



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ VOZU FORMULA STUDENT DRAGON 7

DESIGN OF TRANSMISSION MECHANISM FOR FORMULA STUDENT DRAGON 7

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Fanta

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Tomáš Fanta
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. David Svída, Ph.D.
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Převodové ústrojí vozu Formula student Dragon 7

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh převodového ústrojí formulového vozu s cílem zkrátit dobu řazení a optimalizovat její parametry potřebám vozidla.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současných konstrukčních řešení řadicích mechanismů s ohledem na zkrácení času pro přeřazení.

Návrh parametrů převodovky pro potřeby daného formulového vozu s cílem zlepšit dynamické parametry celého vozidla.

Konstrukční návrh převodového ústrojí.

Řešení dynamického namáhání v převodovém ústrojí.

Zhodnocení navržené konstrukce.

Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7-68-5.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce pojednává o různých variantách převodovek, které umožňují změnu rychlostních stupňů za nepřerušného toku výkonu, a o jejich kladech a záporech pro vůz kategorie Formula Student/SAE. Dále se práce zabývá návrhem odstupňování jednotlivých převodů. Simuluje parametry pro disciplínu akcelerace za účelem dosažení co možná nejlepších výsledků v dynamických disciplínách. V práci je navrženo konkrétní konstrukční řešení změny celého řadicího mechanismu původní převodovky motocyklu Husqvarna FE 501 na mechanismus technologie Zeroshift, zahrnující pevnostní výpočty. Práce postihuje rovněž změnu principu ovládání spojky. Závěry této práce využije tým TU Brno Racing, působící na fakultě VUT v Brně, pro dosažení lepších výsledků na mezinárodních závodech.

KLÍČOVÁ SLOVA

převodovky, zkrácená doba řazení, motocyklové převodovky, Zeroshift, mechanická spojka, řadicí bubínek, řadicí vidličky, vlnové pružiny, pneumatický ventil, gear senzor

ABSTRACT

This thesis examines the various types of transmissions which allow to seamlessly change gears without interrupting the transfer of a motor's power output. In particular, it elaborates on the advantages and disadvantages each design presents for a FormulaStudent/SAE vehicle. Furthermore, the thesis explores the selection of gear ratios and simulates acceleration parameters in order to achieve the best possible dynamic behavior. What is more, the thesis presents a concrete implementation of a transmission for the Husqvarna FE 501 motorcycle redesigned with the Zeroshift mechanism. It includes a fundamental change in the operation of the clutch as well as a gear stress analysis. Last but not least, the TU Brno Racing team incorporated the main conclusions of the thesis into the team's vehicle in order to improve the team's standings in international races.

KEYWORDS

transmission, shortened gear switching, motorcycle gearboxes, Zeroshift, mechanical clutch, shift drum, shift forks, wave springs, pneumatic valve, gear sensor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FANTA, T. *Převodové ústrojí vozu Formula Student Dragon 7*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 80 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2017

.....

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za odbornou pomoc a cenné připomínky při zpracování diplomové práce, celému týmu TU Brno Racing, zejména bývalým členům sekce engine. Dále panu Fabíkovi za výrobu navržené převodovky a firmě MCAE za zapůjčení 3D tiskárny pro tvorbu dílčích prototypů. V neposlední řadě děkuji své rodině za trpělivost a podporu po celou dobu mého studia.

OBSAH

Úvod	11
1 FORMULA STUDENT	12
1.1 Historie.....	12
1.2 Tým TU BRNO RACING	13
1.3 Pravidla soutěže	13
1.4 Statické disciplíny.....	14
1.4.1 Engineering Design	14
1.4.2 Cost and Manufacturing	14
1.4.3 Business plan Presentation	14
1.5 Dynamické disciplíny	14
1.5.1 Skid Pad.....	14
1.5.2 Acceleration.....	15
1.5.3 Autocross	15
1.5.4 Endurance	15
2 ROZBOR SOUČASNÝCH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ ŘADICÍCH MECHANISMŮ S OHLEDEM NA ZKRÁCENÍ ČASU PŘEŘAZENÍ	16
2.1 Požadavky kladené na převodovky motorových vozidel.....	16
2.2 Rozdělení převodovek	16
2.2.1 Rozdělení podle druhů převodů.....	16
2.2.2 Rozdělení podle způsobu změny převodového poměru	17
2.2.3 Rozdělení podle druhu řazení rychlostních stupňů	17
2.3 Převodovky se zkrácenou dobou řazení.....	17
2.3.1 Mechanické variátory (CVT, IVT).....	17
2.3.2 Klínové variátory řemenové, řetězové.....	18
2.3.3 Kuželové variátory	18
2.3.4 Toroidní variátory.....	18
2.3.5 Automatické převodovky	19
2.3.6 Dvouspojkové převodovky (DSG)	20
2.3.7 Převodovky se speciálním návrhem zubových spojek	21
2.3.8 Shrnutí uvažovaných variant řešení převodového ústrojí pro dragon 7	25
3 NÁVRH PARAMETRŮ PŘEVODOVKY PRO POTŘEBY DANÉHO FORMULOVÉHO VOZU S CÍLEM ZLEPŠIT DYNAMICKÉ PARAMETRY CELÉHO VOZIDLA	27
3.1 Pravidla soutěže Formula Student/SAE.....	27
3.2 Převodovky ve vozech týmu TU Brno Racing	27

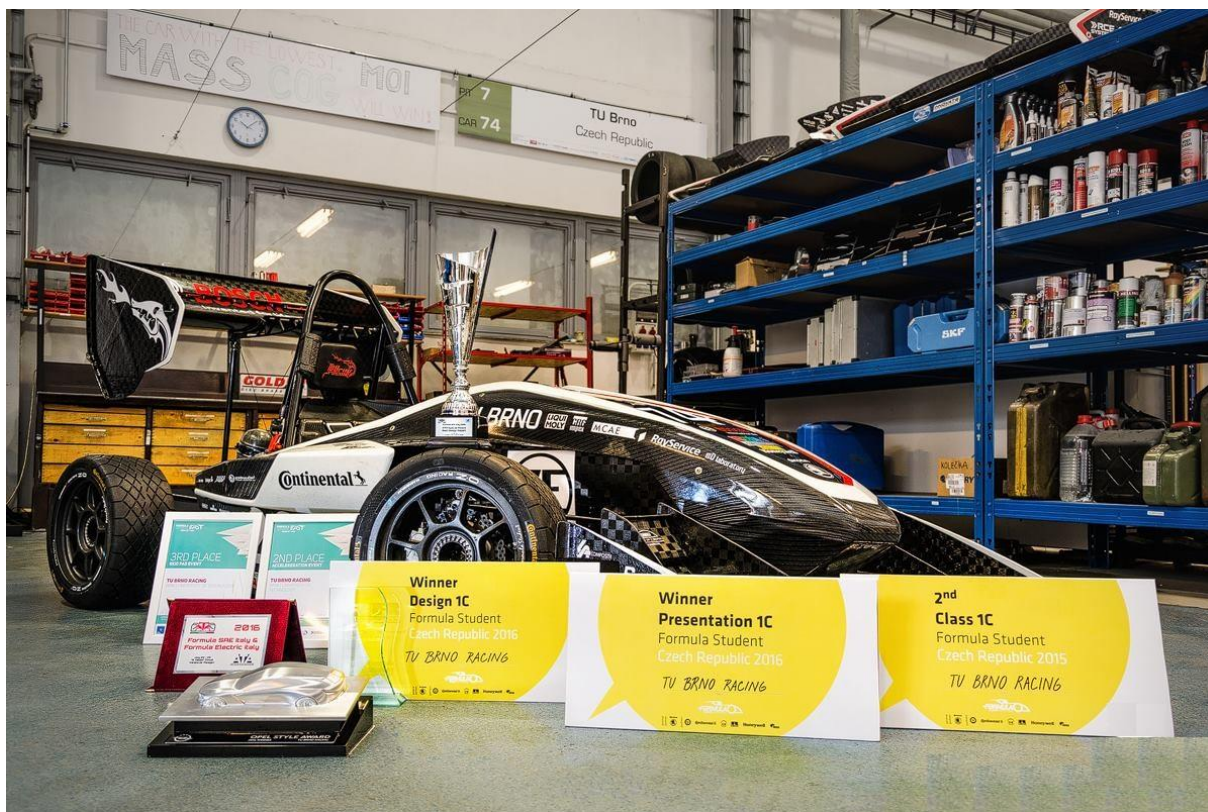
3.3	Analýza stávající převodovky.....	27
3.4	Řadící čas stávající převodovky	28
3.5	Vnější pneumatický mechanismus řazení.....	28
3.6	Ovládání spojky	29
3.6.1	Měření chodu spojky	29
3.6.2	Výpočet síl.....	29
3.6.3	Průběh zdvihu.....	31
3.6.4	Model spojky	32
3.7	Návrh jednotlivých komponent sestavy převodovky Zeroshift.....	32
3.8	Rozbor navržených úprav	33
3.9	Návrh odstupňování třístupňové převodovky.....	33
3.9.1	Závislost výkonu a momentu.....	34
3.9.2	Vytvoření simulace akcelerace pro Dragon 7.....	34
3.9.3	Graf závislosti ujeté dráhy na čase	35
3.9.4	Graf závislosti rychlosti na čase	36
3.9.5	Závislost trakční síly na rychlosti vozidla	36
3.9.6	Pilový diagram.....	38
3.10	Zlepšení parametrů vozu vybaveného převodovkou Zeroshift.....	39
4	KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ	40
4.1	Vytvoření 3D modelu uložení převodovky.....	40
4.1.1	Scanner Atos 2M	40
4.1.2	Scanování motoru Husqvarna FE 501	40
4.1.3	Model v prostředí creo parametric 3.0.....	41
4.2	Síla od tlaku plynů	41
4.2.1	Měření na motorové zkušebně.....	42
4.3	Návrh vypružení řadicích vidliček.....	44
4.3.1	Výpočet návrhu řadicích pružin	44
4.3.2	Návrh geometrie zkosení pro vyřazování	45
4.4	Sestava převodovky	46
4.4.1	Vstupní hřídel	46
4.4.2	Výstupní hřídel	46
4.4.3	Ozubená kola	46
4.4.4	Řadící bubínek.....	47
4.4.5	Řadící vidličky.....	48
4.4.6	Návrh aretace kulisového mechanismu řazení	48
4.4.7	Gear senzor.....	49

4.4.8	Unašec řadicích kamenů	49
4.4.9	Kroužek s kameny	51
5	ŘEŠENÍ DYNAMICKÉHO NAMÁHÁNÍ V PŘEVODOVÉM ÚSTROJÍ	53
5.1	Silové poměry v čelním ozubení s přímými zuby	53
5.2	Pevnostní výpočet ozubených kol	55
5.3	Analytický výpočet kontaktního tlaku podle hertzovy teorie	57
5.4	Analytický výpočet napětí v patě zubu podle Lewise	57
5.5	Využití MKP při pevnostních analýzách čelních ozubených kol	59
5.5.1	Výpočtový systém	59
5.5.2	Základní struktura práce v systému ansys	59
5.6	Analýza styku čelního soukolí s přímými zuby	59
5.6.1	Model geometrie	59
5.6.2	Materiálový model	60
5.6.3	Tvorba sítě MKP	60
5.6.4	Okrajové podmínky	61
5.6.5	Vyhodnocení styku ozubených kol	62
5.7	Možné poruchy ozubených kol převodovky	63
5.7.1	Pitting	63
5.7.2	Opotřebení a zadírání	64
5.7.3	Trvalé deformace	64
5.7.4	Poškození lomem zubů	64
5.8	Analýza přenosu točivého momentu přes kameny zubové spojky	64
5.8.1	Vytvoření sítě	64
5.8.2	Definice okrajových podmínek	66
5.8.3	Kontakty mezi tělesy	66
5.8.4	Výsledky pevnostní analýzy sestavy kola s kameny zubové spojky	67
6	ZHODNOCENÍ NAVRŽENÉ KONSTRUKCE	69
6.1	Výroba převodovky s navrženým odstupňováním	69
6.2	3D tisk jednotlivých prototypů převodovky Zeroshift	70
6.3	Převodovka pro vůz Dragon 7	71
	Závěr	72
	Seznam použitých zkratk a symbolů	75
	Seznam příloh	79

ÚVOD

Pro použití motocyklového motoru v monopostu formule je zapotřebí navrhnout velké množství úprav. Obzvláště, jedná-li se o motor přepřínovaný. Vzhledem k mimořádně úspěšným výsledkům v sezónách 2015 a 2016, kdy tým TU Brno Racing využíval hnacího agregátu ze sériového motocyklu Husqvarna FE 501, se tým rozhodl využívat tuto hnací jednotku i pro sezónu příští. Dosavadními úpravami byl výkon motoru navýšen ze 40 kw na 61 kw a točivý moment z 53 Nm na 74 Nm. Dalším logickým krokem je zasáhnout do sériové převodovky, která začala být v důsledku vyššího namáhání a specifického využívání nedostatečná. Proto je vhodné zvolit jiné převodové poměry a snížit počet převodových stupňů pro specifické využití v daných disciplínách.

Motivací k vytvoření této práce je dosažení lepších umístění v celosvětovém žebříčku, především v disciplíně akcelerace, zkrácením doby řazení. Velkou výhodou řešení převodového mechanismu je fakt, že je vůz určen pro konkrétní předem jasně specifikované využití. Tým disponuje velkým množstvím naměřených dat z minulých let pro jednotlivé okruhy a disciplíny, je známa hmotnost nového monopostu, průběh výkonu a točivého momentu pro dané provozní otáčky. Práce analyzuje převodové ústrojí a navrhuje jeho úpravy s cílem zlepšit dynamické parametry vozu, a tím zvýšit konkurenceschopnost a šance na získání dalších ocenění na závodech Formula Student.



Obr. 1 Úspěchy týmu TU Brno Racing v sezóně 2016

1 FORMULA STUDENT

Cílem projektu Formule student je seznámit studenty vysokých škol s celým procesem návrhu vozu. Studenti postupně vůz navrhnu, vyrobí, otestují a účastní se závodů, kde mohou porovnat svůj prototyp s konkurenčními týmy z univerzit z celého světa.

