádí v závěru práce Bc. Jakub Urban [9].

Snížení hmotnosti vozu nebylo hlavním účelem práce, proto byl rozdíl 12 kg překvapivě pozitivní. Výška těžiště zadní části vozu klesla o 77 mm a při uvažování stejné přední části vozu pro obě uspořádání bylo dosaženo celkového snížení těžiště o 24 mm. Oba rozdíly jsou velmi pozitivní a nejsou dosažitelné žádným jiným způsobem.

Podélné rozložení hmotnosti (53%/47% ve prospěch zadní části vozu) se blíží ideálu, nicméně nebylo dosaženo předpokládaného rozložení 51%/49%.



Obr. 33 – Zadní část vozu FS.0X (vlevo) a FS.06

| Hmotnost zadní části vozu FS.0X              |                   |            |           |            | Hmotnost zadní části vozu FS.06              |                            |            |           |           |            |    |
|--|-------------------|------------|-----------|------------|--|----------------------------|------------|-----------|-----------|------------|----|
| Díl  | Hmotnos<br>t [kg] | Těžiště    |           |            | Díl  | Hmotnos<br>t [kg]          | Těžiště    |           |           |            |    |
|  |                   | x [mm]     | y [mm]    | z [mm]     |  |                            | x [mm]     | y [mm]    | z [mm]    |            |    |
| Olejová čerpadla                             | 1,32              | 373        | 7         | -141       | Motor Yamaha                                 | 57                         | 267        | -15       | 109       |            |    |
| Olejová nádoba+hadice                        | 1,5               | 629        | 391       | 5          | Diferenciál                                  | 5,35                       | -33        | -8        | -2        |            |    |
| Spodní blok                                  | 4,2               | 294        | -11       | -97        | Řetěz  | 0,83                       | -33        | 112       | -2        |            |    |
| Horní blok                                   | 6,9               | 298        | -2        | 20,5       | Uchytení diferenciálu                        | 3,86                       | -30        | 66        | 14        |            |    |
| Zadní blok                                   | 1,05              | -3         | -11       | -29        | Rám vozu                                     | 11,6                       | 352        | 4         | 160       |            |    |
| Kryt alternátoru                             | 0,23              | 383        | -216      | -39        | Olej   | 2,5                        | 215        | -14       | -148      |            |    |
| Kryt spojky                                  | 0,82              | 281        | 200       | -55        |  |                            |            |           |           |            |    |
| Příruba chlazení                             | 0,059             | 440        | -4        | 52         |  |                            |            |           |           |            |    |
| Kryt diferenciálu                            | 0,32              | 106        | -151      | -23        |  |                            |            |           |           |            |    |
| Vana   | 0,66              | 368        | 1,8       | -174       |  |                            |            |           |           |            |    |
| Klikový mechanismus                          | 10,2              | 374        | -7        | -31        |  |                            |            |           |           |            |    |
| Spojovací materiál                           | 1,8               | 170        | 10        | -38        |  |                            |            |           |           |            |    |
| Převodovka+diferenciál                       | 18,4              | 195        | 29        | -51        |  |                            |            |           |           |            |    |
| Hlava  | 10                | 347        | 22        | 146        |  |                            |            |           |           |            |    |
| Rám  | 5,6               | 520        | 1,559     | 328,5      |  |                            |            |           |           |            |    |
| Úchyt motoru                                 | 0,7               | 466        | -4        | 16         |  |                            |            |           |           |            |    |
| Olej   | 3,2               | 629        | 391       | 5          |  |                            |            |           |           |            |    |
| Starter                                      | 1                 | 477        | -91       | -28        |  |                            |            |           |           |            |    |
| Vodní čerpadlo                               | 0,3               | 490        | 21        | -106       |  |                            |            |           |           |            |    |
| Jack   | 0,37              | -59        | 0         | -91        |  |                            |            |           |           |            |    |
| Drobné příslušenství                         | 0,5               | 320        | -6        | -89        |  |                            |            |           |           |            |    |
| <b>Celkem</b>                                | <b>69</b>         | <b>326</b> | <b>36</b> | <b>18</b>  | <b>Celkem</b>                                | <b>81</b>                  | <b>241</b> | <b>-7</b> | <b>95</b> |            |    |
| Výška těžiště nad vozovkou                   |                   |            |           | <b>241</b> | mm   | Výška těžiště nad vozovkou |            |           |           | <b>318</b> | mm |
| Zbýlá část vozu                              | 191               | 862        | 3         | 93         | Zbýlá část vozu                              | 191                        | 910        | 3         | 93        |            |    |
| Výška těžiště nad vozovkou                   |                   |            |           | <b>316</b> | mm   | Výška těžiště nad vozovkou |            |           |           | <b>316</b> | mm |
| Celý vůz                                     | 260               | 719        | 12        | 70         | Celý vůz                                     | 272                        | 710,1      | 0         | 94        |            |    |
| Výška těžiště nad vozovkou                   |                   |            |           | <b>293</b> | mm   | Výška těžiště nad vozovkou |            |           |           | <b>317</b> | mm |
| Rozložení hmotnosti (přední kola/zadní kola) |                   |            | 47/53     | -          | Rozložení hmotnosti (přední kola/zadní kola) |                            |            | 45/55     | -         |            |    |

Tab. 9 – Hmotnostní srovnání se sériovým motorem

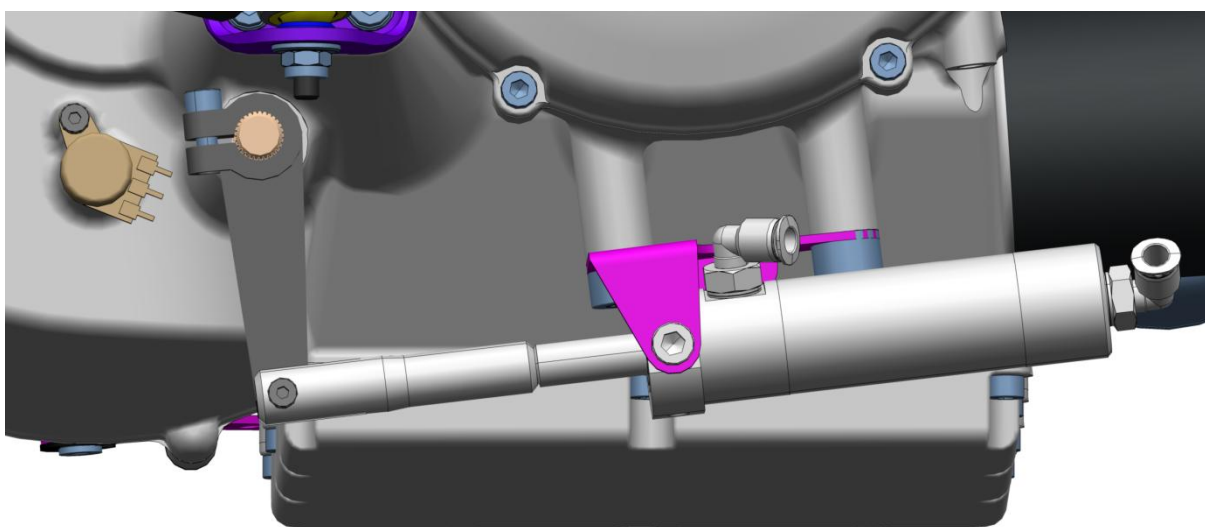


## 5.4. Příslušenství motoru

### 5.4.1. Ovládání řazení

Řazení rychlostních stupňů je zprostředkováno elektropneumatically, prostřednictvím pístu Festo DSEU-25-40, který je schopný při tlaku 10 bar a průměru 25 mm vyvinout dostatečnou sílu (491 N) na dráze 40 mm. Jeho hmotnost činí pouze 189 g [17].

Píst je umístěn téměř vodorovně s vozovkou a k motoru je uchycený přes konzoli, svařenou ze dvou ocelových plechů. K uchycení konzole jsou využity stávající šrouby hlavní dělící roviny motoru.



Obr. 34 – Úchyt řadicího pístu

### 5.4.2. Ovládání spojky

Ovládací mechanismus spojky byl převzat ze sériového motoru a upraven pro elektropneumatické ovládání. Tlačný píst přes páku způsobuje pootočení hřídele s ozubením, které zajišťuje posun ozubeného hřebenu, vystavujícího spojku. Pozměněn byl smysl otáčení hřídele s ozubeným kolem, aby bylo možné přesunout hřídel na druhou stranu ozubeného hřebenu, a aby uvolnil místo potřebné pro přední úchyt spodního ramena zadní nápravy.

Výběru pístu přecházelo experimentální měření potřebné síly (momentu) pro ovládání spojky. Na páce 80 mm byl uchycen pružinový siloměr a byla odečítána ovládací síla až do úplného vystavení spojky. Změřena byla síla  $130 \pm 20$  N a na základě měření byl vybrán pneumatický píst Festo DSNUP-16-25 o hmotnosti 109 g a maximální síle 200 N při tlaku 10 bar [17]. Píst je uchycen na plechu, který zároveň tvoří podložku pod šrouby hlavní dělící roviny.

Zároveň byla stanovena axiální síla, vznikající při vystavení spojky, která namáhá spojkové ložisko, ložisko vstupního hřídele a také kryt spojky s ovládacím mechanismem.