1.1 HISTORIE

Formule student je soutěž založená roku 1978 ve Spojených státech amerických pod záštitou Sdružení automobilových inženýrů (SAE). Od roku 1998 je soutěž pořádána i v Evropě pod názvem Formula Student. Vůbec první závody v Evropě se konaly ve Velké Británii na testovacím okruhu MIRA. Tohoto klání se zúčastnily tři Americké a tři Evropské týmy. Později se tento specifický závod přesunul na okruh Silverstone. Dalším a zároveň nejvýznamnějším evropským závodem je závod na německém Hockenheimringu. Tento závod je jedním z nejprestižnějších závodů na světě, ve kterém spolu soupeří více než stovka týmů ze všech kontinentů. V roce 2013 se konal první český závod v Hradci Králové, který se po dvou letech přesunul na mostecký polygon.

Kategorie elektrických formulí, kterou odstartoval závod v Německu, byla vytvořena v roce 2010 a probíhá současně s kategorií spalovacích motorů. Dalším významným krokem je zavedení třetí kategorie s názvem driveless. První závod autonomní formule se uskuteční v Německu v roce 2017 současně se závodem spalovacích a elektrických formulí.

V současné době je v kategorii combustion 550 týmů a v kategorii electric 110 týmů s tisíci registrovanými studenty. V České republice je momentálně pět týmů, které navrhují formuli se spalovacím motorem a jeden tým s vozem poháněným elektromotorem.



Obr. 2 Panoramatické foto týmů na Formule Student Germany [19]

1.2 TÝM TU BRNO RACING

Tým TU Brno Racing působí v soutěži Formula student již sedmým rokem, během kterých se podařilo dosáhnout mnoha úspěchů a vytvořit soubor znalostí a zkušeností, které slouží stávajícím i novým členům týmu ke zrychlení a zkvalitnění návrhu a práce na nových monopostech, vývoj monopostů je patrný na obr. 3.



Obr. 3 Vozy týmu TU Brno Racing, monoposty D1 až D5

Tým tvoří 40 členů, kteří studují převážně strojírenské obory. Struktura týmu je tvořena několika sekcemi, které jsou spolu významně propojeny a úzce mezi sebou spolupracují.

1.3 PRAVIDLA SOUTĚŽE

Pravidla soutěže obsahují především bezpečnostní prvky a opatření pro jednotlivé závody. Omezují výkon vozu pomocí restriktoru a stanovují základní minimální a maximální rozměry vozu. Jsou zde definovány jednotlivé části rámu, či monokokou, velikosti křidel, funkce zádržných systémů a deformačního členu. Dále definují minimální prostor pro řidiče a umístění bezpečnostních a ovládacích prvků vozu. V neposlední řadě je zde určeno bodové hodnocení jednotlivých statických a dynamických disciplín. Pro letošní rok jsou také vytvořena pravidla pro autonomní formule, která mimo jiné obsahují bezpečné zastavení vozidla na dálku. Disciplíny a jejich bodové hodnocení na jednotlivých závodech jsou stejné, což umožňuje srovnání výsledků všech týmů a vytvoření světového žebříčku. Disciplíny jsou děleny na statické a dynamické disciplíny. Maximálně lze dosáhnout 1000 bodů.

Statické disciplíny	Engineering Design	150 b
	Cost and Manufacturing	100 b
	Business plan presentation	75 b
Dynamické disciplíny	Acceleration	75 b
	Skid Pad	75 b
	Autocross	100 b
	Endurance	325 b
	Efficiency	100 b

Tabulka 1 Bodové hodnocení jednotlivých disciplín [7]

1.4 STATICKÉ DISCIPLÍNY

Statické disciplíny jsou nedílnou součástí závodů, hodnotí se inovace a inženýrský přístup k řešení jednotlivých problematik. Hodnotí se odborné, ale i manažerské schopnosti studentů.

1.4.1 ENGINEERING DESIGN

Engineering Design je statická disciplína, ve které týmy prezentují inovace na konstrukci vozu. Hodnocena je zejména schopnost zdůvodnit, proč byly zvoleny dané komponenty. Je nezbytné, aby týmy prokázaly dostatečné odborné znalosti.

1.4.2 COST AND MANUFACTURING

Ve statické disciplíně Cost and Manufacturing jsou zahrnuty výrobní náklady na stavbu vozu při výrobě 1000 kusů. Každý díl vozidla je přesně popsán tabulkou, která obsahuje ceny od základního polotovaru, přes obrábění po montáž na auto.

1.4.3 BUSINESS PLAN PRESENTATION

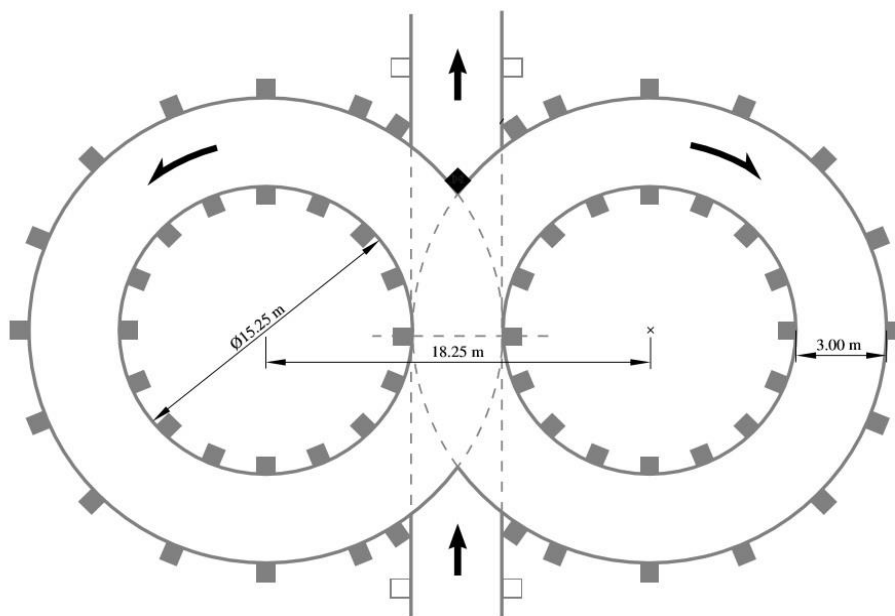
V poslední statické disciplíně týmy prezentují podnikatelský záměr fiktivní firmy, která by se zabývala výrobou a prodejem jejich vozu pro veřejnost.

1.5 DYNAMICKÉ DISCIPLÍNY

Dynamické disciplíny jsou z organizačních důvodů rozděleny do několika dnů. Pro možnost zúčastnit se dynamických disciplín je nutné, aby vůz spolu s řidiči prošel technickou přejímkou. Ta obsahuje kontrolu plnění pravidel jednotlivých částí vozu, zejména bezpečnostních prvků. Dále technická přejímka obsahuje hlukový test při daných otáčkách určených střední pístovou rychlostí, testem náklonu, kdy nesmí z vozu unikat žádné provozní kapaliny, a v neposlední řadě testem brzd. V dynamických disciplínách jsou prověřovány výkonové parametry, jízdní vlastnosti a spolehlivost vozidel.

1.5.1 SKID PAD

Tato disciplína slouží především k posuzování funkce podvozku. Na výsledné skóre má vliv správně navržená kinematika zavěšení, volba pneumatik, tlumičů a správné nastavení celého podvozku. Skid pad, neboli kruhový, test má tvar dvou spojených kruhů o vnitřním poloměru zatáčky 15,25 m a šířce tratě 3 m (obr. 4). Na některých závodech se tato disciplína jezdí na mokré trati. S naší převodovkou se tato disciplína jezdí na 2. rychlostní stupeň z důvodu nepřilíš agresivní reakce na plynový pedál.



Obr. 4 Trať disciplíny skid pad [7]

1.5.2 ACCELERATION

Pro návrh a funkci převodovky stěžejní disciplína, při které se dosahuje maximálních rychlostí. Trať má délku 75 metrů s pevným startem a velký význam zde má odstupňování jednotlivých převodových stupňů a jejich spolehlivé zařazení. Návrhem ideálních převodových stupňů, jejich počtem a návrhem stálého převodového stupně se bude tato práce zabývat v kapitole 3. [7]

1.5.3 AUTOCROSS

Tato disciplína obsahuje jedno kolo na trati, které má délku maximálně 1500 metrů. Výsledný čas je brán jako kvalifikace do hlavního závodu Endurance. Pro návrh převodového ústrojí pro tuto disciplínu je důležité pravidlo, že nejdelší rovný úsek trati musí mít maximálně 80 metrů. To je důležitým faktorem pro stanovení maximální dosažitelné rychlosti při maximálních otáčkách na nejvyšší převodový stupeň. [7]

1.5.4 ENDURANCE

Hlavní a nejvíce bodovanou disciplínou je Endurance, který měří 22 000 metrů. Je tvořena z trati pro Autocross, ze které je vytvořena smyčka. Endurance je jedinou disciplínou, ve které se na trati objevuje více vozů, takže zde dochází k předjíždění. Kvůli bezpečnosti se na trati nachází tzv. předjížděcí zóny, kde musí pomalejší vozidlo nechat volný průjezd rychlejšímu. Disciplína Endurance slouží především k otestování spolehlivosti a výdrži jednotlivých vozů. Další bodovanou a důležitou částí Endurance je spotřeba vozidla. Jelikož v průběhu této disciplíny není dovoleno tankovat, je zapotřebí mít dostatečně velkou palivovou nádrž, popřípadě kapacitu akumulátorů. Bodování obsahuje dvě části, přičemž až 325 bodů je možno získat za nejkratší čas, zbylých 100 bodů je možné získat na základě množství spotřebovaného paliva nebo elektrické energie. [7]

2 ROZBOR SOUČASNÝCH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ ŘADICÍCH MECHANISMŮ S OHLEDEM NA ZKRÁCENÍ ČASU PŘEŘAZENÍ

Účelem převodovky každého motorového vozidla je odvozen z potřeby zajistit základní jízdní funkce provozovaného vozidla. Především rozsah otáček spalovacího motoru, ve kterém se dá motor provozovat je omezen od n_{\min} do n_{\max} . Tento rozsah je poměrně omezený ve srovnání s nutným rozsahem otáček kol (rozsahem rychlostí od v_{\min} do v_{\max}). Tudíž je nezbytný mechanismus, který změnou převodového poměru mezi výstupem z motoru a hnacími koly umožní situaci, kdy má vozidlo při nižší rychlosti větší točivý moment na hnacích kolech nebo naopak při nižším točivém momentu vyšší otáčky kol. Točivý moment motoru se přitom nemění nijak dramaticky. Tímto způsobem lze pokrýt potřebně velký rozsah otáček hnacích kol, i s malým rozsahem využitelných otáček a zároveň je k dispozici dostatečně velký točivý moment pro překonání všech jízdních odporů. Změna převodu umožňuje motoru pracovat ve vhodné oblasti jeho rychlostní charakteristiky i při zvýšených jízdních odporech za cenu snížení rychlosti vozidla.

Základním účelem převodovek motorových vozidel tedy je přizpůsobit malý využitelný rozsah otáček a točivého momentu motoru, potřebnému rozsahu hnací síly a rychlosti vozidla. Dalším nezbytným prvkem je, umožnit trvalé přerušování točivého momentu od motoru a tím umožnit stojícímu vozidlu nechat motor v chodu. [1], [2], [3]

2.1 POŽADAVKY KLADENÉ NA PŘEVODOVKY MOTOROVÝCH VOZIDEL

Ze samotného účelu převodovek plynou i hlavní požadavky kladené na převodovky, jsou to zejména umožnění změny převodového poměru, umožnění zpětného chodu vozidla a možnost dlouhodobého přerušování přenosu točivého momentu od motoru na hnací kola vozidla.

Dále je nutné zabezpečit vysokou mechanickou účinnost, nízkou úroveň vibrací a hluku, kompaktní rozměry, nízkou hmotnost, dlouhou provozní spolehlivost a životnost, jednoduchost na výrobu a v neposlední řadě nízkou cenu.

U stupňových převodovek s ozubenými koly je nutno navíc zabezpečit řazení jednotlivých rychlostních stupňů bez rázů. Právě k tomu je třeba zajistit vyrovnání úhlových nebo obvodových rychlostí zapadajících částí (synchronizace). Dále musí být znemožněno současné zařazení dvou převodů současně, což by znamenalo mechanickou destrukci celé převodovky. Zároveň musí být zamezeno samovolnému vyřazení nebo zařazení jednotlivých převodových stupňů. [4]

2.2 ROZDĚLENÍ PŘEVODOVEK

Převodovky motorových vozidel jsou děleny dle různých hledisek, podle druhu převodů, podle způsobu změny převodového poměru a podle druhu řazení rychlostních stupňů.

2.2.1 ROZDĚLENÍ PODLE DRUHŮ PŘEVODŮ

Převodovky s ozubenými koly, převodovky dvouhřídelové, převodovky tříhřídelové, planetové, převodovky třecí. Převodovky třecí mají převody vytvořeny třecími koly, převodový poměr se mění polohou jednotlivých kol. Řemenové převodovky také přenášejí točivý moment třením, ale mezi jednotlivá kola je vložen klínový řemen. Dále to jsou převodovky hydrostatické, hydrodynamické měniče a převody elektrické. [4], [5]

2.2.2 ROZDĚLENÍ PODLE ZPŮSOBU ZMĚNY PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Převodovky stupňové se skokovou změnou převodového poměru. Do této skupiny patří všechny převodovky s ozubenými koly, převodovky třecí a řemenové.

Převodovky plynulé (bezestupňové) s plynulou změnou převodového poměru. Do této skupiny patří moderní třecí a řemenové převodovky, hydrostatické převodovky, hydrodynamické měniče a elektrické převody.

2.2.3 ROZDĚLENÍ PODLE DRUHU ŘAZENÍ RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ

Převodovky s přímým řazením, u nichž jsou jednotlivé rychlostní stupně řazeny pouze silou řidiče.

Převodovky s nepřímým řazením, u nichž je řazeno prostřednictvím mechanického zařízení (síly pružin, tlaku kapaliny nebo vzduchu, elektromagnetické síly).

Převodovky samočinné, u nichž je k zařazení rychlostních stupňů a změně převodových poměrů dosaženo samočinně, automaticky podle okamžitých podmínek jízdy (podle zatížení motoru, otáček motoru, rychlosti jízdy, jízdních odporů).