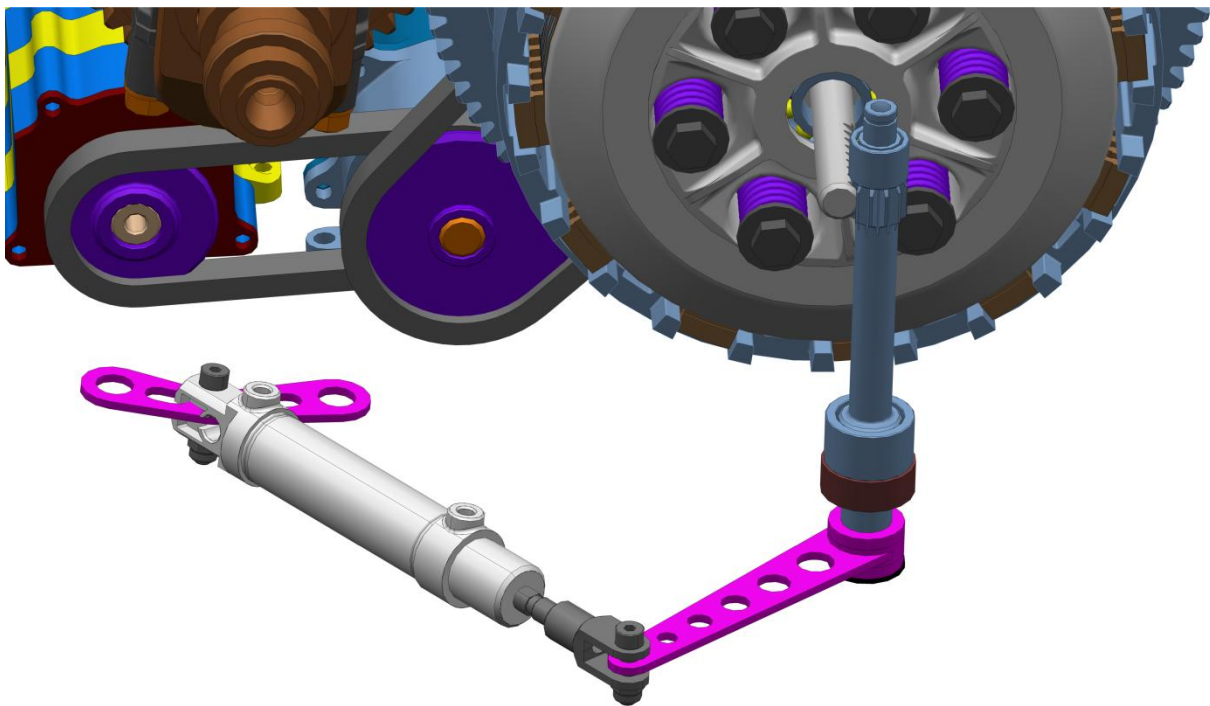
$L$  = délka páky pístu

$r$  = roztečný poloměr ozubeného kola

$i$  = převod mechanismu

$$i = \frac{L}{r} = \frac{80}{6} = 13,33 \quad (37)$$

$$F_{ax} = F_{píst} \cdot i = 130 \cdot 13,33 = 1733 \text{ N} \quad (38)$$



Obr. 35 – Ovládání spojky

## 6. Deformačně napěťová analýza pomocí metody konečných prvků

Metoda konečných prvků (MKP), je numerická metoda vyvinutá původně za účelem konstrukčních výpočtů pro potřeby leteckého, vojenského a kosmického průmyslu. Postupem času se metoda s prudkým vývojem výpočetní techniky rozšířila do průmyslové praxe i na akademickou půdu.

Metoda nachází široké uplatnění nejen pro konstrukci, ale i pro ostatní matematické problémy, v nichž je potřeba převést soustavu diferenciálních rovnic na soustavu (ne)lineárních rovnic, jako je vedení tepla, proudění tekutin, akustika, elektromagnetismus a jiné.

Principem metody při řešení deformačně napěťové analýzy je rozdělení spojitého tělesa na konečný počet prvků (diskretizace). Vlastnosti každého prvku jsou popsány jednoduchou funkcí, vlastnosti celého objektu pak soustavou těchto funkcí. Prvky mohou mít různý tvar, který má vliv jak na přesnost výpočtu, tak na potřebný výpočetní výkon a časovou náročnost síťování (aproximace původního tvaru objektu pomocí pravidelné sítě prvků), které se pro složitější objekty provádí manuálně. Jednotlivé elementy jsou spojeny v uzlech. Uzly jsou body, jejichž posuvy vyvolané vnějšími nebo vnitřními silami vyšetřujeme. Na základě znalosti posuvů jednotlivých uzlů pak lze spočítat rozložení napětí na součásti. Známe-li působící síly a vyšetřujeme-li posuvy, úloha se nazývá přímá. Tento typ úlohy bude při analýze bloku motoru aplikován.

### 6.1. Zatěžující síly

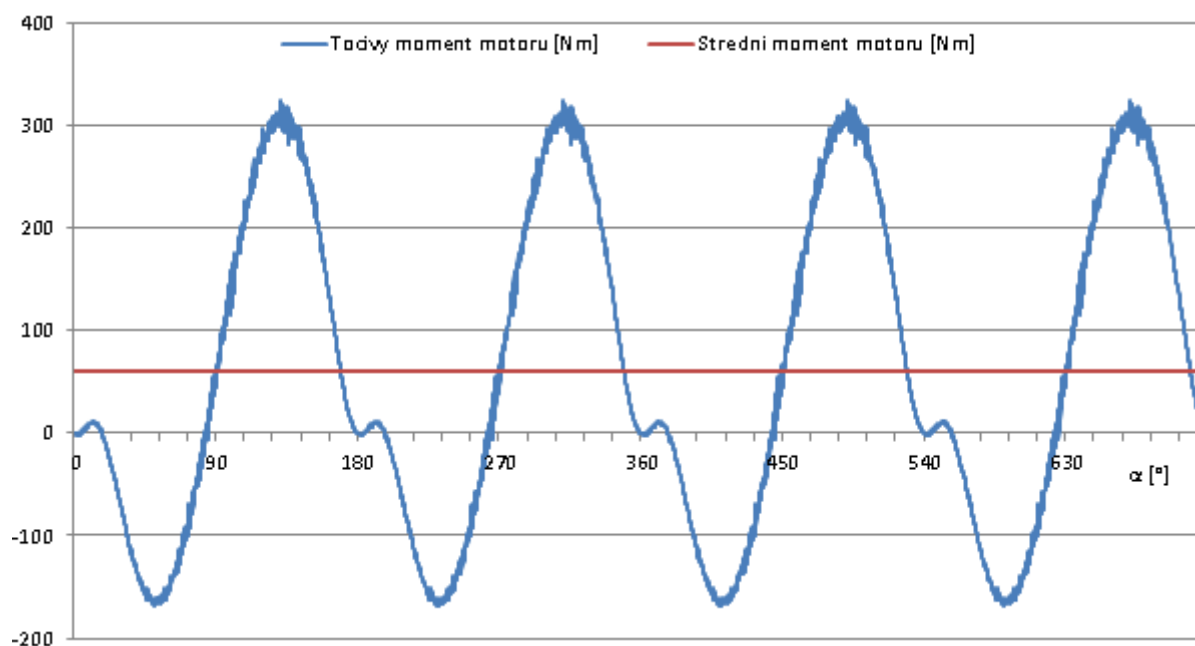
Tato kapitola se bude zabývat stanovením vnitřních sil, působících na blok motoru od převodového ústrojí a vnějších sil, působících od úchytných prvků zadní nápravy. Výsledné síly od nápravy pro statický výpočet bezpečnosti budou stanoveny pomocí koeficientů statických násobků, jejichž účelem je pokrýt dynamické zatížení. Tyto koeficienty jsou uvedeny v Tab. 10 [18].

| směr působení síly | dynamický koeficient |
|--------------------|----------------------|
| X                  | 2                    |
| Y                  | 2                    |
| Z                  | 3                    |

Tab. 10 – Koeficienty statických násobků

## 6.1.1. Síly od převodového ústrojí

Síly od převodového ústrojí působí na blok motoru přes plochy pro ložiska. Za účelem usnadnění práce ale stačí spočítat síly v ozubení a odměřit souřadnice středu styku ozubení – souřadnice řídicích bodů pro MKP analýzu. V analýze potom lze tyto body přes funkci „coupling“ spojit s plochami pod ložisky a zadat síly pouze do těchto řídicích bodů. Průběh momentu na klikovém hřídeli (Obr. 36) byl převzat z Diplomové práce Bc. Jakuba Urbana [9].



Obr. 36 – Průběh točivého momentu na klikovém hřídeli

Z průběhu točivého momentu je vidět, že přestože průměrná hodnota činí 60 Nm, maximum je 300 Nm. Tento maximální moment působí na ložiska klikového hřídele a na ložiska vstupního hřídele převodovky. Špičky točivého momentu jsou částečně utlumeny tangenciálními pružinami ve spojkovém koši. Dokázat toto tvrzení by však bylo možné pouze důkladným výpočtem kompletní torzní soustavy motoru, což by bylo nad rámec této práce, proto byl maximální spojkou přenositelný moment změřen pomocí zkalibrovaného momentového klíče s výsledkem 100 Nm. Jde pouze o orientační hodnotu, protože je možné, že za provozu a za různých teplot se maximální přenositelný moment může měnit. Měřicí stanoviště pro zjištění přesnějších hodnot nebylo k dispozici, a tak byl maximální přenositelný moment pro MKP analýzu odhadnut na 120 Nm.

Síly v ozubení primárního převodu:

$$F_{t_p} = \frac{M_{m \max}}{r_p} = \frac{300}{0,041} = 7317 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{r_p} = F_{t_p} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) = 7317 \cdot \operatorname{tg}(20) = 2660 \text{ N} \quad (40)$$

Síly v ozubení prvního rychlostního stupně:

$$F_{t_1} = \frac{M_m}{r_1} \cdot i_p = \frac{120}{0,0168} \cdot 2,219 = 15854 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_{r_1} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) = 15854 \cdot \operatorname{tg}(20) = 5768 \text{ N} \quad (42)$$

Síly v ozubení stálého převodu při zařazeném prvním rychlostním stupni:

$$F_{t_{SP}} = \frac{M_m}{r_{1SP}} \cdot i_p \cdot i_1 = \frac{120}{0,0168} \cdot 2,219 \cdot 2,583 = 26978 \text{ N} \quad (43)$$

$$F_{r_{SP}} = F_{t_{SP}} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) = 26978 \cdot \operatorname{tg}(20) = 9614 \text{ N} \quad (44)$$

Tab. 11 shrnuje radiální síly v ozubení jednotlivých rychlostních stupňů a stálého převodu. Tyto hodnoty jsou na straně bezpečnosti, protože na žádný rychlostní stupeň (pokud zanedbáme přítlak přítlačných křidel) není možné na silnici přenést dříve stanovený „bezpečný“ maximální moment 120 Nm.

| Rychlostní stupeň | Síla v ozubení převodovky [N] | Síla v ozubení stálého převodu [N] |
|-------------------|-------------------------------|------------------------------------|
| 1                 | 16870,02471                   | 28708,4157                         |
| 2                 | 13060,6643                    | 22228,73845                        |
| 3                 | 12189,95334                   | 18527,6535                         |
| 4                 | 11174,1239                    | 16049,14916                        |
| 5                 | 10448,53144                   | 14293,07882                        |
| 6                 | 9828,149882                   | 12781,52461                        |

Tab. 11 – Síly v převodech

Pro MKP analýzu je potřeba použít pouze dva zátěžné stavy – pro první a druhý převodový stupeň. Ostatní převodové stupně nebudou namáhat skříň tolik, protože síly v ozubení s řazením dalších rychlostních stupňů postupně klesají a síly v ložiskách převodovky jsou největší při zařazeném prvním a druhém rychlostním stupni - tato soukolí jsou umístěna na okrajích převodovky u ložisek hřídelí.