2.3 PŘEVODOVKY SE ZKRÁCENOU DOBOU ŘAZENÍ

Mezi převodovky se zkrácenou dobou řazení lze považovat převodovky nesynchronizované, převodovky s plynulou změnou převodového poměru, popřípadě převodovky s jiným způsobem zkrácenou dobou řazení. Tato kapitola se bude zabývat uvažovanou skupinou převodových ústrojí pro vůz studentské formule Dragon 7.

2.3.1 MECHANICKÉ VARIÁTORY (CVT, IVT)

Continuously Variable Transmission, které umožňují plynulou změnu převodového poměru a tedy řazení bez přerušení toku točivého momentu. Mechanické variátory mají teoreticky nekonečný počet převodových poměrů mezi hodnotami minimálního a maximálního převodového poměru. Díky tomu mohou udržovat motor daného vozidla v optimálních otáčkách pro konkrétní případ využití. V našem případě tedy v otáčkách odpovídajících maximálnímu točivému momentu motoru, případně v otáčkách maximálního výkonu motoru.

Mechanické variátory se dělí do několika skupin na základě principu přenosu točivého momentu z předlohového hřídele na hřídel výstupní.

Klínové variátory řemenové či řetězové.

Variátory s třecím elementem válcovým, kuželovým, plochým, toroidním.

Vyskytují se také mechanismy **Infinitely Variable Transmission**. Ve kterých se jedná o paralelní zapojení variátoru a planetového soukolí. Díky paralelní vazbě je možno u takovýchto mechanismů dosahovat převodových poměrů od kladných hodnot pro dopředný chod, jako je běžné pro převodovky CVT, přes vyřazení proudu točivého momentu až do záporných hodnot pro chod zpětný. Vůz kategorie Formula Student/SAE je provozován bez zpětného chodu. Proto není o převodovkách IVT, z důvodu hmotnosti, při návrhu zlepšení vozu Dragon 7 dále uvažováno.

2.3.2 KLÍNOVÉ VARIÁTORY ŘEMENOVÉ, ŘETĚZOVÉ

Princip přenosu točivého momentu je shodný s principem, na kterém pracují převodovky s řemeny klínovými. Hlavními prvky klínových variátorů je klínový řemen či řetěz a sada dvou kuželových řemenic, jejichž jedna polovina je na rozdíl od řemenových převodů stavitelná axiálně. Axiálním posuvem kotoučů řemenic dochází ke změně činného průměru řemenice a tím i ke změně převodového poměru. Princip systému změny převodového poměru je znázorněn na obrázku. Řemen zajišťující přenos točivého momentu může být pryžový, pro využití u automobilů je však hojněji využíván ocelový řemen, popřípadě řetěz.

2.3.3 KUŽELOVÉ VARIÁTORY

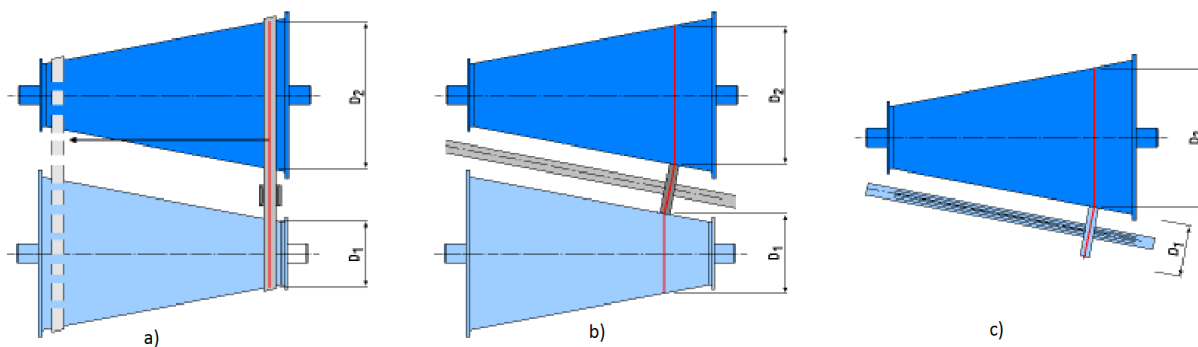
Princip kuželových variátorů je totožný s třecími převody s mezičlenem. K zajištění variabilnosti převodového poměru je poloha mezičlenu ovládána akčním členem. Základem kuželového variátoru jsou dva kužele, jejichž osy jsou rovnoběžné a mají opačnou orientaci pomyslných hrotů kuželů.

Možnosti uspořádání:

Přenos řemenem (obr. 5 a), jehož poloha je zajištěna vodíci lištami dle požadovaného převodového poměru.

Přenos vloženým kolem (obr. 5 b), jež je možné posouvat po pevně dané ose.

S jedním kuzelem (obr. 5 c), kde je vložené kolo uloženo na drážkovaném hřídeli, který slouží přímo jako výstupní hřídel převodovky.



Obr. 5 Kuželové variátory [3]

2.3.4 TOROIDNÍ VARIÁTORY

Toroidní variátory také využívají k přenosu točivého momentu třecí sílu. Vstupní a výstupní hřídele variátoru mají společnou osu a k přenosu točivého momentu slouží dvojice třecích kladek, které jsou přitlačovány k oběma hřídelům současně. Natáčením těchto kladek dochází k pohybu kontaktního bodu mezi hřídeli a samotnými kladkami, čímž se mění činný poloměr, na kterém kladky dosedají, a tím i výsledný převodový poměr celé soustavy.

Hlavní výhodou této konstrukce je oproti ostatním typům variátorů v menších zástavbových rozměrech, také v možnosti skládat tyto variátory do série, čímž lze snadno dosáhnout většího rozsahu převodovky. Příklad konstrukce toroidního variátoru je na obr. 6. Na tomto obrázku

je vlevo vstupní hřídel a vpravo výstupní. Kladky jsou nastaveny tak, že na vstupním hřídeli dochází ke kontaktu na malém poloměru hřídele, zatímco na výstupním hřídeli je bodový kontakt na velkém poloměru. Stejně jako s třecím převodem, kde kolo o malém průměru pohání kolo o velkém průměru, je tedy na obrázku 6 převodový poměr $i > 1$, jedná se tedy o převod do pomala.

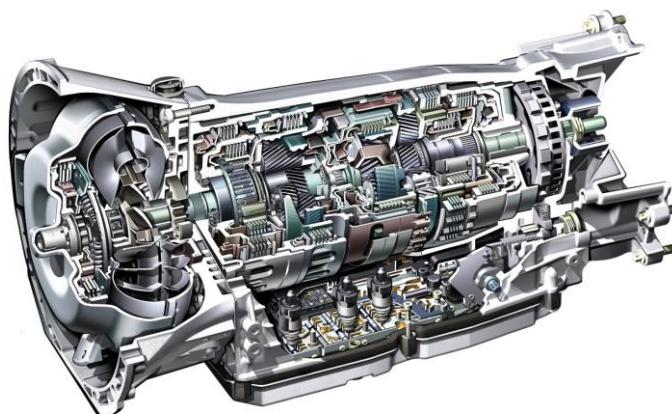


Obr. 6 Toroidní variátor [17]

2.3.5 AUTOMATICKÉ PŘEVODOVKY

Automatické převodovky využívají planetových soukolí. Skládají se z planetového kola, unašeče satelitů a korunového kola. Zpomalováním jednotlivých součástí a různou kombinací vstupních a výstupních členů, lze dosáhnout různých převodových poměrů celého systému. Samotná převodovka obsahuje větší počet planetových soukolí a tím umožňuje dosažení velkého množství převodových stupňů s jemným odstupňováním.

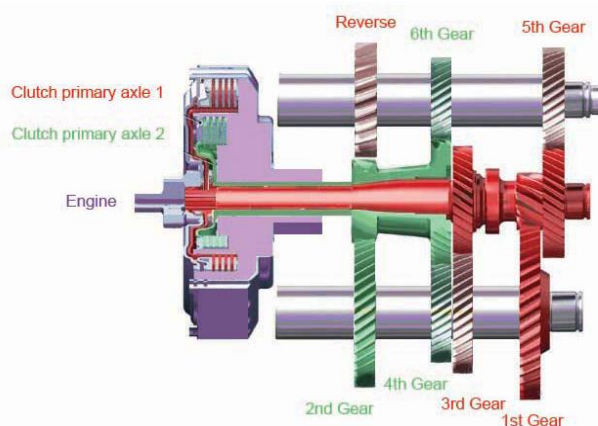
Automatické převodovky nejsou k motoru připojeny přes třecí spojku, ale přes hydrodynamický měnič. Ten umožňuje snížení otáček na vstupním hřídeli do převodovky na nulu, jelikož lopatky čerpadla nejsou schopna předat náplni hydrodynamického měniče dostatek energie k roztočení turbíny. Zároveň však dosahuje dvakrát až třikrát vyššího točivého momentu působícího na vstupní hřídel převodovky. Pro zvýšení účinnosti je obvykle hydrodynamický měnič přemostěn třecí spojkou, čímž dochází k pevnému propojení převodovky a motoru. Právě olej proudící v hydrodynamickém měniči je velkým zdrojem ztrát, což vede k celkově nižší účinnosti automatických převodovek.



Obr. 7 Automatická převodovka [18]

2.3.6 DVOUSPOJKOVÉ PŘEVODOVKY (DSG)

Dvouspojkové převodovky patří mezi současně nejpoužívanější převodovky se zkrácenou dobou řazení. Základní princip je shodný s manuálními, respektive robotizovanými převodovkami. Obvyklé je, že jsou všechna ozubená kola ve stálém záběru a k řazení dochází pohybem synchronizačních nebo zubových spojek. Lepší vlastnosti než u běžných převodovek vychází z faktu, že tyto převodovky mají dvě paralelní větve pro přenos výkonu, každou ovládanou jednou ze spojek, jež jsou v okamžiku řazení pouze sepnuty. Obvykle se jedná o vícekotoučové spojky, aby sestava obou spojek byla dostatečně kompaktní. Pastorky sudých rychlostních stupňů jsou na jednom hřídeli, pastorky sudých na hřídeli druhém. Uspořádání závisí na konkrétní konstrukci převodovky, ale vždy je jeden z hřídelů dutý a druhý je do něj vložen. [6]



Obr. 8 Dvouspojková převodovka DSG [18]

Během jízdy vozidla vyhodnocuje jednotka převodovky dle naprogramovaných algoritmů odhad, zda bude vhodné přeřadit na vyšší či nižší rychlostní stupeň. K tomu využívá vstupních parametrů rychlosti vozidla, aktuálních otáček motoru, poloha plynového pedálu, jízdní odporu a další. Po vyhodnocení dojde pomocí ovládacích členů převodovky k předřazení dalšího rychlostního stupně. Ve chvíli, kdy dá řidič pokyn ke změně rychlostního stupně pomocí pádel pod volantem, dojde k porovnání, zda byl předpoklad jednotky a povel řidiče shodný. Pokud ano, převodovka změní rychlostní stupeň pouze rozepnutím stávající spojky a sepnutím spojky, která přenáší točivý moment dalšího rychlostního stupně.

Toto spínání a rozepínání spojek však probíhá ve velice krátkém časovém intervalu, mnohem kratším, než je samotný proces řazení. Vydal-li by řidič odlišný pokyn od předpokládaného jednotkou (chtěl by zařadit nižší převodový stupeň, ve chvíli, kdy jednotka předpokládá řazení vyššího převodového stupně), došlo by k výraznému prodloužení času přeřazení. Tato nekonzistence v rychlostech přeřazování je vlastnost, která byla v počátku dvojspojkových převodovek uživateli velice kritizována, jelikož rozhodovací algoritmy ještě často nebyly dokonalé. [6]

2.3.7 PŘEVODOVKY SE SPECIÁLNÍM NÁVRHEM ZUBOVÝCH SPOJEK

Jedná se o technologii, kterou vyvíjí anglická firma ZEROSHIFT. Jedná se o technologii vhodnou pro automatizované manuální převodovky (AMT), jejíž hlavní výhodou je snížení času řazení teoreticky na nulovou hodnotu při zachování původní účinnosti a hlavně zástavby převodovky.

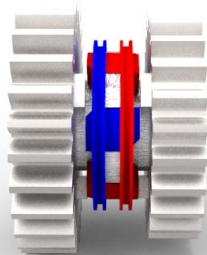


Obr. 9 Řadící spojky Zeroshift [9]

Hlavní součástí této technologie je zdvojení zubových spojek, které se vzájemně pohybují nezávisle na sobě a jejich tvarování tak, že při kontaktu dochází k vtahování spojek do záběru.