Stanovit namáhání v řadicím mechanismu je velmi obtížné. Tloušťky stěn pod ložisky všech komponentů a pod hřídeli řadicích vidliček byly tedy navrženy stejné, nebo větší než v sériovém motoru. V případě, že je ložisko „vysunuté“ ze stěny bloku motoru, je prostor kolem něj žebrován.

## 6.1.2. Síly působící na blok motoru od zadní nápravy

Síly v úchytech zadní nápravy jsou natolik velké, že jim musí být do značné míry podřízena konstrukce bloku motoru, zvláště s tak malým úhlem mezi rovinou spodního ramena a vzpěrou tlumiče, jako je v tomto případě. Proto je potřeba provést důkladný výpočet sil, působících na jednotlivé části nápravy.

Zátěžové stavy, které způsobují největší namáhání zadní nápravy, jsou zatáčení a akcelerace. Brzdění nebude uvažováno, protože charakter namáhání je téměř totožný jako u akcelerace, ale působící síly jsou daleko menší kvůli odlehčení zadní nápravy namísto jejího přitížení.

Síly působící na pneumatiku od styku s vozovkou (při příčném zrychlení - zatáčení) se dají vypočítat podle vztahu (45), kde je zahrnut i konstantní aerodynamický přítlak. Síly na vnitřním kole jsou zanedbány, protože vůz v té chvíli jede velmi blízko u hranice (někdy i za hranicí), kdy dochází k jeho zvednutí nad vozovku.

Síly při akceleraci získáme pomocí obdobné momentové rovnice, ale bez aerodynamických sil, protože k největšímu zrychlení dochází jen při nízkých rychlostech (49).

### 6.1.2.1. Zatáčení

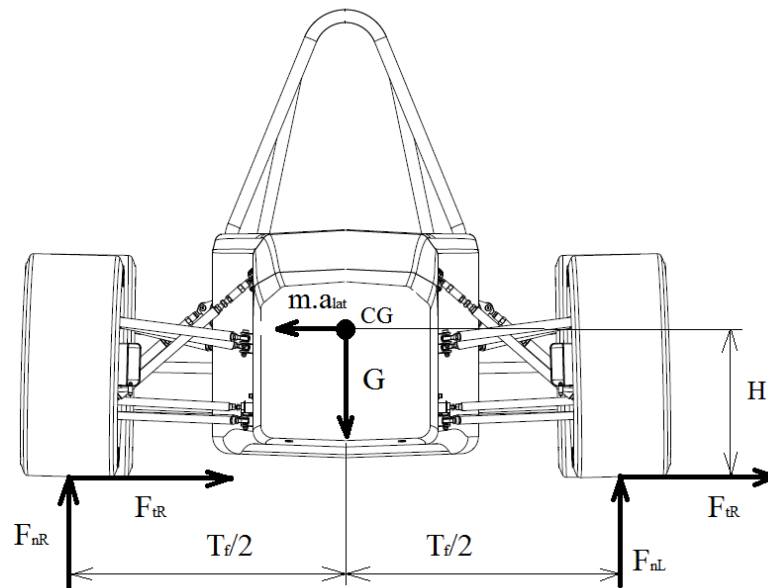
$$F_{NL} \cdot T_r - \frac{L_r}{L} \cdot m \cdot a_{lat} \cdot H - \frac{L_r}{L} \cdot m \cdot g \cdot \frac{T_r}{2} - F_A \cdot \frac{T_r}{2} = 0 \quad (45)$$

Z toho po úpravě plyne:

$$F_{NL} = \frac{F_A \cdot \frac{T_r}{2} + L_r \cdot m \cdot g \cdot \frac{T_r}{2} - L_r \cdot m \cdot a_{lat} \cdot g \cdot H}{L \cdot T_r} \quad (46)$$

$$F_{NL} = \frac{300 \cdot \frac{1,2}{2} \cdot 0,765 \cdot 260 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,2}{2} + 0,765 \cdot 260 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 0,28}{1,53 \cdot 1,2} = 1390 \text{ N} \quad (47)$$

$$T_{NL} = F_{NL} \cdot \mu = 1390 \cdot 2 = 3476 \text{ N} \quad (48)$$



Obr. 37 – Síly při zatáčení

### 6.1.2.2. Akcelerace

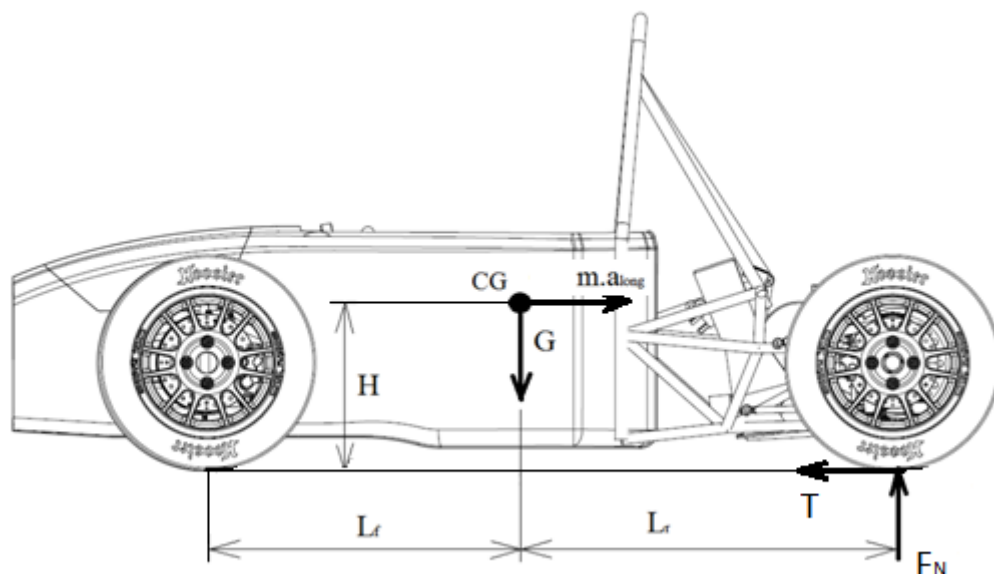
(výsledná síla je součtem pro obě zadní kola):

$$F_N \cdot L - m \cdot a_{long} \cdot H - G \cdot L_F = 0 \quad (49)$$

Z toho po úpravě plyne:

$$F_N = \frac{a_{long} \cdot H \cdot m + m \cdot g \cdot L_F}{L} = \frac{1,3 \cdot 9,81 \cdot 0,28 \cdot 260 + 260 \cdot 9,81 \cdot 0,765}{1,53} = 1872 \text{ N} \quad (50)$$

$$T = F_N \cdot \mu = 1872 \cdot 1,5 = 2809 \text{ N} \quad (51)$$



Obr. 38 – Síly při akceleraci

Oba zvolené zátěžné stavy byly importovány do programu Lotus suspension analysis a byl proveden výpočet namáhání úchytných bodů. Výsledky ale nepotvrdily předpokládané namáhání. Ukázalo se, že v 1D prvcích, uložených na okrajích kloubovými vazbami (vzpěra tlumiče, tlumič a spojovací tyč), se nacházejí jiné než osové síly, takže se jednalo o nevěrohodný výsledek.

Proto bylo rozhodnuto výpočet provést jiným způsobem. Časově nejméně náročným způsobem byla MKP analýza v softwaru DS CATIA V5, protože u takto jednoduché úlohy je výpočet řádově kratší než příprava modelu, která je v softwaru CATIA V5 velmi jednoduchá.

### 6.1.2.3. MKP Analýza sil v úchytných bodech zadní nápravy

Po importu všech potřebných bodů byla vytvořena 3D náhrada těhlice a vahadla. Všechny ostatní prvky mohou být pro potřeby analýzy tvořeny rotačními tvary, které byly nahrazeny 1D nosníky s definovaným průřezem. Všechny úchyty na rám (motor) jsou tvořeny vazbou „spherical joint“, kromě vahadla, kterému jsou odebrány všechny stupně volnosti s výjimkou rotace kolem osy jeho otáčení. 1D prvky jsou na 3D prvky připojeny pomocí vazby „virtual rigid spring“. Tuhosti této virtuální pružiny byly nastaveny na extrémně vysokou hodnotu, co se týká posuvů ve všech osách a na extrémně nízkou tuhost rotace kolem všech os. Je tak dosaženo vlastnosti téměř ideálního kloubu, který se ale může volně pohybovat v souřadnicovém systému, na rozdíl od vazby „spherical joint“.

Síla od styku pneumatiky s vozovkou je zavedena do těhlice prostřednictvím virtuálního tělesa „virtual rigid part“. Výsledky v podobě sil ve všech osách každého úchyty jsou odečítány pomocí funkce „reaction sensor“. Schéma analýzy je vidět na Obr. 39.

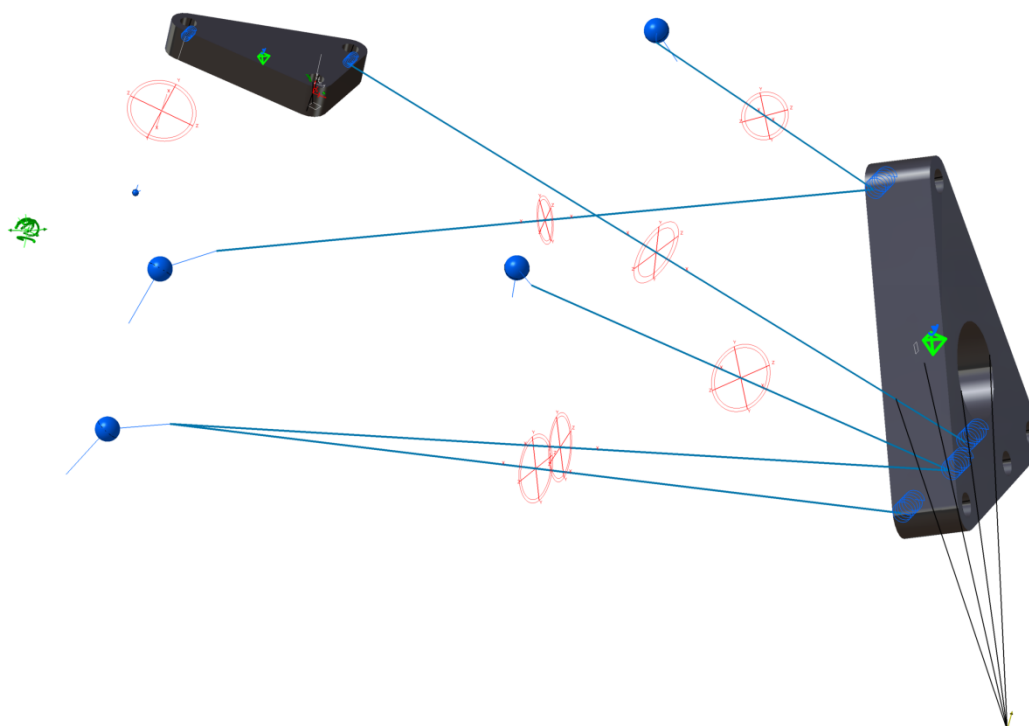


V Tab. 12 jsou uvedeny jednotlivé výsledné síly, které vycházejí ze sil na pneumatice, už přenásobených koeficienty statických násobků.

| ZATÁČENÍ                   | X [N] | Y [N] | Z [N] | Suma [N] |
|----------------------------|-------|-------|-------|----------|
| Spodní rameno přední úchyt | 5970  | -7624 | -737  | 9711     |
| Spodní rameno zadní úchyt  | -1098 | 8579  | 709   | 8678     |
| Horní rameno přední úchyt  | -1183 | 828   | 255   | 1466     |
| Horní rameno zadní úchyt   | -326  | -5571 | -1211 | 5710     |
| Úchyt tlumiče              | 6266  | -1166 | 911   | 6438     |
| Úchyt vahadla              | -9629 | 11913 | -4097 | 15856    |

| AKCELERACE                 | X [N] | Y [N] | Z [N] | Suma [N] |
|----------------------------|-------|-------|-------|----------|
| Spodní rameno přední úchyt | 1102  | 1395  | 130   | 1783     |
| Spodní rameno zadní úchyt  | 714   | -9854 | -737  | 9907     |
| Horní rameno přední úchyt  | -1317 | -924  | -284  | 1634     |
| Horní rameno zadní úchyt   | -100  | 1686  | 366   | 1728     |
| Úchyt tlumiče              | -4487 | -835  | 652   | 4611     |
| Úchyt vahadla              | -296  | 8968  | -6961 | 11357    |

Tab. 12 – Síly v prvcích nápravy



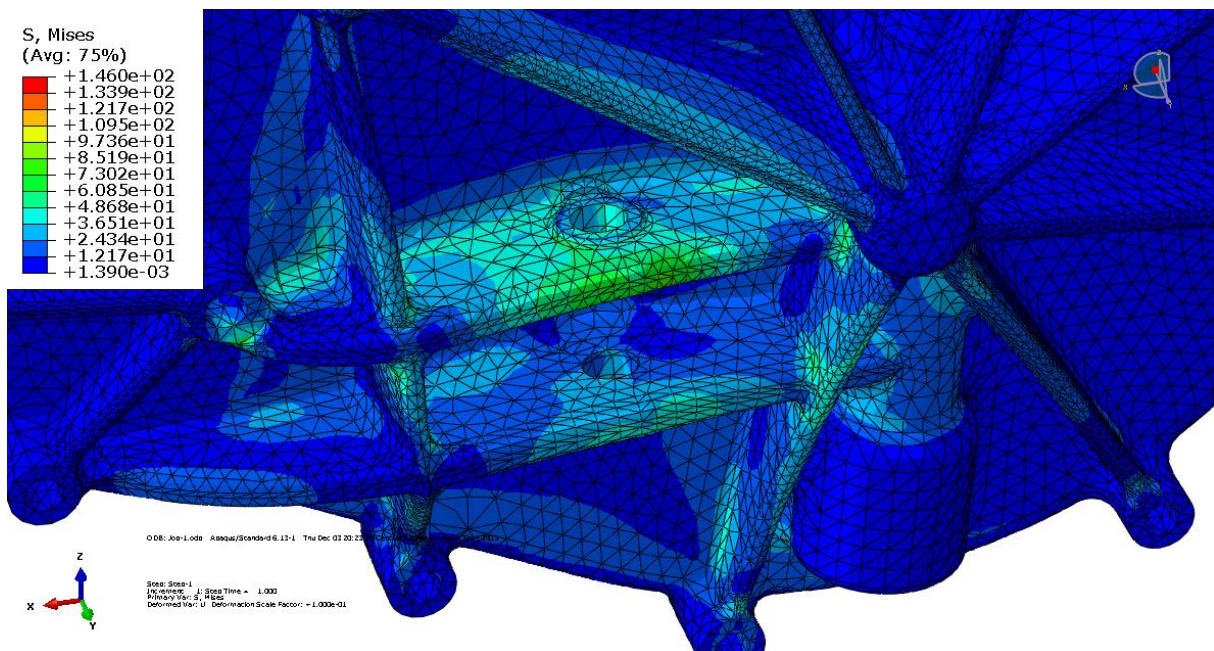
Obr. 39 – Analýza sil v prvcích nápravy

## 6.2. MKP Analýza dílčích celků bloku motoru

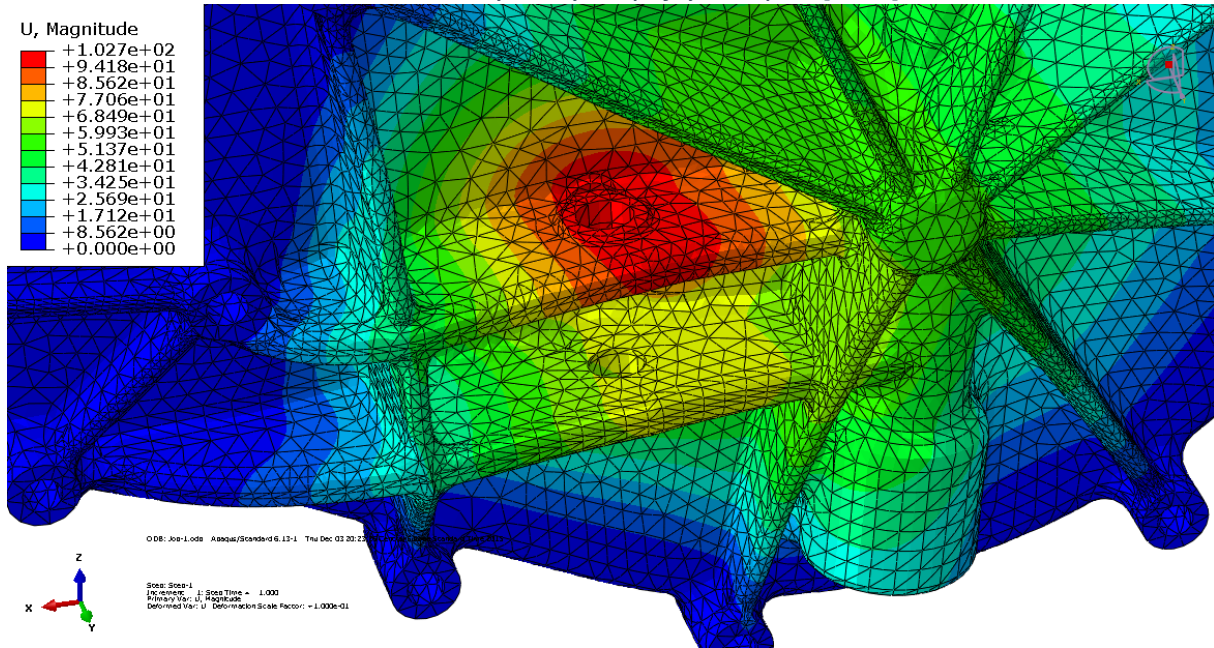
Pro některé velmi namáhané součásti bloku motoru je vhodné provést dílčí analýzu. Ušetří se tak výpočetní čas a na konkrétní místo lze aplikovat jemnější síť. Je však nutné zvážit možné nepřesnosti při zadávání okrajových podmínek. Z hlediska namáhání od náprav jsou na bloku motoru dvě kritická místa – kryt spojky, na který je uchyceno rameno a část horního bloku motoru, kde se nachází vahadlo odpružení.

### 6.2.1. Analýza krytu spojky

Kryt spojky je namáhán především od přední části spodního ramena nebo od vystavení spojky. Může ale nastat situace, kdy vůz jede v zatáčce za maximálního bočního zrychlení (na úchyt ramena působí největší síla) a zároveň je vystavena spojka. V analýze jsou tyto síly zavedeny do příslušných ploch pomocí funkce „coupling“ a pohyb je krytu zamezen na těsnící ploše. Důležité je splnit nejen pevnostní podmínku, ale také tuhostní podmínku, protože při zatáčení doprava a maximální síle ve spodním ramenu může dojít velkou deformací víka k posunutí vypínacího mechanismu a ke zmenšení chodu spojky. Ze zdvihu ovládacího pístu spojky (25 mm) je využito asi 15 mm, takže zbývá ještě 5 mm, pokud určíme dalších 5 mm jako rezervu. Převod mezi ovládacím pístem a přítlačným talířem spojky je 13,33 (viz. Kap. 5.4.2.), maximální dovolený průhyb víka tedy činí 0,38 mm. Dle výsledků analýzy (Obr. 40) je tato podmínka splněna. Pevnostní podmínka je také splněna s maximálním napětím 146 MPa. Vzhledem k mezi kluzu 240 MPa je tedy bezpečnost  $s = 1,64$ .