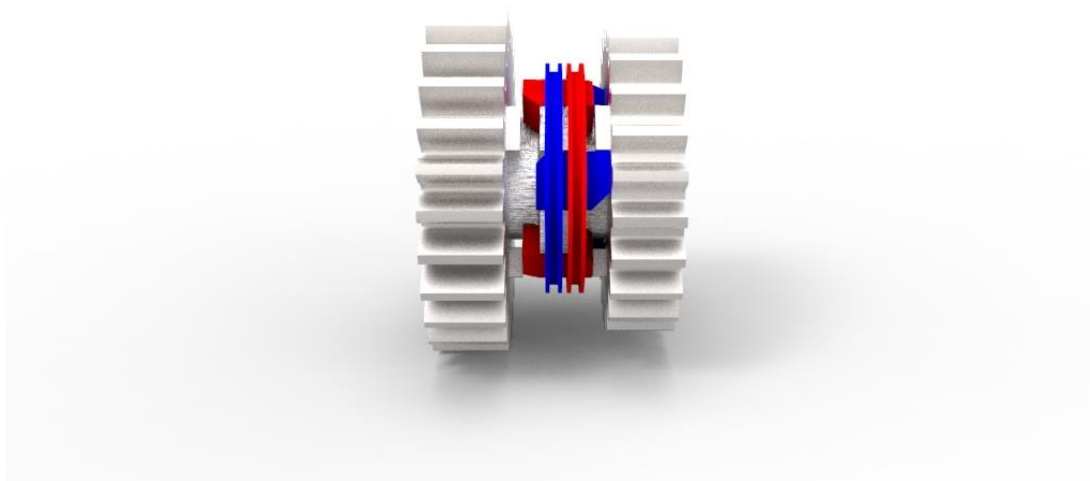
Řazení mezi dvěma rychlostními stupni probíhá v několika fázích, které jsou popsány na příkladu řazení z prvního na druhý rychlostní stupeň. Pro úplnost se kola otáčejí na všech pozicích na bližší straně směrem dolů. [9]

Krok 1. Obě sady kamenů jsou vysunuty ze záběru, není přenášén točivý moment (neutrál)



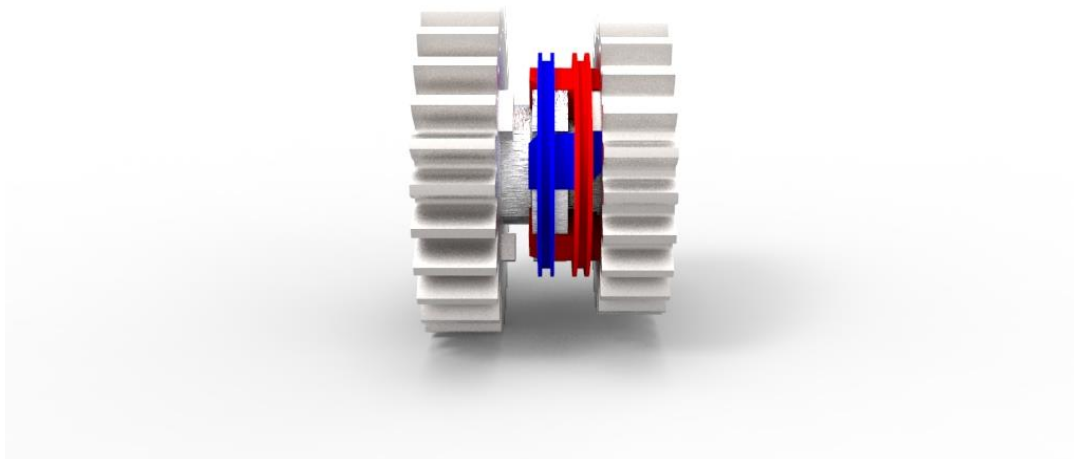
Obr. 10 Zeroshift pozice neutrálu

Krok 2. Dochází ke kontaktu zubových spojek na straně prvního rychlostního stupně



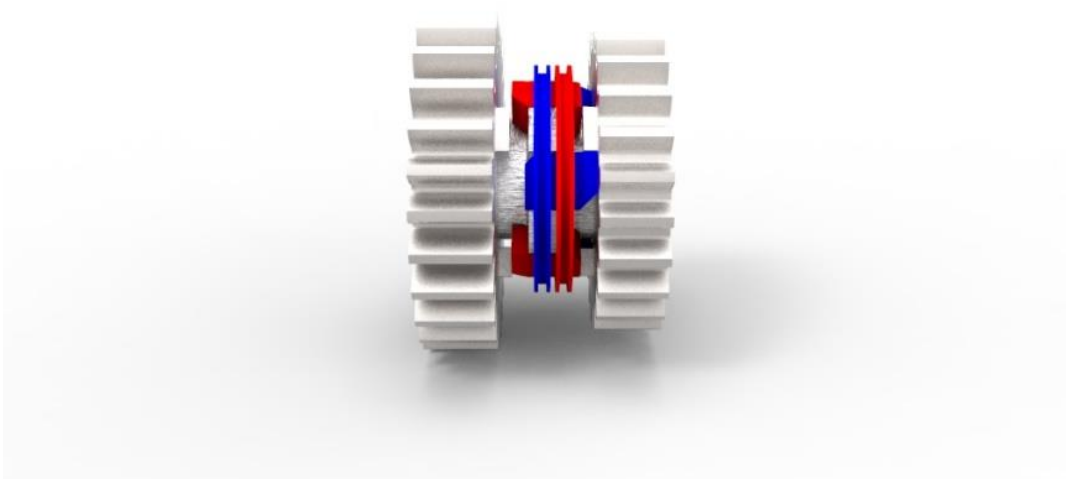
Obr. 11 Zeroshift předřazený 1. rychlostní stupeň

Krok 3. Dořazení decelerační zubové spojky na stranu prvního rychlostního stupně



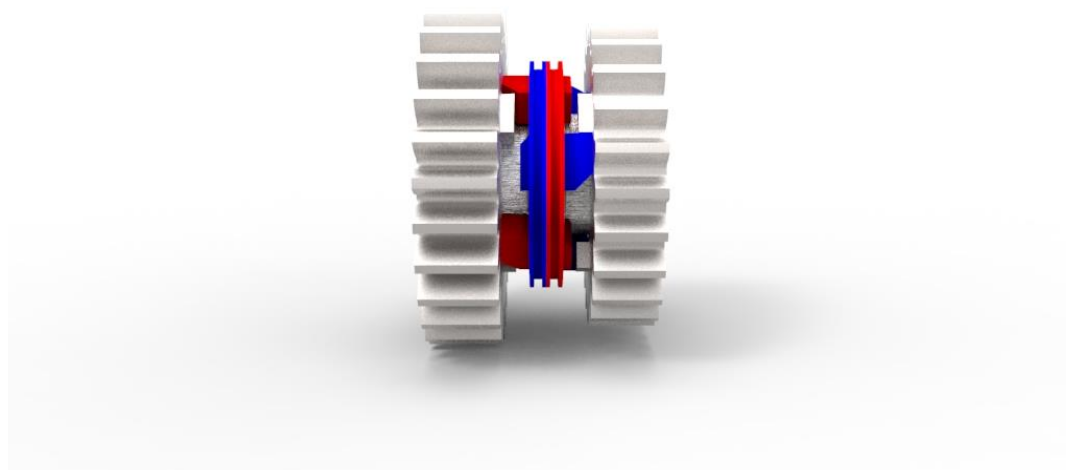
Obr. 12 Zeroshift dořazený 1. rychlostní stupeň

Krok 4. Přesun zubové spojky do záběru druhého rychlostního stupně



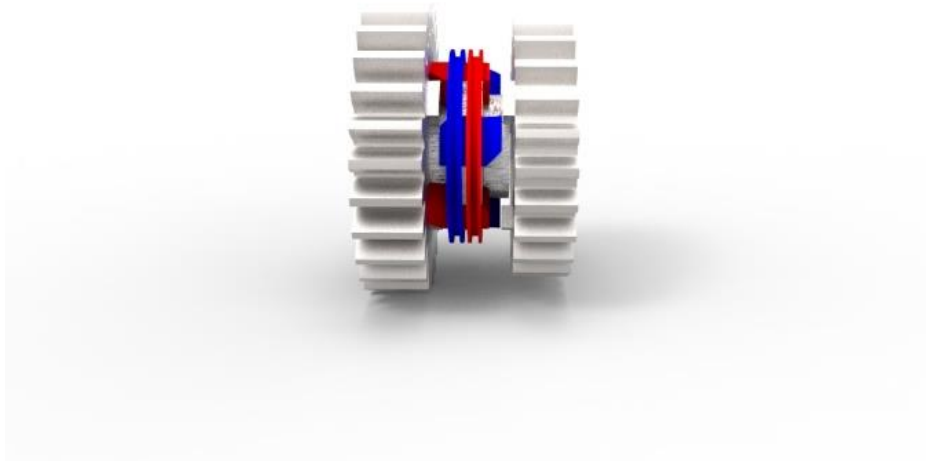
Obr. 13 Zeroshift stále zařazený 1. rychlostní stupeň

Krok 5. Kontakt zubové spojky s druhým rychlostním stupněm, v tuhle chvíli jsou reálně zařazené zároveň dva rychlostní stupně. Jak bylo zmíněno v odstavci 2.1, k tomuto jevu nesmí u ostatních převodovek nikdy dojít.



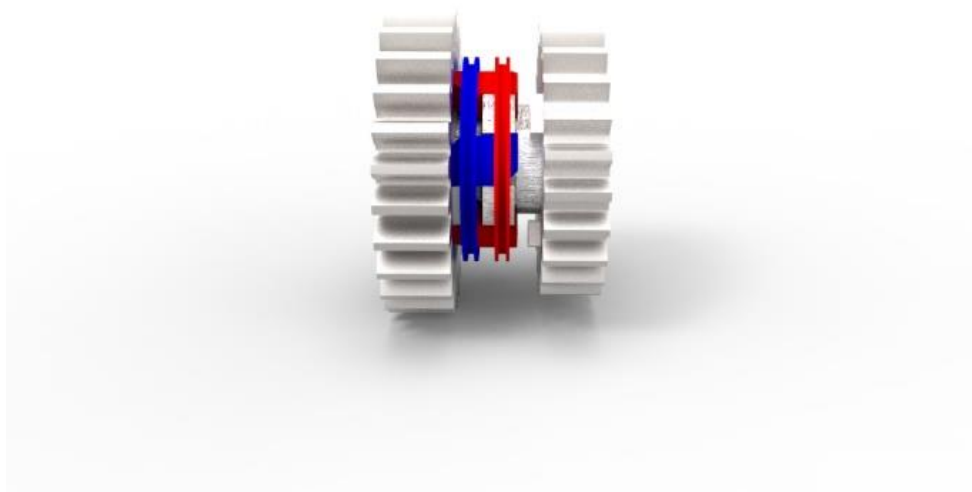
Obr. 14 Zeroshift okamžik, kdy jsou zařazené oba rychlostní stupně

Krok 6. Ve chvíli urychlení zubové spojky na straně druhého rychlostního stupně, dojde k odlehčení spojky na prvním rychlostním stupni a díky soustavě pružinek a bezpečnostnímu zkosení musí dojít k automatickému vyřazení 1. rychlostního stupně.



Obr. 15 Zeroshift vyřazení 1. rychlostního stupně

Krok 7. V tuto chvíli dochází ke vtažení druhé zubové spojky vlivem rozdílných relativních rychlostí a bezpečnému dořazení druhého rychlostního stupně.



Obr. 16 Zeroshift dořazení 2. rychlostní stupeň

Zubové spojky Zeroshift získávají oproti konvenčním systémům právě ve fázi řazení, kdy jsou reálně zařazeny dva rychlostní stupně najednou při nepřerušném toku točivého momentu, pouze se čeká, až dojde k vyřazení pomocí soustavy pružinek nebo ke kontaktu zubových spojek na straně požadovaného rychlostního stupně. Po celou dobu jsou kola stále poháněna, jelikož jedna sada zubových spojek je stále v záběru s původním rychlostním stupněm. Vratný pohyb odlehčených kamenů je zajištěn pomocí tlačných pružin umístěných mezi řadicími vidličkami a členy, jež určují jejich požadovanou polohu. Pokud tyto pružiny neplní dostatečně svoji funkci, je zde pomocné řešení v podobě zkosení na delegační (nečinné) straně kamene, která jej vyrazí ze záběru dříve, než dojde k vymezení posledního stupně volnosti. [9]

Po stránce kinematiky je čas pro změnu rychlostního stupně rovný nule, z čehož také vychází původ názvu celého mechanismu Zeroshift. Ve skutečnosti nulový není, odpovídá úhlovému natočení k dalšímu kameni.

Mechanismus má samozřejmě i své nevýhody. Hlavní nevýhodou jsou rázy vznikající při řazení. Pokud bychom uvažovali řadicí čas skutečně roven nule, docházelo by v převodovém ústrojí při přepřazení k teoreticky nekonečně velkým rázům. Přestože je tedy po kinematické stránce čas řazení roven nule, po dynamické stránce se bude nulové hodnotě pouze limitně blížit. Důvodem toho bude deformace zubových spojek a dalších součástí. Tato deformace však neznamená odpojení pohonu od kol a výhod Zeroshift je tak možno zachovat.

2.3.8 SHRNUTÍ UVAŽOVANÝCH VARIANT ŘEŠENÍ PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ PRO DRAGON 7

V této kapitole budou shrnuty výhody a nevýhody jednotlivých variant představených v předchozích kapitolách. Hlavním parametrem pro volbu převodovky je především čas řazení, proto je tato hodnota v přehledu vždy uvedena. Stávající převodovka dosahuje časů řazení $t_{řazení} = 100 \text{ ms}$.

Mechanické variátory

Výhody umožňují zvýšit využití optimální pracovní oblasti motoru (oblast maximálního točivého momentu, oblast maximálního výkonu)

velký celkový rozsah převodovky

nulový řadicí čas

Nevýhody nízká účinnost oproti stupňovým převodovkám, zvláště v nižším zatížení

nepříznivý dopad na dynamiku vozidla, při podřazování je odebrána energie z kol, což zapříčiňuje zpoždění při prudkém sešlápnutí plynového pedálu

úprava pohonného ústrojí za účelem využití variátoru pro vůz Dragon 7 by byla velice rozsáhlá a bylo by nutné vyměnit mnoho původních dílů

Automatické převodovky

Výhody kompaktní rozměry

Nevýhody složitý systém řízení brzd a spojek ovládající jednotlivé části planetových soukolí

čas řazení 200 – 300 ms

Dvouspojkové převodovky

- Výhody účinnost srovnatelná s běžnými převodovkami
čas řazení na vyšší převodový stupeň až 8 ms, čas podřazování 600-900 ms
- Nevýhody velká ovládací náročnost
zástavbový prostor, malá možnost použití sériových dílů

Zubové spojky Zeroshift

- Výhody velice podobný princip jako stávající převodovka
oproti DSG či variátorům malé zástavbové rozměry
hlavní části motoru a převodovky mohou zůstat stejné
po kinematické stránce nulový čas řazení
hmotnost celého mechanismu
- Nevýhody komplexnost mechanismu
rázy vznikající při řazení
složitá volba vyřazovacích pružin

Porovnáním výše uvedených výhod a nevýhod jednotlivých převodových systémů, lze z uvažovaných převodovek vyřadit automatické převodovky, které ani u nových provedení nedosahují takových časů, aby mohly konkurovat stávající převodovce v podobě zubových spolek. Použití mechanických variátorů není taktéž optimální, především kvůli nepříznivému dopadu na dynamiku vozidla a zvýšené spotřebě paliva, která se také hodnotí v disciplíně fuel efficiency.

Pro dosažení lepších dynamických vlastností vozidla se tedy jako vhodné řešení jeví dvouspojkové převodovky a zubové spojky Zeroshift. Použití dvouspojkové převodovky však nevyhovuje především kvůli jejím zástavbovým rozměrům. Toto řešení by vyžadovalo velké úpravy i dalších částí vozidla.