Obr. 40 – Analýza krytu spojky – napětí [MPa]

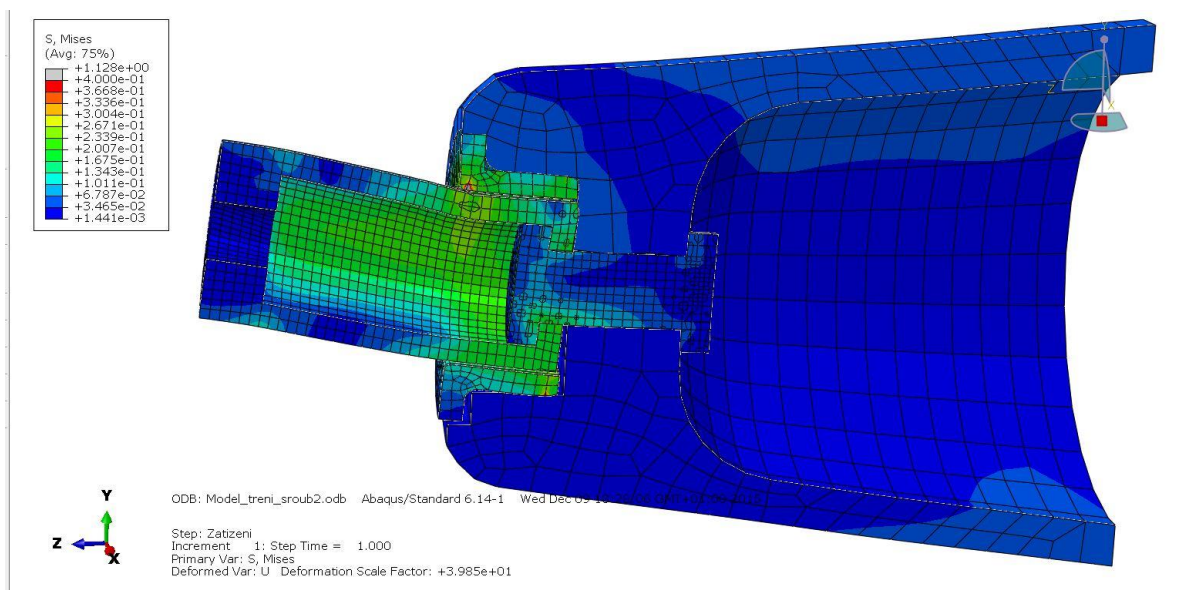
Obr. 41 – Analýza krytu spojky – deformace [ $\mu\text{m}$ ]

## 6.2.2. Analýza čepu vahadla odpružení a jeho úchytu

Jak už bylo zmíněno, čep vahadla a jeho úchyt jsou velmi namáhané při zatáčení a pro pružení. Sestava čepu a jeho uchycení bude analyzována pro nejhorší případ, kterým je zatáčení. Už před první analýzou bylo jasné, že pokud bude čep našroubován nebo nalisován přímo do hliníkového bloku motoru, dojde k otláčení hliníkové části. Proto byla mezi čep a hliníkový úchyt nalisována ocelová vložka, která roznáší napětí do hliníkového bloku výhodněji a na větší ploše. Pro zjednodušení a možnost použití hexagonální sítě byl úchyt zjednodušen na rotační tvar.

Síla je v analýze zadána do těžiště ložiska vahadla. Mezi čepem a vložkou je zadán kontakt v radiálním směru a vložce je zamezen pohyb v axiálním směru. Vložka je nalisována v úchytu s přesahem 0,1 mm. Čep je zajištěn v axiálním směru šroubem s předpětím 1 kN. Šroub jako zvláštní součást v analýze nahrazuje vnější závit čepu, který je v CAD modelu součástí čepu. Lze tak v analýze jednodušeji zadat předpětí, přestože je taková sestava v praxi nesmontovatelná.

Maximální napětí je dosaženo na vnitřní ostré hraně ocelové vložky. Dosažená hodnota 1120 MPa vyžaduje použití kalené slitinové oceli. Pro tento účel je vhodná ocel 34CrNiMo6, která lze kalit na mez kluzu až 1500 MPa [19]. Maximální hodnota napětí v hliníkovém úchytu činí 170 MPa, hliníková slitina AISi7Mg0,6 [15] s mezí kluzu 280 MPa je tedy vyhovující.



Obr. 42 – Analýza čepu vahadla – napětí [GPa]

### 6.3. MKP Analýza sestavy bloku motoru

Cílem MKP analýzy sestavy bloku motoru bylo ověřit, zda je navržený motor schopen splnit svou primární úlohu jako pohonná jednotka a zda dokáže splnit i svou sekundární funkci, kterou je přenášení veškerých sil působících od kol do primární struktury. Vzhledem k náročnosti výpočtu je zahrnuto pouze mechanické namáhání a není uvažován vliv teplotních jevů, proudění a kontaktních interakcí, jejichž uvažování by bylo daleko za rámcem práce, zaměřené hlavně na samotnou konstrukci.

Výpočet byl zdefinován a proveden v softwaru DS Abaqus 6.14 s využitím školní licence. Přístup k výpočetnímu serveru přes vzdálenou plochu poskytli Ing. Nikita Astraverkhou a Ing. Michal Vašíček, Ph.D., kterým patří velký dík. I přes 48 GB operační paměti bylo ale potřeba výpočetní model velmi zjednodušit a výpočet vlastních frekvencí nemohl být proveden vůbec.

Jako materiál pro MKP analýzu byla zvolena už dříve zmíněná hliníková slitina AlSi7Mg0,6. Specifikace této slitiny jsou uvedeny v Tab. 13

| Materiál      | Mez kluzu | Mez pevnosti | Tažnost | Tvrdost | Mez únavy | Modul pružnosti | Hustota  | Tepelná roztažnost |
|---------------|-----------|--------------|---------|---------|-----------|-----------------|----------|--------------------|
|               | Re [MPa]  | Rm [MPa]     | A [%]   | [HB]    | Rc [MPa]  | [GPa]           | [kg.m-3] | [m/K . 10e-6]      |
| AlSi7Mg0,6 T6 | 240-280   | 320-350      | 4 - 6   | 100-115 | 110-115   | 73              | 2,67     | 18                 |

Tab. 13 – Specifikace hliníkové slitiny AlSi7Mg0,6

Protože by část motoru, kde se nachází převodovka a kde je uchycena náprava, neměla přesáhnout provozní teplotu motoru (90 °C), není potřeba uvažovat pokles mechanických vlastností hliníkových slitin při zvýšených teplotách. Výsledné napětí by nemělo překročit mez kluzu, protože již při určování působících sil byla zavedena jistá bezpečnost. Jako cíl ale bylo zvoleno maximální napětí 200 MPa. Dimenzování součástí, na které působí síly od podvozku tímto způsobem, už se týmu osvědčilo. I přes sofistikovaný výpočetní software je ale potřeba vždy zvážit vliv nejistot, zjednodušení modelu, provozních podmínek a výsledky nepovažovat za absolutně přesné.

### 6.3.1. Příprava modelu pro výpočet

V průběhu síťování modelu se ukázalo, že bude potřeba ho zjednodušit. Problémy s nekvalitními elementy způsobují hrany, detailní geometrie, olejové kanály nebo otvory pro šrouby. Všechny tyto prvky, které nemají velký vliv na výsledek, byly odstraněny.

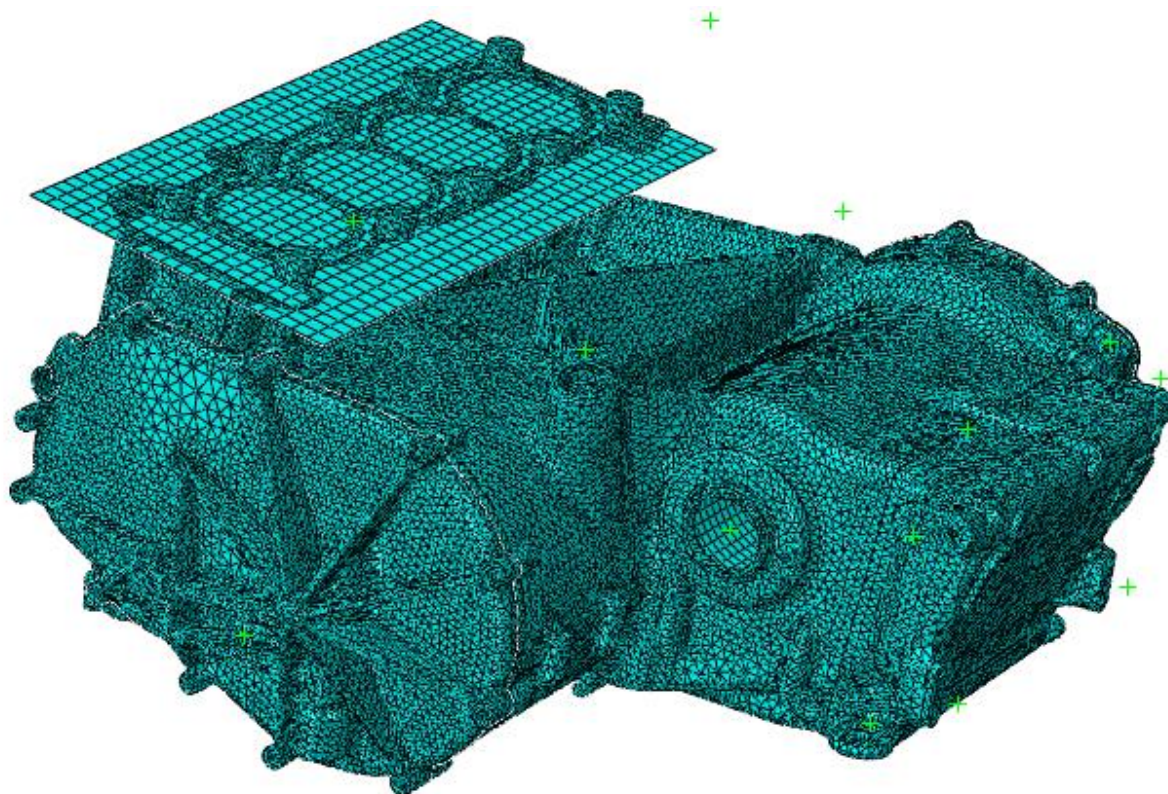
Nakonec se celá sestava skládala z dílů, uvedených v Tab. 14. Materiál šroubů a hřídelí je ocel s modulem pružnosti 210 GPa, Poissonovou konstantou 0,3 a s hustotou 7,85 kgm<sup>-3</sup>. Ocelové jsou pouze pomocné díly, které ovlivňují výslednou tuhost. Výpočet byl zjednodušen absencí olejové vany a krytu alternátoru, které svou tuhostí k výsledné tuhosti přispívají jen málo.