S ohledem na tyto důvody se jako nejvhodnější řešení nabízí právě spojky Zeroshift s potenciálně nejlepší úsporou času řazení, při přijatelném nárůstu hmotnosti a stejnými zástavbovými rozměry, které umožňují realizaci převodovky i do stávající skříně převodovky. Princip ovládní vidliček řadicím bubínkem může zůstat stejný, tudíž odpadá nutnost úpravy vnějšího mechanismu řazení. Mění se pouze řadicí bubínek, řadicí vidličky, přibudou soustavy Zeroshift spolek a dojde ke změně ozubených kol, které budou taktéž vybaveny upravenými zubovými spolekami.

3 NÁVRH PARAMETRŮ PŘEVODOVKY PRO POTŘEBY DANÉHO FORMULOVÉHO VOZU S CÍLEM ZLEPŠIT DYNAMICKÉ PARAMETRY CELÉHO VOZIDLA

Závody seriálu Formula Student/SAE jsou pořádány na technických a velmi náročných tratích, při jejichž průjezdu musí pilot, a hlavně vůz, projevit zdatnost v ostrých zatáčkách, množství slalomů a krátkých rovinek. Pro úspěch v dynamických disciplínách je proto klíčové mít v každém okamžiku dané disciplíny zařazen správný rychlostní stupeň. Každé přeřazení však vozu ubírá desetiny sekund, během kterých nejsou poháněna kola vozu a čas, který stávající převodovka potřebuje ke změně rychlostního stupně, tak v každém kole závodu stojí cenné sekundy. Cílem návrhu převodového mechanismu je snaha tento řadící čas pokud možno co nejvíce eliminovat.

3.1 PRAVIDLA SOUTĚŽE FORMULA STUDENT/SAE

Pravidla soutěže Formula Student/SAE, v kapitole T6.1 Transmission and Drive, umožňují použití libovolného převodového ústrojí (MT/AMT/AT/CVT). Tímto konstruktérům nechávají veškerou volnost ve volbě a návrhu převodového mechanismu, který je pro jejich aplikaci tím nejvýhodnějším a nejlepším. [7]

Nároky na převodové ústrojí pro vůz kategorie Formula Student/SAE jsou zejména rychlost a spolehlivost změny převodových stupňů, nízká hmotnost, nízký moment setrvačnosti rotačních hmot, a kompaktní rozměry kvůli velice omezené zástavbové části motoru. Jako možné varianty použitých převodovek se nabízejí buď převodovky konstruované přímo pro daný motor (Husqvarna FE 501), nebo jako v našem případě převodovky vlastní konstrukce.

3.2 PŘEVODOVKY VE VOZECH TÝMU TU BRNO RACING

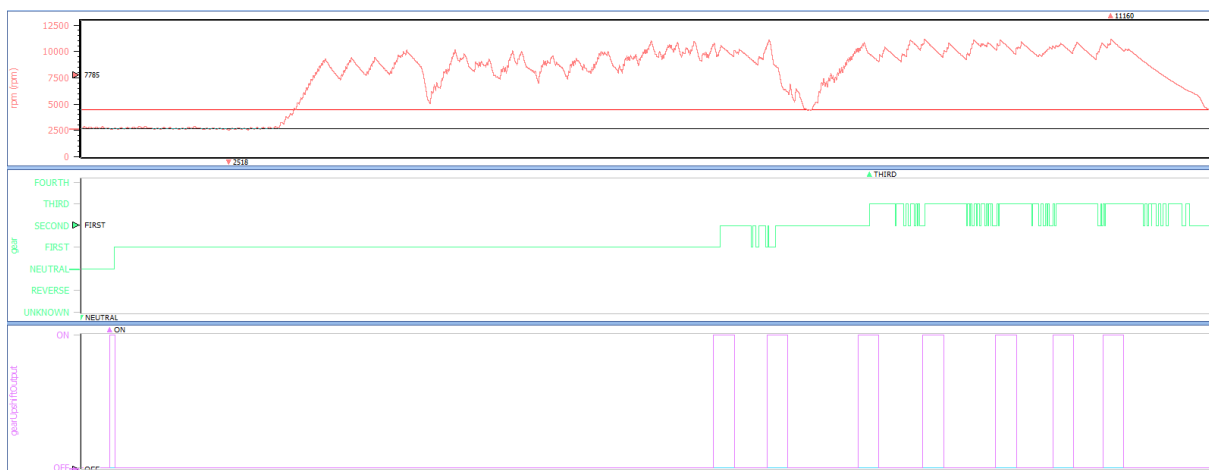
Tovární převodovka motocyklu Husqvarna FE 501 je konstruována jako dvouhřídelová, sekvenčně řazená, se šesti rychlostními stupni, s přímým ozubením a s absencí možnosti zpětného chodu. Kola všech rychlostních stupňů jsou ve stálém záběru. Převodovka v motorech FE 501 prošla několika změnami: od tovární šesti stupňové, přes čtyřstupňovou až po třístupňovou. Došlo i ke změnám ovládání a změnám vnějšího mechanismu. Převodovka je aktivována řidičem ovládacími prvky pod volantem, popřípadě u disciplíny akcelerace dochází k přeřazení automaticky při ideálních otáčkách 10500 min^{-1} pro dosažení co nejlepšího času.

3.3 ANALÝZA STÁVAJÍCÍ PŘEVODOVKY

Při návrhu převodového ústrojí bylo zapotřebí nejdříve zanalyzovat naměřená data z předchozích let. Hlavními parametry pro analýzu řazení jsou otáčky motoru, gear position, gearUpshiftOutput, gearDownshiftOutput, gearCutRequest, tps a další. Pro testování převodového ústrojí byly na vůz přidány dva tlakové senzory na pneumatický mechanismus řazení: jeden za nízkotlaký regulátor a druhý mezi ventil a řadící válec. Jelikož děje v motoru a převodovém mechanismu probíhají velice rychle, je nutné pro dobrou rozlišitelnost snímat data na 1000 Hz .

3.4 ŘADÍCÍ ČAS STÁVAJÍCÍ PŘEVODOVKY

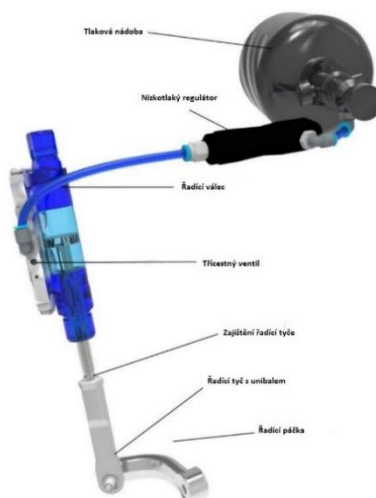
Z následujícího grafu ze signálu gear senzoru je patrné, že k zařazení 2. a 3. rychlostního stupně nedocházelo spolehlivě. Toto může být způsobeno opotřebením kamenů, špatným vymezením axiálních vůlí při výrobě či při montáži převodovky do bloku motoru, nebo již zmíněným velkým momentem setrvačnosti jednotlivých částí převodového ústrojí.



Graf 1 Naměřená data z testování převodovky Dragon 6 listopad 2016

3.5 VNĚJŠÍ PNEUMATICKÝ MECHANISMUS ŘAZENÍ

Pro úplnost této práce je nutné zmínit systém aktivace změny převodových stupňů. Sestava řazení se skládá z tlakové nádoby o objemu 0,8 litru a maximálního přípustného tlaku 300 barů. Přímou na tlakové lahvi se nachází vysokotlaký regulátor, který tlak 300 barů zreguluje na 40 barů. Dále zde nalezneme nízkotlaký regulátor, který tlak ze 40 barů zredukuje velice přesně na 10 barů. Tento finální tlak jde přes třicestný ventil FESTO VUVG-L10-P53E-T-Q6-5K6L do řadičív válce FESTO DSNU 25-40-P-A, který přenáší sílu na upravenou řadičku motocyklu. Aktivace samotného řazení se realizuje pomocí tlačítek pod volantem a řadičív čas od počátku signálu, až po finální zařazení trvá 0,075 až 0,1 sekundy v závislosti na natočení klikového hřídele, velikosti sil přenášených pneumatikami a dalších veličinách. [13]



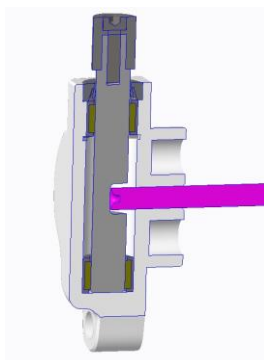
Obr. 17 Sestava řazení

3.6 OVLÁDÁNÍ SPOJKY

Změnou prošlo ovládání spojky, které pro vůz Dragon 7 již není hydraulické, ale mechanické. Z důvodu zlepšení ergonomie řidiče, snížení hmotnosti a pro možnost automatického aktivování spojky, bylo nutné změřit ovládací sílu v ose spojky a vypočítat ovládací síly celého zařízení. Toto řešení je významně lehčí a umožňuje případně další možnosti vývoje v oblasti automatického aktivování spojky při podřazování, popřípadě při rozjezdu na kontrolu maximální trakce zadních pneumatik.

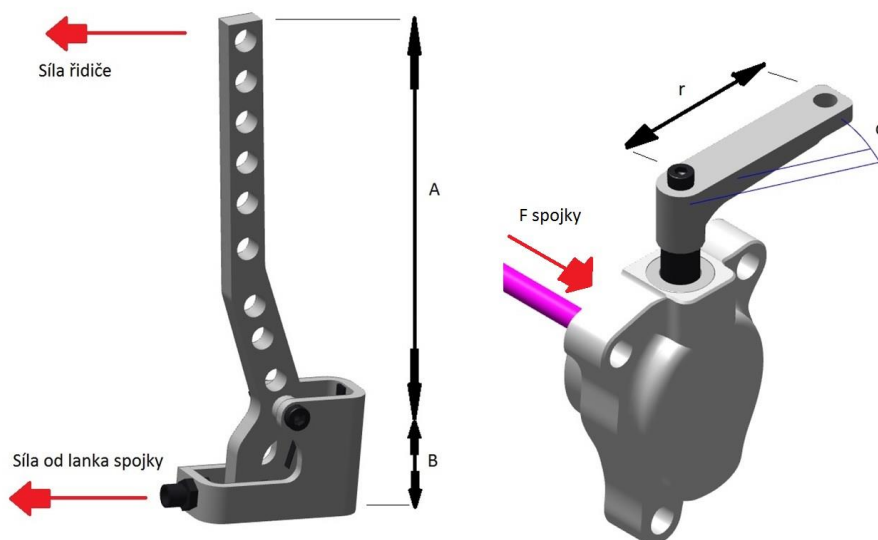
3.6.1 MĚŘENÍ CHODU SPOJKY

Axiální ložisko zajišťuje možnost rozepínání spojkové soustavy vsazenou hřídelí do vstupní hřídele převodové skříně přes pákový mechanismus, lanko, sekundární přepákování a finální vačku, která axiálně tlačí na vsazenou hřídel. Ta rozepne spojku proti přítlačné síle spojkových pružin. Maximální chod celého mechanismu je 1,57 mm. Chod byl měřen úchylkoměrem pomocí geometrie vnitřního koše. Na obr. 18 je zobrazen řez samotným hliníkovým uložením ovládání spojky. Vačka je uložena ve dvou jehlových ložiscích HN 0808. Dále se na obrázku nachází gufero 8x14x4 HMS1 R a samotná vačka se vsazenou hřídelí.



Obr. 18 Řez ovládním mechanické spojky

3.6.2 VÝPOČET SÍL



Obr. 19 Parametry výpočtu ovládní spojky

Pro návrh ovládání spojky je nutné vypočítat přepákování mechanismu za dodržení požadované ovládací síly. Jako vstupní parametry pro tento výpočet jsou síla na ovládání spojky 2300 N a zdvih spojky 1,57 mm. Ovládací páka musí dosahovat zdvihu přibližně 60 mm a ovládací síla by pro řidiče neměla přesáhnout $F_{paky} = 70$ N.

$$r_{vacky} = 4 \text{ mm}, \quad (1)$$

$$F_{spojky} = 2300 \text{ N} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} M_{naovladacipace} &= r_{vacky} * F_{spojky} \\ &= 9,2 \text{ Nm}, \end{aligned} \quad (3)$$

$$L_{packynaspojce} = 42,5 \text{ mm}, \quad (4)$$

$$z_{spojky} = 1,6 \text{ mm}, \quad (5)$$

$$\alpha_{packy} = \text{atan} * \left(\frac{z_{spojky}}{r_{vacky}} \right) = 21,80^\circ, \quad (6)$$

$$\begin{aligned} F_{silanakoncipacky} &= \frac{M_{naovladacipace}}{L_{packynaspojce}} \\ &= 216,47 \text{ N}, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} L_{prilehle} &= \cos \left(\frac{\alpha_{packy}}{2} \right) * L_{packynaspojce} \\ &= 41,73 \text{ mm}, \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} L_{1/2zdvihu} &= \left((L_{packynaspojce})^2 \right. \\ &\quad \left. - (L_{prilehle})^2 \right)^{\frac{1}{2}} = 8,04 \text{ mm}, \end{aligned} \quad (9)$$

$$L_{chodpacky} = 2 * L_{1/2zdvihu} = 16,07 \text{ mm}, \quad (10)$$

$$B_{spodni} = 20 \text{ mm}, \quad (11)$$

$$A_{horni} = 70 \text{ mm}, \quad (12)$$

$$\alpha_{1/2packy} = \text{asin} \left(\frac{\frac{L_{chodpacky}}{2}}{B_{spodni}} \right) = 23,69^\circ, \quad (13)$$

$$\alpha_{1packy} = 2 * \alpha_{1/2packy} = 47,39^\circ, \quad (14)$$

$$\begin{aligned} C_{1/2chodu} &= \sin(\alpha_{1/2packy}) * A_{horni} \\ &= 28,13 \text{ mm}, \end{aligned} \quad (15)$$

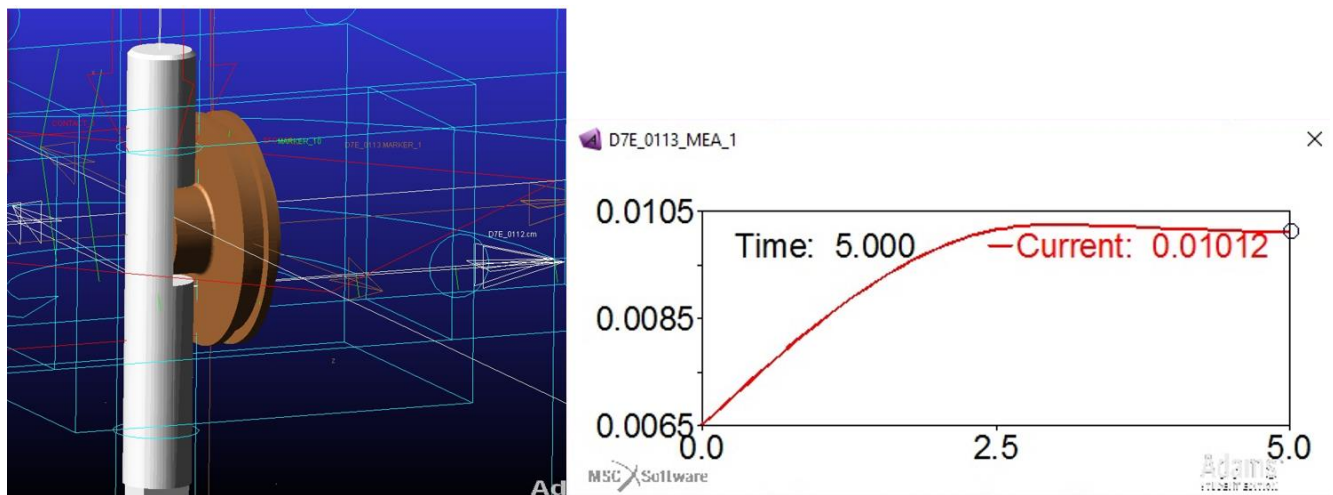
$$C_{chodpacky} = 2 * C_{1/2chodu} = 56,26mm, \quad (16)$$

$$F_{paky} = \frac{F_{silanakoncipacky} * B_{spodni}}{A_{horni}} = 61,85 N, \quad (17)$$

3.6.3 PRŮBĚH ZDVIHU

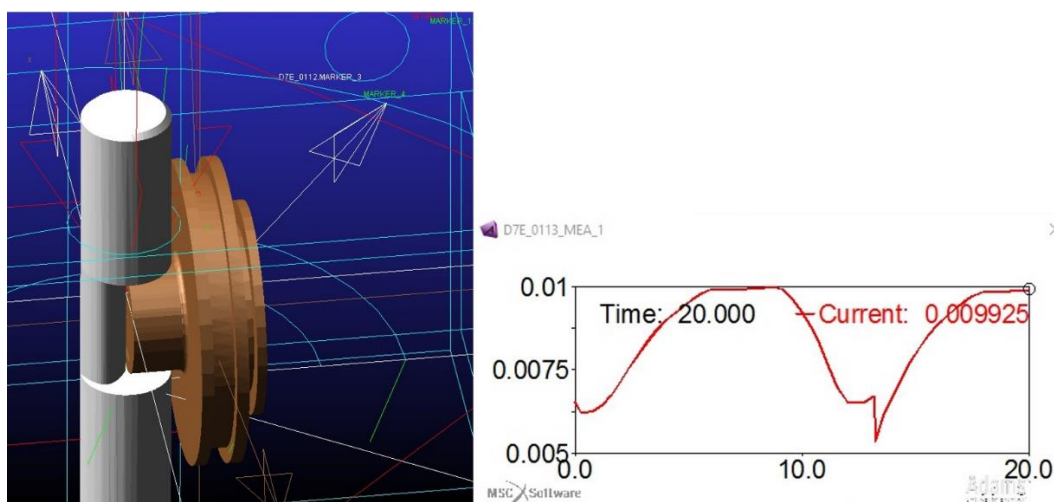
Pro simulaci průběhu zdvihu byla zvolena studentská verze simulačního program Adams. Byly vytvořeny dva modely pro porovnání různých průběhů zdvihu, přičemž se jednalo o kontakt dvou těles. Bylo nutné odebrat vače všechny stupně volnosti kromě rotace a axiální hřídeli odebrat všechny stupně volnosti kromě axiálního posuvu. Pro simulaci v programu Adams byla využita ještě starší verze ovládání spojky s využitím mechanického talířku, která byla později označena jako nevhodná, avšak na zdvih vačky to nemělo žádný vliv.

První návrh.



Obr. 20 Průběh zdvihu prvního návrhu spojky

Druhý návrh s nelineárním průběhem zdvihu.



Obr. 21 Průběh zdvihu druhého návrhu spojky

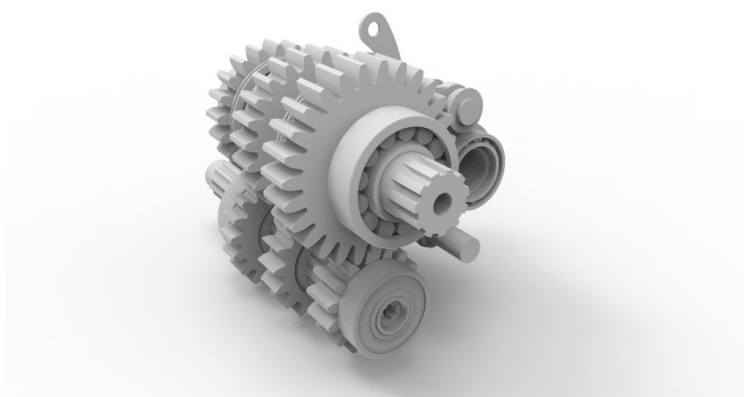
Druhé konstrukční řešení vačky je výrobně nákladnější a pro ovládání řidiče a dávkování spojky nemá takový vliv, jak bylo očekáváno.

3.6.4 MODEL SPOJKY



Obr. 22 Ovládání mechanické spojky (nalevo rukojeť s uložním, napravo pákový mechanismus mechanické vačky)

3.7 NÁVRH JEDNOTLIVÝCH KOMPONENT SESTAVY PŘEVODOVKY ZEROSHIFT



Obr. 23 Sestava mechanismu Zeroshift

Řazení požadovaných rychlostních stupňů je zajištěno díky pootočení kulisového mechanismu ve formě řadicího bubínku pomocí pákového převodu, který byl původně určen k ovládání nožní pákou. V našem případě je vnější mechanismus řazení ovládán elektropneumatickým systémem, poháněným pomocí stlačeného vzduchu, jenž je uložen v tlakové láhvi v motorovém prostoru. Řidič dává pokyn k přeřazení pomocí páčky pod volantem. Pootočením klikového mechanismu dojde k převodu otáčivého pohybu bubínku (obr. 34) na posuvný pohyb řadicích vidliček (obr. 35). Tyto vidličky zapadají přes rolničky do unašeče kamenů (obr. 31). Ty se opírají o kulisu spojenou s hřídelí převodovky pomocí drážkování (obr. 39). Na čelech jednotlivých kol jsou vyfrézovány zubové spojky, které pak díky zámkům (zkoseným stranám), zamezí protáčení volně otočného kola požadovaného rychlostního stupně, čímž dojde k úspěšnému zařazení. Přenos točivého momentu od motoru se liší od továrního provedení, zajišťuje ho mokrá, devítitelamelová třecí spojka, na kterou je

moment od motoru přenášen díky primárnímu převodu $i_{\text{primarni}} = 2,303$. Primární převod je realizován vnějším přímým ozubením na koš spojky (viz obr. 24), zatímco spoluzabírající ozubené kolo je na kuželu přesně pozicováno Woodruffovým perem, aby byl ve správné poloze vyvažovací hřídel vůči klikovému hřídeli.



Obr. 24 Primární převod motoru

Pro navrhování úprav je důležitý fakt, že skříň převodovky je vyrobena spolu s blokem motoru z jednoho kusu litého hliníku, který nám jasně definuje zástavbu a prostor pro převodovku. Sekundární převod $i_{\text{sekundami}} = 3,36$ je realizován pomocí řetězového převodu a hnací moment je přes diferenciál s omezenou svorností Drexler Formula Student limited slip přenášen na poloosu a dále na kola zadní nápravy.

3.8 ROZBOR NAVRŽENÝCH ÚPRAV

Kromě pevnostní kontroly jednotlivých částí převodového mechanismu bylo navrženo také množství úprav, které vychází z požadavků na vůz Formula Student/SAE. Především jde o snížení řadicího času a zvýšení spolehlivosti převodovky. Tyto úpravy zahrnují zejména snížení hmotnosti celého mechanismu a úpravy kulisového bubínku. Z dat naměřených ve vozích Dragon 5 a Dragon 6 je patrné, že k zařazení 4., 5. a 6. rychlostního stupně dochází velice zřídka. Z těchto důvodů je vhodné odebrat nadbytečná ozubená soukolí, část řadicího mechanismu a zvolit vhodnější odstupňování jednotlivých převodů.

3.9 NÁVRH Odstupňování TŘÍSTUPŇOVÉ PŘEVODOVKY

Velkou výhodou pro návrh odstupňování převodovky jsou jasně definované disciplíny a tratě, po kterých se bude vůz Dragon 7 pohybovat. Jsou zde přímo limitovány délky rovných úseků pro disciplíny Autocross a Endurance, tudíž se nejvyšších rychlostí dosahuje právě v disciplíně Akceleraace, která měří 75 metrů s pevným startem. Požadavky kladené na tuto převodovku musejí odpovídat maximálnímu možnému zatížení. Aby bylo možné určit konečné rozvržení převodů, bylo potřeba jednotlivá nastavení porovnat v simulačním programu v prostředí Mathcad 14. Stálý převod zůstává zachován 2,303. Na základě určených hodnot byl vytvořen trakční diagram s křivkou konstantního výkonu a pilový diagram. Navrhované převodové poměry jsou v tabulce č. 2.

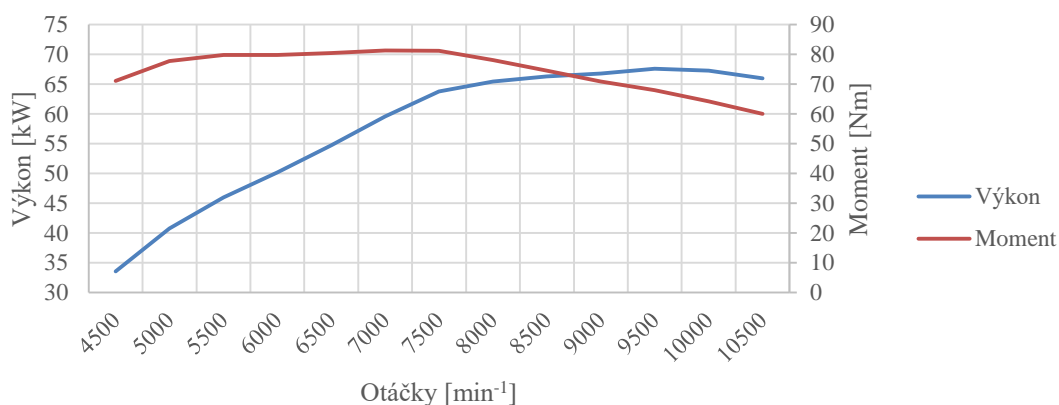
Tabulka 2. Navržené odstupňování převodovky Dragon 7

	Kolo na vstupu	Kolo na výstupu	Převodový poměr
1. rychlost	15	27	1.8
2. rychlost	17	24	1.4118
3. rychlost	20	21	1.05

3.9.1 ZÁVISLOST VÝKONU A MOMENTU

Pro další výpočty je nutné znát výkonovou a momentovou charakteristiku pro vůz Dragon 7. Bylo možné využít data z měření na motorové zkušebně nebo hodnoty ze simulací a výpočtů. Tyto hodnoty se pro nový vůz mírně liší z důvodu zvětšení intercooleru, objemu a tvaru sacích a výfukových kanálů.

Závislost výkonu a točivého momentu na otáčkách motoru vozu Dragon 7

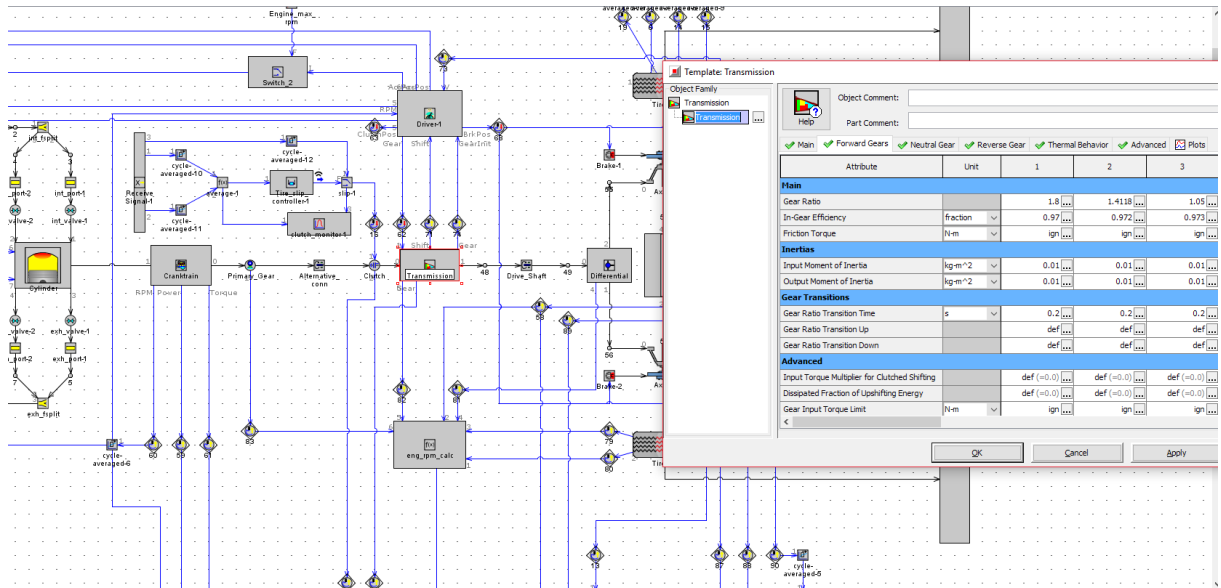


Graf 2 Výkonová a momentová charakteristika vozu Dragon 7

3.9.2 VYTVOŘENÍ SIMULACE AKCELERACE PRO DRAGON 7

Pro prvotní návrh odstupňování převodů byl využit skript v programu Mathcad 14, který byl vytvořen ve 4. ročníku v předmětu Dynamika vozidel.