| Díl                  | Rozměr | Materiál | Počet ks | Základní velikost sítě | Minimální velikost sítě | Počet elementů |
|----------------------|--------|----------|----------|------------------------|-------------------------|----------------|
|                      |        |          | [-]      | [mm]                   | [mm]                    | [-]            |
| Horní blok motoru    | 3D     | Hliník   | 1        | 5                      | 0,5                     | 347 127        |
| Spodní blok motoru   | 3D     | Hliník   | 1        | 5                      | 0,5                     | 247 198        |
| Zadní blok motoru    | 3D     | Hliník   | 1        | 5                      | 0,5                     | 70 969         |
| Víko spojky          | 3D     | Hliník   | 1        | 5                      | 0,5                     | 52 448         |
| Víko diferenciálu    | 3D     | Hliník   | 1        | 5                      | 0,5                     | 15 546         |
| Hlava válců          | 2D     | Hliník   | 1        | 10                     | 10                      | 800            |
| Klíková hřídel       | 2D     | Ocel     | 1        | 5                      | 2                       | 2 440          |
| Spojková hřídel      | 2D     | Ocel     | 1        | 5                      | 2                       | 1 280          |
| Hnací hřídel         | 2D     | Ocel     | 1        | 5                      | 2                       | 1 320          |
| Diferenciál          | 2D     | Ocel     | 1        | 5                      | 2                       | 1 400          |
| Hlavový šroub        | 3D     | Ocel     | 10       | 5,3                    | 2,4                     | 2 464          |
| Klíkový šroub bloku  | 3D     | Ocel     | 6        | 3,6                    | 1,8                     | 2 133          |
| Klíkový šroub vnější | 3D     | Ocel     | 4        | 3,6                    | 1,8                     | 3 279          |
| <b>celkem</b>        |        |          |          |                        |                         | <b>791082</b>  |

Tab. 14 – Díly výpočetního modelu

U pomocných součástí, jako jsou hřídele a hlava motoru, bylo třeba stanovit jejich tuhost, což popisuje ve své Diplomové práci Bc. Jakub Urban [9]. Předpětí šroubů bylo stanoveno pomocí manuálu k sériovému motoru, případně byly použity obecně platné povolené utahovací momenty šroubů příslušné velikosti. V úvahu bylo bráno také zvětšení předpětí vlivem tepelné roztažnosti.

Vysítování dílů bylo provedeno automatickým algoritmem softwaru Abaqus. Všem dílům byly přiřazeny elementy typu tetrahedron s definovaným gradientem růstu elementu 1,3. V Tab. 14 jsou uvedeny všechny díly, velikosti jednotlivých sítí a počty jejich elementů.



Obr. 43 – Výpočtový model motoru FS.0X

### 6.3.2. Okrajové podmínky výpočtu

Všechna tělesa modelu byla vložena do jedné sestavy a motoru byly odebrány všechny stupně volnosti v místech uchycení k rámu a monokoku. Tělesa byla vůči sobě zavazbena v příslušných místech pomocí funkce „tie“, protože výpočetní náročnost kontaktních vazeb nedovolila výpočet provést. Takto byly k sobě zavazbeny všechny hliníkové odlitky, šrouby a hřídele. Síly (výpočet viz. kapitola 6.1.) byly zadávány pomocí funkce „MCP constraint“ s typem vazby „beam“, která vytvoří mezi řídicím bodem a plochou virtuální, nedeformovatelný nosíkový element.

### 6.3.3. Zatížení

Výpočet byl rozdělen na statický a dynamický. Dynamickým výpočtem pro uložení klikové hřídele se ve své Diplomové práci zabývá Bc. Jakub Urban [9]. V ozubení primárního převodu a dále už lze působící síly považovat za statické.

Jednotlivé kroky tvoří: Předpětí, akcelerace na první rychlostní stupeň, akcelerace na druhý rychlostní stupeň, ustálený průjezd zatáčkou na mezi adheze na první rychlostní stupeň a ustálený průjezd zatáčkou na mezi adheze na druhý rychlostní stupeň.

V kroku „předpětí“ jsou šrouby zatíženy funkcí „bolt preload“ a je určena pouze velikost síly a její směr. Předepjaty jsou všechny šrouby dělicích rovin a hlavové šrouby.

V dalších krocích jsou síly od nápravy a hřídelí převodovky přenášeny pomocí funkce „MCP constrain“ na příslušné plochy pomocí řídicích bodů.

Už první výpočet ukázal, že na druhý rychlostní stupeň dochází k menšímu namáhání bloku motoru a všechny kroky výpočtu zahrnující druhý rychlostní stupeň byly vynechány. Tab. 15 shrnuje síly pro všechny zátěžové stavy.

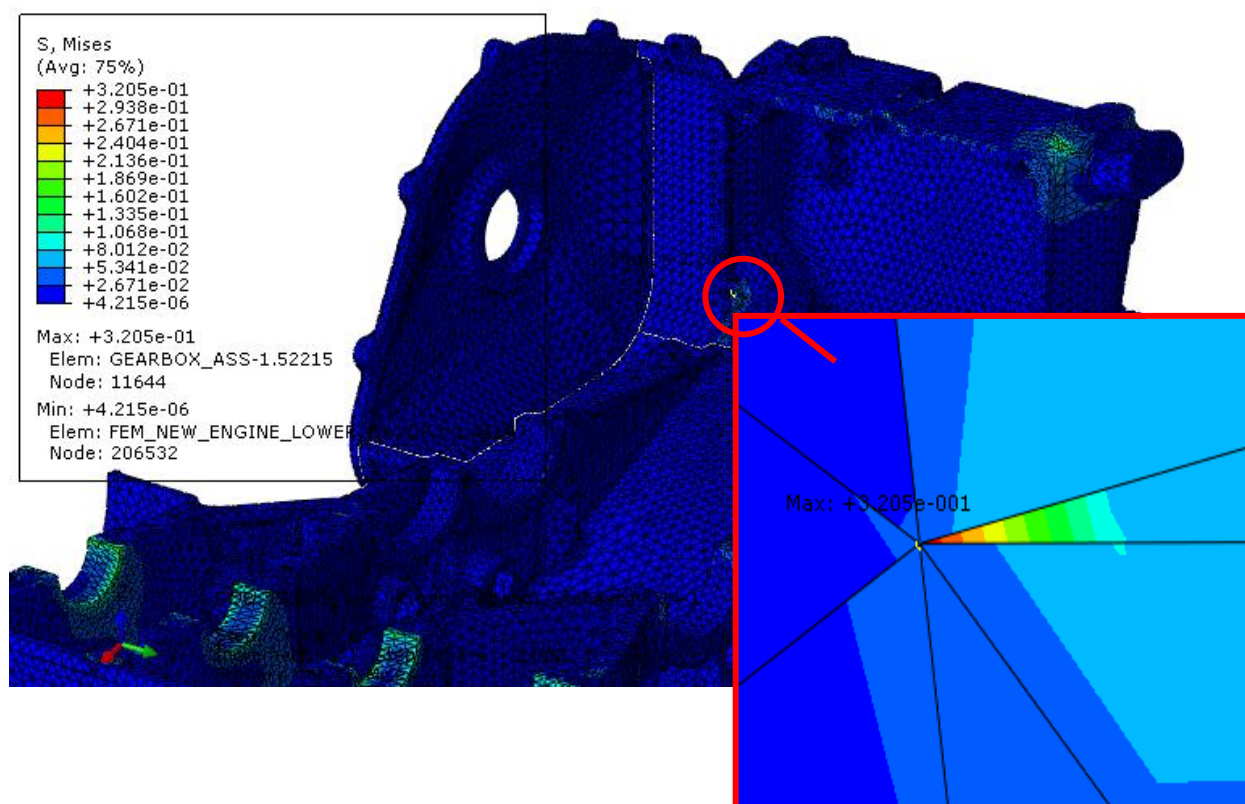
| Síla                   | Předpětí [kN] | Akcelerace I. RS |        |        | Zatáčení I. RS |        |        | Akcelerace dyn. |        |        |
|------------------------|---------------|------------------|--------|--------|----------------|--------|--------|-----------------|--------|--------|
|                        |               | X [kN]           | Y [kN] | Z [kN] | X [kN]         | Y [kN] | Z [kN] | X [kN]          | Y [kN] | Z [kN] |
| Hlavový šroub          | 35,8          | 35,8             |        |        | 35,8           |        |        | 35,8            |        |        |
| Šroub kliky            | 30            | 30               |        |        | 30             |        |        | 30              |        |        |
| 1. válec               | /             | -5               | 0      | -11    | -5             | 0      | -11    | dyn             | 0      | 0      |
| 2. válec               | /             | 2                | 0      | 9      | 2              | 0      | 9      | dyn             | 0      | 0      |
| 3. válec               | /             | -2               | 0      | -15    | -2             | 0      | -15    | dyn             | 0      | 0      |
| 4. válec               | /             | 2                | 0      | 9      | 2              | 0      | 9      | dyn             | 0      | 0      |
| 1. válec dyn Z         | /             | /                | /      | /      | /              | /      | /      | 0               | 0      | dyn    |
| 2. válec dyn Z         | /             | /                | /      | /      | /              | /      | /      | 0               | 0      | dyn    |
| 3. válec dyn Z         | /             | /                | /      | /      | /              | /      | /      | 0               | 0      | dyn    |
| 4. válec dyn Z         | /             | /                | /      | /      | /              | /      | /      | 0               | 0      | dyn    |
| Spojka L               | /             | -3,54            | 0      | 4,54   | -3,54          | 0      | 4,54   | -3,54           | 0      | 4,54   |
| Spojka P               | /             | 5,65             | 0      | 17,9   | 5,65           | 0      | 17,9   | 5,65            | 0      | 17,9   |
| Hnací hřídel L         | /             | -0,24            | 0      | -4     | -0,24          | 0      | -4     | -0,24           | 0      | -4     |
| Hnací hřídel P         | /             | 2,6              | 0      | 1,57   | 2,6            | 0      | 1,57   | 2,6             | 0      | 1,57   |
| Diferenciál L          | /             | 5,66             | 0      | -16,6  | 5,66           | 0      | -16,6  | 5,66            | 0      | -16,6  |
| Diferenciál P          | /             | -0,76            | 0      | 2,1    | -0,76          | 0      | 2,1    | -0,76           | 0      | 2,1    |
| Spodní rameno přední L | /             | 1,1              | 1,4    | 0,13   | 6              | -7,6   | -0,74  | 1,1             | 1,4    | 0,13   |
| Spodní rameno přední P | /             | 1,1              | -1,4   | 0,13   | 0              | 0      | 0      | 1,1             | -1,4   | 0,13   |
| Spodní rameno zadní L  | /             | 0,7              | -9,9   | -0,74  | -1,1           | 8,6    | 0,7    | 0,7             | -9,9   | -0,74  |
| Spodní rameno zadní P  | /             | 0,7              | 9,9    | -0,74  | 0              | 0      | 0      | 0,7             | 9,9    | -0,74  |
| Horní rameno zadní L   | /             | -0,1             | 1,69   | 0,37   | -0,3           | -5,6   | -1,2   | -0,1            | 1,69   | 0,37   |
| Horní rameno zadní P   | /             | -0,1             | -1,69  | 0,37   | 0              | 0      | 0      | -0,1            | -1,69  | 0,37   |
| Vahadlo L              | /             | -0,3             | 9      | -7     | -9,6           | 11,9   | -4,1   | -0,3            | 9      | -7     |
| Vahadlo P              | /             | -0,3             | -9     | -7     | 0              | 0      | 0      | -0,3            | -9     | -7     |
| Tlumič L               | /             | -4,5             | -0,84  | 0,65   | 6,3            | -1,2   | 0,9    | -4,5            | -0,84  | 0,65   |
| Tlumič P               | /             | -4,5             | 0,84   | 0,65   | 0              | 0      | 0      | -4,5            | 0,84   | 0,65   |
| Stabilizátor L         | /             | /                | /      | /      | 1              | 0      | 0      | 0               | 0      | 0      |
| Stabilizátor P         | /             | /                | /      | /      | -1             | 0      | 0      | 0               | 0      | 0      |

Tab. 15 – Síly pro jednotlivé zátěžové stavy

### 6.3.4. Vyhodnocení výsledků MKP analýzy

V analýze běžně dochází k jednomu nebo k několika zdánlivým lokálním maximálním napětím. Proto je potřeba každé lokální maximum zkontrolovat a posoudit, zda nemůže být výsledkem chyby, nebo nedokonalosti modelu.

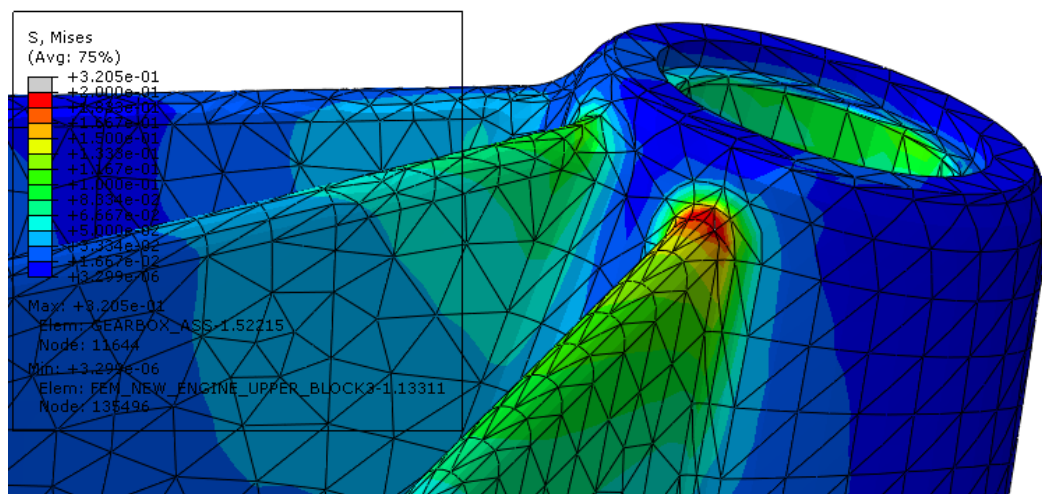
Jedna z těchto chyb se nachází na Obr. 44. Jedná se o lokální maximum napětí, jehož nárůst je zapříčiněn nekvalitní sítí, protože se jedná pouze o jeden element.



Obr. 44 – Lokální maximum napětí způsobené vlivem nekvalitní sítě [GPa]

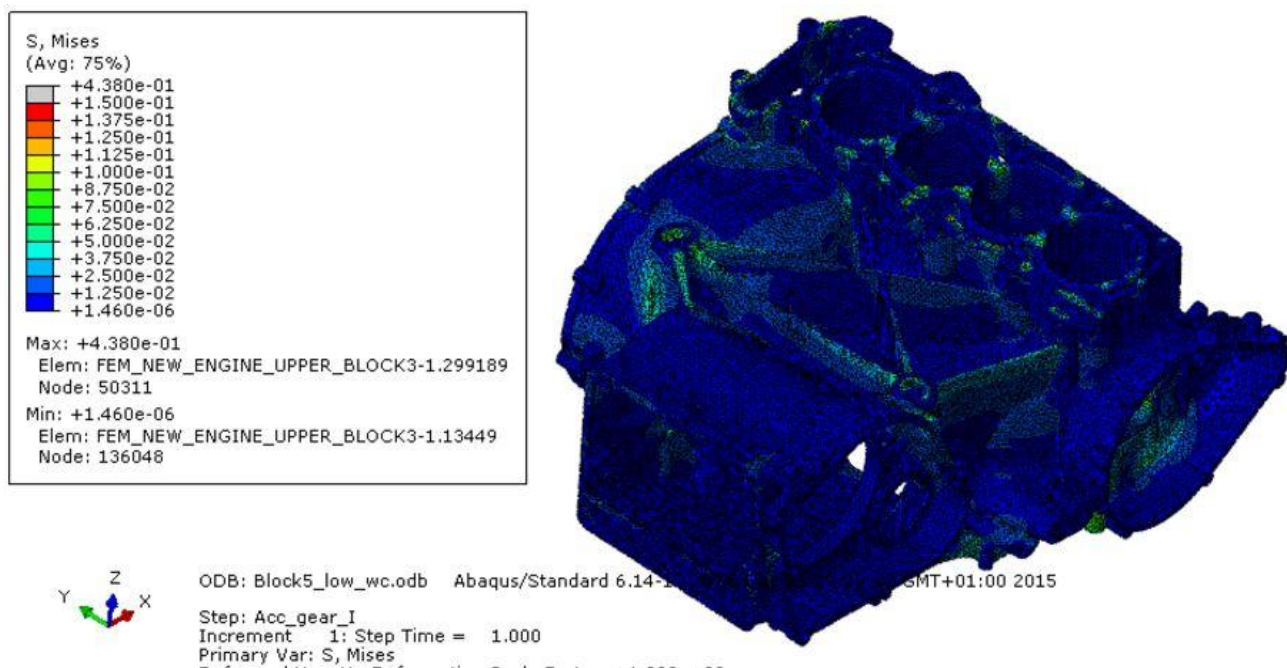
Na bloku motoru se nachází více těchto chyb a po jejich odhalení se lze zaměřit na místa, kde by skutečně mohlo nastat k nárůstu napětí, které odpovídá jejich namáhání. Kritické místo horní poloviny bloku se nachází v přechodu žebra do úchyty vahadla, kde napětí dosahuje hodnoty 183 MPa (Obr. 43). Uvedené napětí nepředstavuje zásadní problém vzhledem k mezi kluzu materiálu 280 MPa, ale v rámci optimalizace byl zvětšen rádius a tloušťka žebra, které bylo napojeno blíže k čelu úchyty.





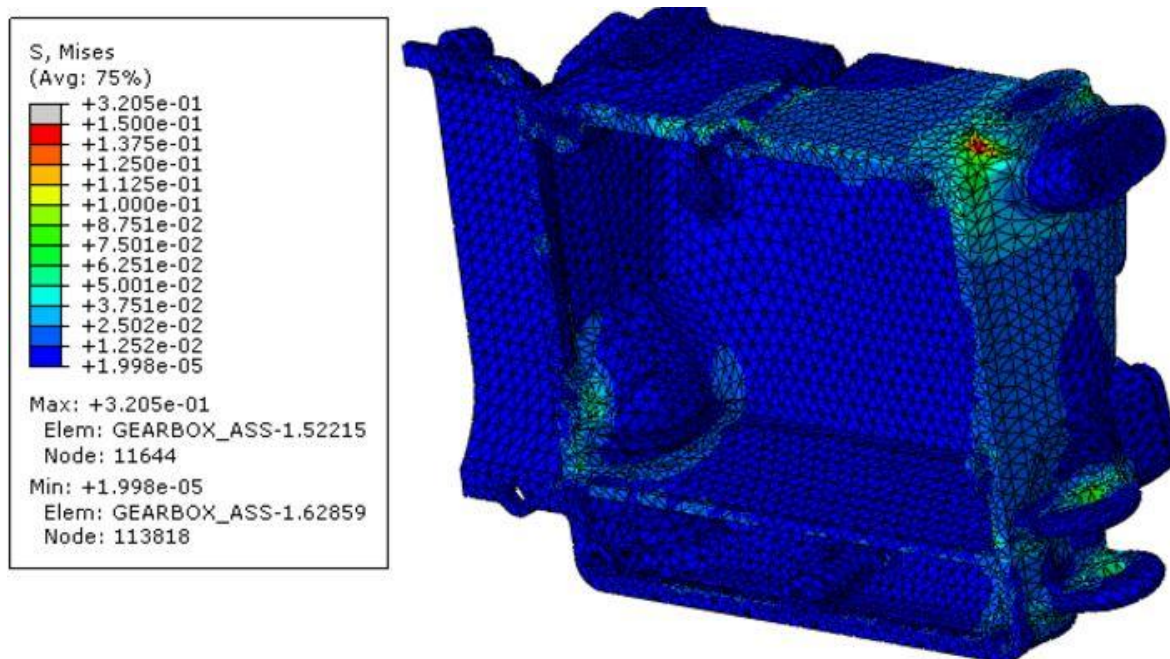
Obr. 45 – Lokální maximum napětí způsobené silou od vahadla při zatáčení [GPa]

Ostatní kritická místa se nacházejí kolem předepjatých šroubových spojů, kde napětí dosahuje maxima kolem 130 MPa. Navzdory předpokladům mezi kritická místa nepatří oblasti kolem hřídelů převodovky.