Pro hlubší zkoumání problematiky a možnost přesnějšího určení dynamických vlastností vozu Dragon 7 byl díky spolupráci s průmyslovým partnerem, společností Honeywell, vytvořen model tohoto vozu v simulačním programu GT-POWER. Model Dragon 7 byl zvalidován a porovnán s reálnými daty vozu Dragon 6. Navržená odstupňování z programu Mathcad 14 se od simulace lišila v řádech jednotek procent, což lze označit jako dostatečně přesné.

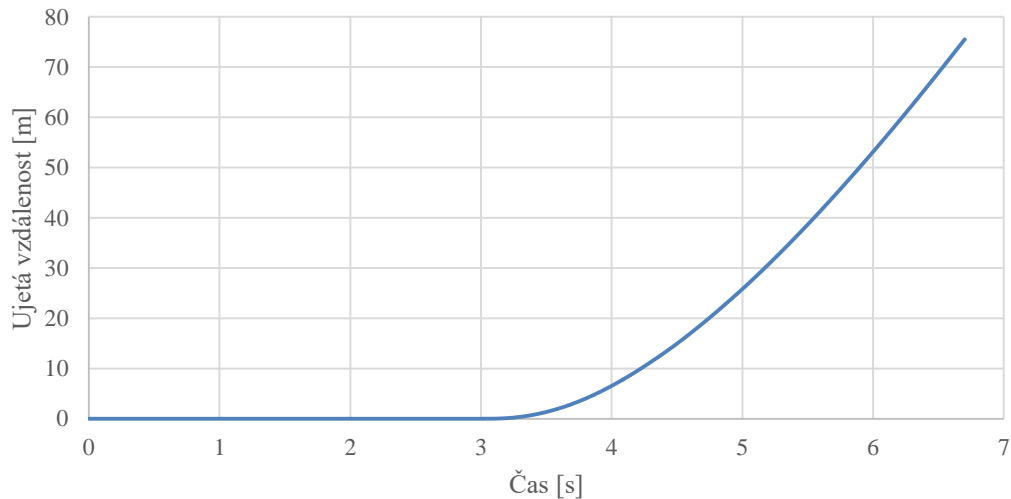


Obr. 25 Odstupňování převodovky v programu GT-POWER

3.9.3 GRAF ZÁVISLOSTI UJETÉ DRÁHY NA ČASE

Z grafu číslo 3 je patrné, že se vozidlo začne pohybovat od 3. sekundy. To je zvoleno z důvodu ustálení otáček a hlavně tlaku v sacím systému přeplňovaného jednoválcového motoru. Disciplína Akcelerace podle pravidel FSAE měří 75 metrů. Vzhledem k charakteru trati v ostatních disciplínách, kde se nedosahuje větších rychlostí než v disciplíně akcelerace, je akcelerace stěžejním vstupem pro návrh nového odstupňování převodů.

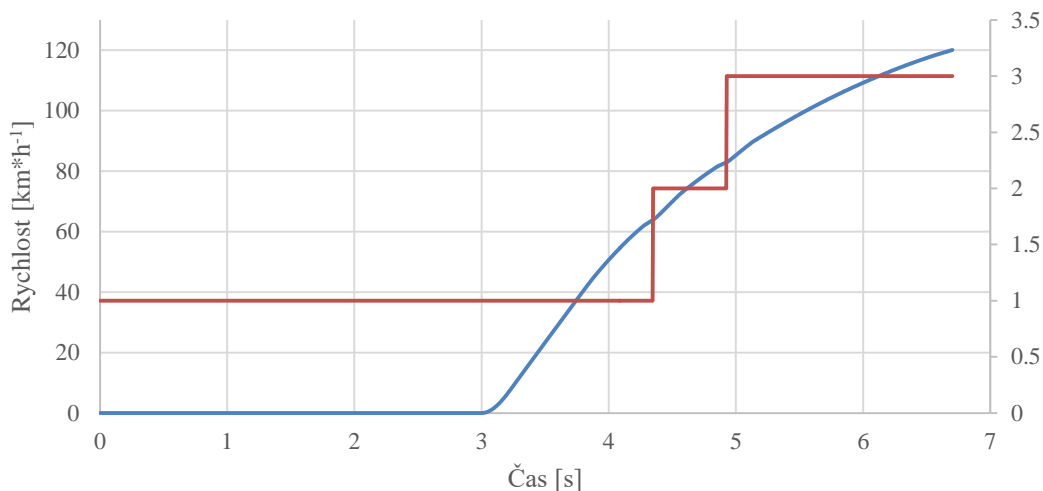
Závislost ujeté dráhy na čase v disciplíně akcelerace



Graf 3 Simulace zrychlení a závislost ujeté dráhy na čase v disciplíně Akcelerace

3.9.4 GRAF ZÁVISLOSTI RYCHLOSTI NA ČASE

Závislost rychlosti na čase spolu se zařazenými rychlostními stupni



Graf. 4 Simulace disciplíny Akcelerace a závislost rychlosti na čase

3.9.5 ZÁVISLOST TRAKČNÍ SÍLY NA RYCHLOSTI VOZIDLA

Pro vykreslení trakčního diagramu je zapotřebí určit velké množství vstupů. Momenty setrvačnosti jednotlivých součástí byly převzaty z modelů jednotlivých dílů z programu Creo 3. Pro vytvoření tohoto grafu bylo využito programu Mathcad 14, ve kterém byla ve 4. ročníku tvořena semestrální práce právě s vykreslením trakčních sil a vytvoření pilového diagramu. Dynamický poloměr kola pro vůz Dragon 7 je 229,183 mm. Sekundární převod je realizován pomocí řetězu a $i_{\text{sekundarni}} = 3,36$.

$$F_H = \frac{M_k * i_c * \eta}{r_d} \quad (18)$$

Kde: M_k ... krouticí moment motoru

i_c ...celkový převodový poměr

η ... účinnost převodového ústrojí

r_d ...dynamický poloměr kola

Celkový převod se mění podle zařazeného rychlostního stupně, lze jej vypočítat ze vztahu

$$i_c = i_{st.p} * i_i * i_{\text{sekundarni}} \quad (19)$$

Kde: $i_{st.p}$... převodový poměr stálého převodu

i_i ...převodový poměr pro konkrétní rychlostní stupeň

$i_{\text{sekundarni}}$...převodový poměr sekundárního převodu

Pro první převodový stupeň tedy celkový převodový poměr činí $i_c = 13,93$.

Nevyužije-li vozidlo celou hnací sílu k překonání jízdních odporů, pak nastává přebytek síly pro akceleraci vozidla. Hmotnost vozidla Dragon 7 je 175 kg, k této hmotnosti se přičítá hmotnost řidiče, která je přibližně 75 kg včetně všech povinných bezpečnostních prvků. Pro maximální zrychlení platí

$$a_v = \frac{F_p}{m_v * \vartheta}, \quad (20)$$

Kde: a_v ...zrychlení vozidla

F_p ...přebytek síly

m_v ...hmotnost vozidla

ϑ ...součinitel vlivu rotačních hmot

Výpočet teoretické rychlosti při zařazených jednotlivých stupních a konkrétních otáčkách lze určit ze vztahu

$$v = 2\pi * r_d * \frac{n_m}{i_c}, \quad (21)$$

Kde: r_d ...dynamický poloměr kola

n_m ...otáčky motoru

i_c ...celkový převodový poměr

Do grafu náleží ještě průběh křivky konstantního výkonu, pro vztah mezi tažnou silou a rychlostí vozidla v $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ platí [6]

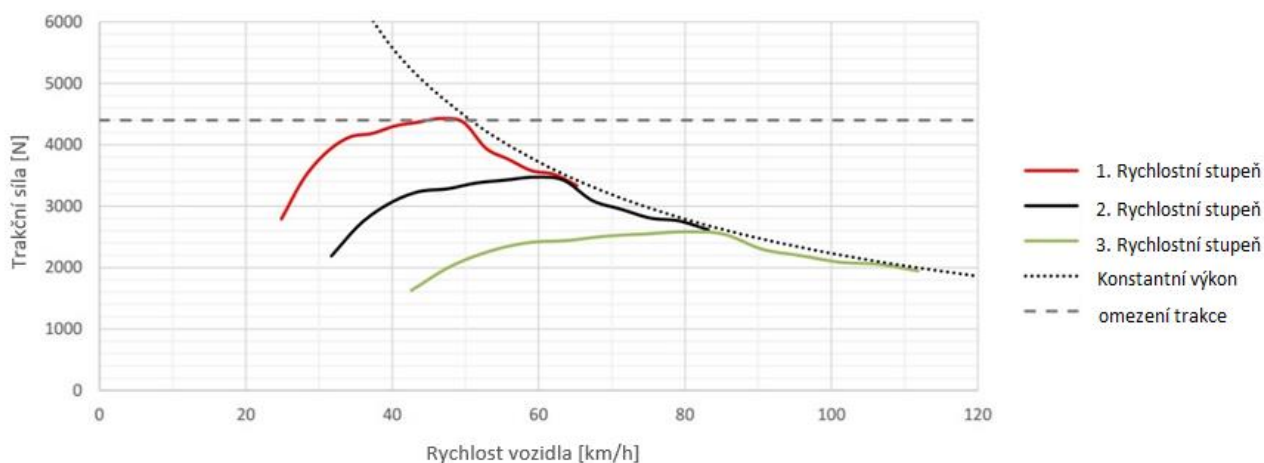
$$P_m * \eta = 0,278 * F_h * v, \quad (22)$$

Kde: P_m ...výkon motoru

η ...účinnost

F_h ... hnací síla

v ... rychlost vozidla



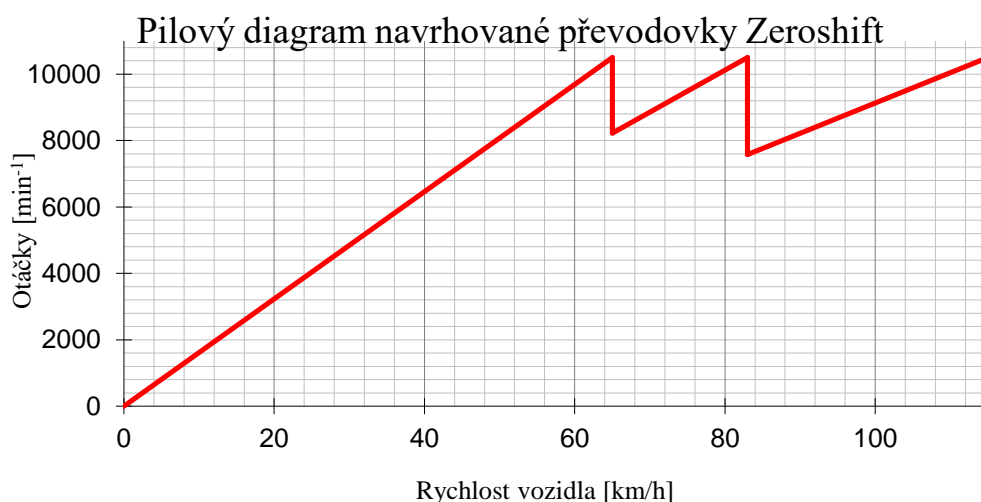
Graf 5 Závislost trakční síly na rychlosti vozidla Dragon 7

Trakční diagram vozidla znázorňuje průběh hnací síly pro jednotlivé převody na kolech v závislosti na aktuální rychlosti. Dále nám ukazuje oblast maximálního výkonu pro jednotlivé rychlostní stupně, optimální body pro zařazení a v neposlední řadě oblast nevyužitého výkonu.

Velkou měrou je ovlivněno využití výkonu motoru i průběhu točivého momentu pro plochou charakteristiku, kde nedochází k velkému převýšení maximálního točivého momentu nad momentem při řadících otáčkách. Zde vzniká větší oblast nevyužitého výkonu motoru, protože hnací síla má při klesající rychlosti menší hodnotu.

3.9.6 PILOVÝ DIAGRAM

Pro vytvoření pilového diagramu je zapotřebí určit řadící otáčky, což je v našem případě 10500 řadící čas, což je v tomto případě 0,1 s, dále otáčky po dořazení, rychlost ve které je řazeno, hmotnost vozidla, maximální rychlost, které má vůz dosáhnout a sekundární převod. Dynamický poloměr pneumatiky pro vůz Dragon 7 je 229,183 mm.

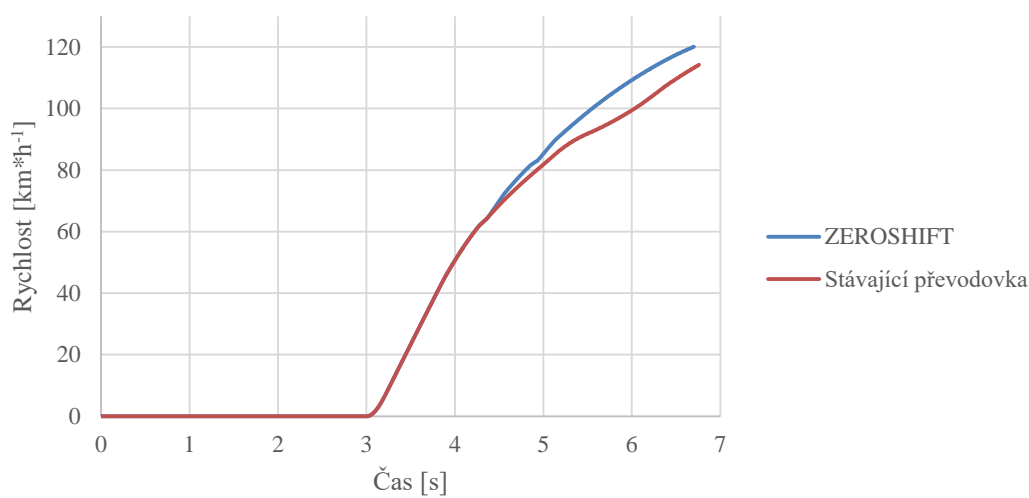


Graf. 6 Návrh pilového diagramu pro vůz Dragon 7

3.10 ZLEPŠENÍ PARAMETRŮ VOZU VYBAVENÉHO PŘEVODOVKOU ZEROSHIFT

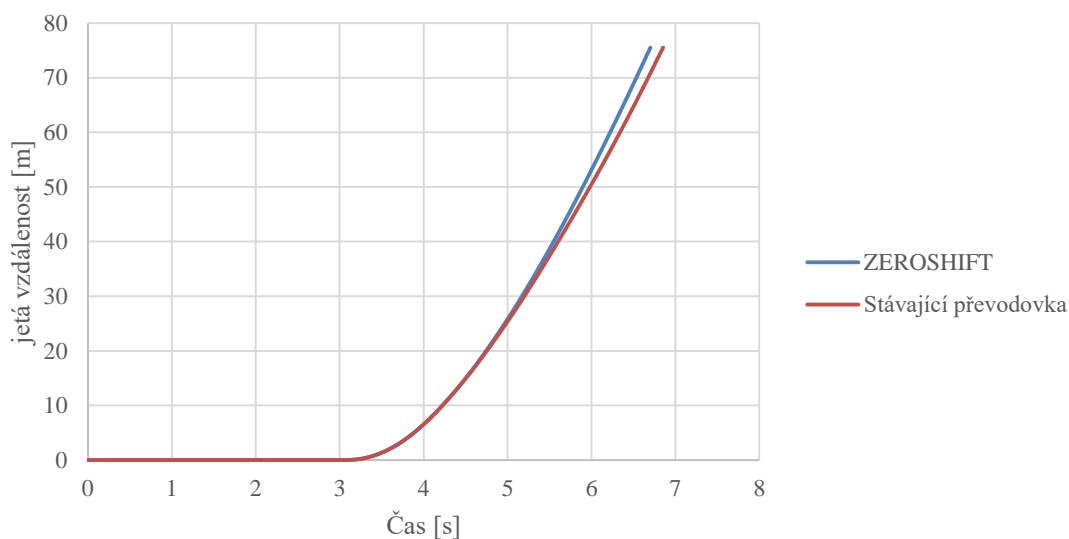
Z grafu 7 a 8 je patrný rozdíl převodovky Zeroshift a převodovky stávající. Na první pohled se rozdíl nezdá být markantní, ale v kontextu konkurence a vyrovnanosti soutěže Formula Student je zobrazený rozdíl ve finální rychlosti a hlavně výsledném čase nezanedbatelný. Výsledný čas je o 0,2 sekundy nižší, což je v disciplíně Akcelerace, která měří pouze 75 metrů, dlouhá doba. Tento rozdíl může znamenat v disciplíně Akcelerace přibližně 20 pozic.