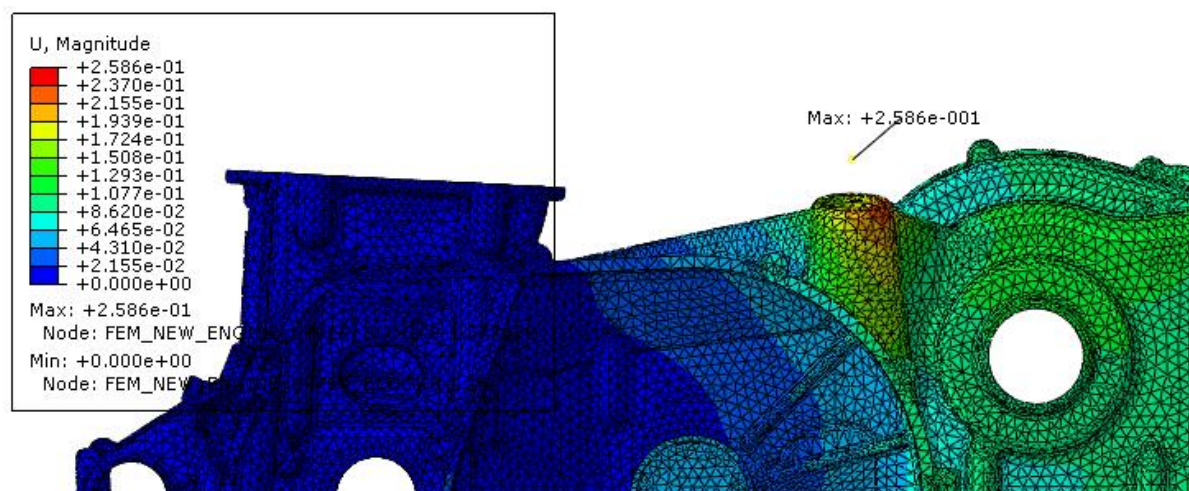
Obr. 46 – Blok motoru při akceleraci na první rychlostní stupeň – napětí [GPa]

V zadní části motoru dochází k maximálnímu napětí o velikosti 150 MPa při akceleraci na rádiu úchyty žabky tlumiče, která je silou od tlumiče ohýbána (Obr. 47).



Obr. 47 – Zadní část bloku motoru při zatáčení – napětí [GPa]

Pomineme-li napětí o velikosti 130 MPa, vyskytující se na plochách pro uchycení bloku motoru k monokoku, nevyskytují se na bloku motoru další kritická místa s napětím, přesahujícím 100 MPa.



Obr. 48 – Deformace bloku motoru při zatáčení [mm]

Překvapivé výsledky přinesla analýza deformace motoru. Prvním překvapivým faktem je značná asymetrie deformace při akceleraci, což je zapříčiněno jak nesymetrií bloku motoru, tak i značnou nesymetrií sil v převodovce. Jde ale o globální posuv o velikosti pouhých 0,2 mm. Při zatáčení byla nesymetrie očekávána ale ani zde výsledné posuvy nepřekročily 0,26 mm (Obr. 48), což lze přepočíst na natočení, které činí 0,26 °.

Hodnota natočení je velmi nízká, ale je potřeba vzít v úvahu také tuhost připojení motoru k primární struktuře. Vypovídající potom bude celková torzní tuhost včetně monokoku a náprav, která by měla být řádově vyšší, než je klopná tuhost náprav.

### 6.3.5. Shrnutí výsledků MKP analýzy

Přestože je výsledek ovlivněn několika chybnými elementy a zavádějícími špičkami napětí, z provedené MKP analýzy vyplývá, že blok motoru pevnostně i tuhostně vyhovuje. Výpočet torzní tuhosti celého vozu je nad rámec rozsahu této Diplomové práce, ale tuhostní příspěvek motoru FS.OX je tak vysoký, že s největší pravděpodobností bude celková torzní tuhost vyšší, než při použití sériového motoru a konvenčního trubkového rámu. V budoucnu bude potřeba provádět výpočty takového rozsahu na výkonnějším počítači, protože torzní tuhost celého vozu, nebo modální analýza motoru FS.OX už je za hranicí hardwarových možností týmu CTU CarTech.

## 7. Závěr

V této práci byl proveden konstrukční návrh a deformačně napjatová analýza bloku motoru, navrženého na základě vnitřních komponentů sériového motoru Yamaha RJ11 pro vůz týmu CTU CarTech, účastníčího se soutěže Formule Student/SAE.

Cílem této práce bylo mimo jiné odhadnout přínos použití vlastního bloku motoru oproti sériovému. Přínos může být dosažen především snížením těžiště vozu, snížením celkové hmotnosti a posunutím polohy těžiště vozu mírně vpřed. Všech těchto cílů bylo dosaženo, ale nebyla odhadnuta cena výroby motoru, která však bude jistě řádově vyšší než cena pořízení použitého motoru RJ11. Proto je velmi složité odhadnout opravdový přínos, uvažujeme-li také, při závodě poměrně velké, riziko selhání některého z komponentů motoru, který zároveň tvoří nosnou část vozu. Je obecně známo, že každá velká inovace zároveň přináší velká rizika a platí to i v případě závodů Formula Student/SAE, kde už několik let vyhrává konzervativní a nepozměněná koncepce vozu.

Nabízí se ale otázka, jestli je skutečným účelem soutěže Formula Student/SAE vyhrávat, nebo se naučit novým dovednostem a připravit se na budoucí praxi. Pokud tým upřednostní druhou variantu, což je i přáním autora této práce, bude mít vlastní blok motoru pro tým obrovský přínos.

Touto prací byl ukázán velký potenciál pro použití motoru jako nosné struktury u vozu Formula Student/SAE. Nelze ale pokládat návrh motoru FS.0X za finální, spíše se může začít stávající návrh optimalizovat jak z hlediska konstrukčního, tak z hlediska výpočetního. Rovněž by bylo vhodné stávající návrh optimalizovat s ohledem na použitou výrobní technologii.

## 8. Použitá literatura

- [1] 2015 Formula SAE® Rules, [online]. Poslední revize 17.9.2014 [cit. 2015-9-27]. Dostupné na www: < [http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16\\_fsae\\_rules.pdf](http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf)>
- [2] *FSAE Tyre Test Consortium, Milliken Research Associates, USA* [online]. [cit. 2015-10-13]. Dostupné na www: <<http://www.millikenresearch.com/fsaettc.html>>
- [3] SMITH, Carroll. *Tune to win*: Aero publishers, Inc. – Fallbrook CA, 1978.
- [4] MILLIKEN, William and Douglas. *Race Car Vehicle Dynamic*: Society of Automotive Engineers, Inc. – warrendale, PA, 1995.
- [5] GKN Plunging joints [online]. [cit. 2015-10-22]. Dostupné na www: <http://www.gkn.com/driveline/our-solutions/cvj-system/plunging-joints/Pages/default.aspx>
- [6] *Převodové ústrojí motorových vozidel 1* [online]. [cit. 2015-10-22]. Dostupné na www:<[https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211041-Prevodove\\_ustroji\\_motorovych\\_vozidel\\_1/prednasky/klouby%20a%20kloubove%20hridele%20CZ\\_2012\\_NC.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211041-Prevodove_ustroji_motorovych_vozidel_1/prednasky/klouby%20a%20kloubove%20hridele%20CZ_2012_NC.pdf)>
- [7] SLANÝ, Michal. *Úprava stávající převodovky vozu Formula Student*: Bakalářská práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní 2015.
- [8] Řezníček, Jan. *Pružnost a pevnost II přednášky*: ČVUT v Praze, Fakulta strojní 2009
- [9] URBAN, Jakub. *Úprava Konstrukce bloku motoru pro vůz Formula Student se zaměřením na zástavbu klikového mechanismu, modifikaci mazacího systému a jeho připojení k šasi vozu*: Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní 2015
- [10] SKF: *Rolling bearing catalogue*[online]. c2013 [cit. 2015-10-22]. Dostupné na www: <<http://www.skf.com/binary/21-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>>
- [11] ČSN EN ISO 6336:2006. *Výpočet únosnosti elních ozubených kol s přímými a šikmými zuby – část 6: Výpočet provozní životnosti při proměnném zatížení*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [12] Doc. Ing. Miroslav Bureš, CSc: *Návrh a výpočet ozubených kol* [online]. c2006 [cit. 2015-11-27]. Dostupné na www: <[http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Navrh\\_a\\_pevnostni\\_vypocet\\_ozubenych\\_kol.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf)>

- [13] MESIT FOUNDRY: produkty [online]. [cit. 2015-12-12].  
Dostupné na www: <<http://www.fimes.mesit.cz/cs/art/229-produkty/>>
- [14] *Lost wax casting production in China: importance of choosing the right process* [online]. c2014, poslední revize 20.12.2014 [cit. 2015-11-27].  
Dostupné na www: <<http://kirextechno.com/en/december-20-2014-lost-wax-casting-production-china-importance-choosing-suited-process/>>
- [15] Aluminium-Gusslegierungen [online]. [cit. 2015-12-11]. Dostupné na www:  
<<http://www.schoettdruckguss.de/assets/Uploads/pdf/legierungen.pdf?PHPSESSID=7v08i0l0iuaap9htpq6c2qe0o4/>>
- [16] Suspension considerations [online]. [cit. 2015-11-27]. Dostupné na www:  
<[http://www.veecentre.com/what\\_is\\_formula\\_vee/suspension\\_considerations/](http://www.veecentre.com/what_is_formula_vee/suspension_considerations/)>
- [17] FESTO: *Round cylinders* [online]. [cit. 2015-12-12].  
Dostupné na www: <[https://www.festo.com/cat/en-us\\_us/products\\_010204/](https://www.festo.com/cat/en-us_us/products_010204/)>
- [18] HESTERINI, Pavel. *Přední náprava a řízení pro vůz CTU CarTech*: Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní 2009.
- [19] Přehled vlastností oceli 34CrNiMo6 [online]. [cit. 2015-11-27]. Dostupné na www:  
<<http://bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-vlastnosti-oceli-34crnimo6/>>

## 9. Seznam Příloh

### Přílohy na DVD:

**Příloha 1** – Výpočet ozubení stálého převodu programem Ústavu konstruování a částí strojů (software MS Excel)

**Příloha 2** – Kinematika zadní nápravy (software Lotus Suspension Analysis)

**Příloha 3** – MKP analýza sil v zadní nápravě (software DS Catia V5R21)

**Příloha 4** – MKP analýza motoru (software DS Abaqus 6.14)

**Příloha 5** – CAD model motoru FS.0X (STEP formát)

**Příloha 6** – Výpočet ozubení stálého převodu (software RICARDO GEAR)

**Příloha 7** – Seznam vyráběných součástí a použitých součástí z motoru RJ11 (software MS Excel)

**Příloha 8** – Částečná výkresová dokumentace