Porovnávací závislost rychlosti na čase v disciplíně akcelerace



Graf. 7 Porovnání závislosti rychlosti na čase stávající převodovky a převodovky Zeroshift

Porovnávací závislost ujeté dráhy na čase v disciplíně akcelerace



Graf. 8 Porovnání závislosti rychlosti na čase stávající převodovky a převodovky Zeroshift

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

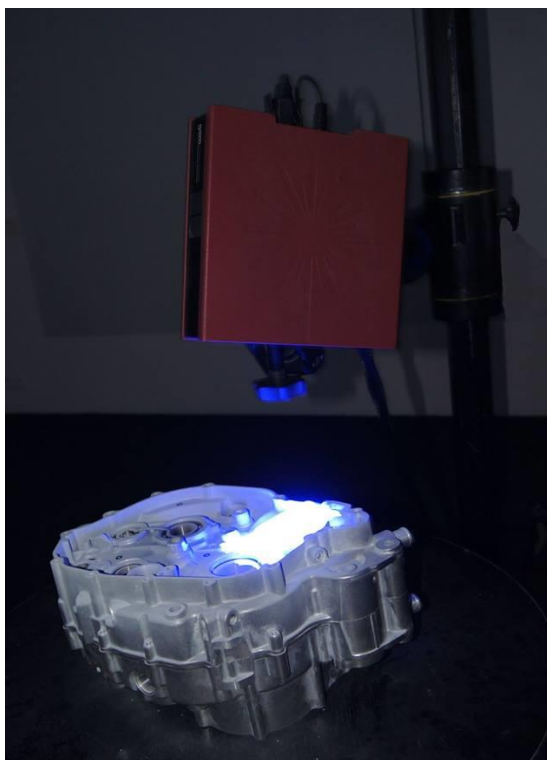
Při návrhu a úpravě vnitřních dílů nesmí dojít k zásahu do geometrie skříně. Konstrukce bude vycházet z předem stanovených funkčních rozměrů motoru. Je zřejmé, že tím dochází ke značnému omezení prostoru pro návrh řadicího mechanismu.

4.1 VYTVOŘENÍ 3D MODELU ULOŽENÍ PŘEVODOVKY

Prvním krokem pro vytvoření modelu převodovky bylo scanování skříně převodovky z důvodů změření osové vzdálenosti jednotlivých hřídelů v bloku motoru a vynesení rovin jednotlivých ložisek. Pro tyto účely bylo využito scanneru Atos 2M.

4.1.1 SCANER ATOS 2M

Tento přístroj funguje na principu optické triangulace a promítání pruhů světla na scanovaný útvar. Pruhy světla jsou snímány pomocí dvou kamer s CCD čipem. Vyznačuje se rychlým a poměrně přesným převodem skutečné součásti do digitální podoby. Technologie Blue Light, neboli technika projekce modrého světla, zpřesňuje měření bez ohledu na světelné podmínky.



Obr. 26 Scanování motoru Husqvarna FE 501 scannerem Atos 2M

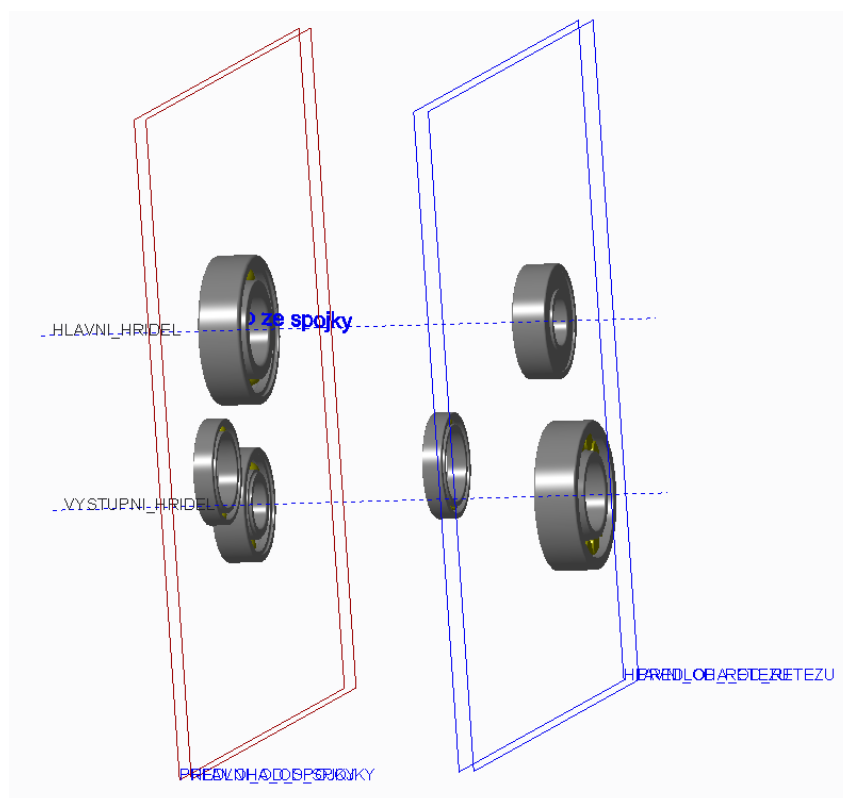
4.1.2 SCANOVÁNÍ MOTORU HUSQVARNA FE 501

Příprava dílu na scanování spočívá v odmaštění scanovaného dílu a nanesení speciálního křídového spreje, který způsobí, že povrch scanovaného objektu neodráží světlo. Dalším krokem je rozmístění referenčních bodů, které slouží k orientaci snímků a jejich skládání do sebe. Jejich rozmístění by mělo být rovnoměrné po celém povrchu a hustota bodů taková, aby při snímání měly kamery možnost využití alespoň třech bodů. Přípravou scanování se rozumí především správné nastavení přístroje pro daný objem součásti a kalibrace kamer. Samotná kalibrace je velice důležitá, aby nedošlo ke změně pozic a orientace kamer. Dále jsou

předepsány zobrazovací charakteristiky objektivů a čipů. Na základě tohoto nastavení jsou vypočítávány prostorové souřadnice z bodů kalibračního objektu v plošném obrazu kamery. Pro správné scanování objektu je důležité, aby se scanovaný objekt nacházel ve středu měřicího objemu. Po prvním snímání je přiřazeno každému z referenčních bodů identifikační číslo, na které se systém při každém dalším měření odkazuje. Čím vyšší jsou požadavky na přesnost snímání objektu, tím více je potřeba snímků, ze kterých je posléze vygenerován objekt jako celek. Každý z jednotlivých snímků se zobrazuje v podokně a informuje o kvalitě a přesnosti snímání. Po dokončení snímání je nutné jednotlivé snímky propojit pomocí polygonální sítě společné pro všechny snímky. Síť vzniklých trojúhelníků má různou hustotu, která závisí na zakřivení povrchu.

4.1.3 MODEL V PROSTŘEÍ CREO PARAMETRIC 3.0

Pro potřeby návrhu a vývoje převodovky není nutné mít nijak zvláště přesný scan modelu. Důležitá je zejména osová vzdálenost a vynesení rovin pro jednotlivá ložiska. Tyto rozměry byly přeměřeny v programu GOM Inspect a následně byl vytvořen jednoduchý skeleton v programu Creo 3.



Obr. 27 Zobrazení důležitých rozměrů získaných scanováním

4.2 SÍLA OD TLAKU PLYNŮ

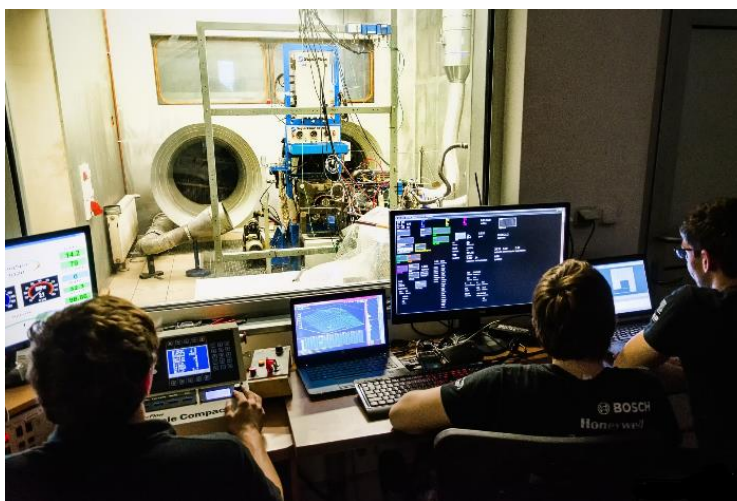
Primární síla vstupující do převodovky přes primární převod je hnací síla od tlaku plynů, tato síla nemá konstantní průběh. Dále to jsou síly setrvačné a rázy od sekundárního převodu. Tlak spalin nad pístem působí na plochu pístu a vytváří tak sílu. Přepřňovaná verze motoru s plnicím tlakem 1,6 baru absolutně a kompresním poměrem 9,5 má maximální naměřený spalovací tlak 105 barů.

4.2.1 MĚŘENÍ NA MOTOROVÉ ZKUŠEBNĚ

V průběhu vývoje přepřínované verze motoru Husqvarna FE 501 byla prováděna měření na hydrodynamické motorové zkušebně SuperFlow 902, kterou vlastní Ústav automobilního a dopravního inženýrství na strojní fakultě VUT v Brně.

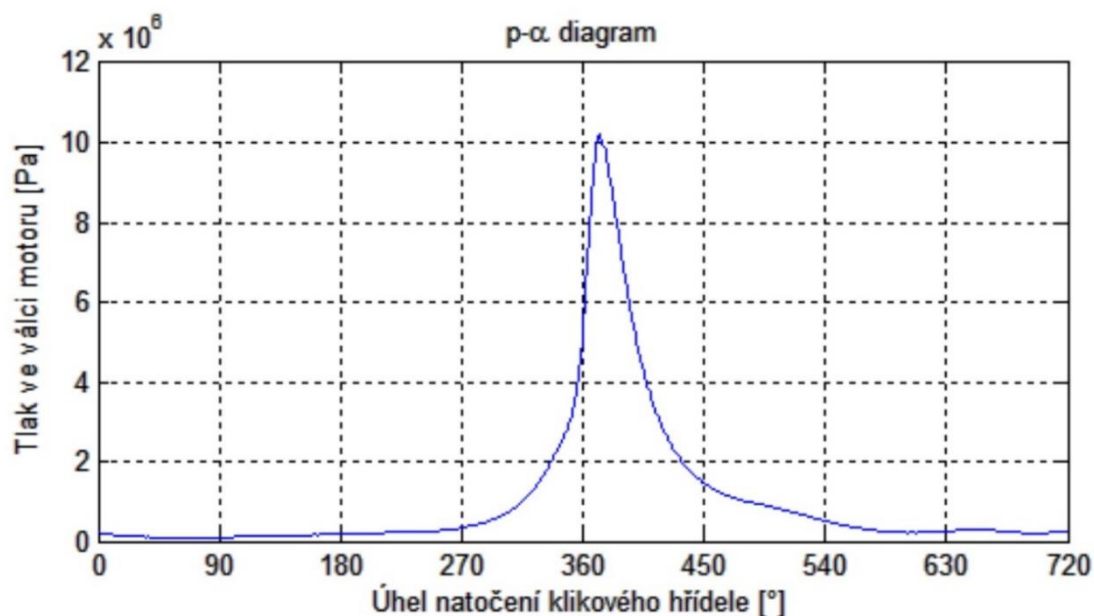
Pro vyhodnocení některých termodynamických veličin byla využita vysokotlaká indikace spalovacích tlaků. Měřicí aparatura byla použita od firmy Kistler a to konkrétně KiBox 2893A. Připojení vysokotlakého piezoelektrického snímače 6053BB o maximálním tlaku 150 bar zajišťoval zásuvný modul 5064C1 s vícekanálovým zesilovačem.

Z těchto četných měření bylo využito naměřených hodnot spalovacích tlaků.



Obr. 28 Motor Husqvarna FE 501 na motorové zkušebně SuperFlow SF 902

Průběh tlaku ve spalovacím prostoru v závislosti na natočení klikového hřídele je na grafu 7.



Graf 7 Závislost okamžitých spalovacích tlaků na natočení klikového hřídele při 7500 min^{-1} naměřená na motorové zkušebně

Tlak spalin ve spalovacím prostoru působí na plochu pístu a vytváří tak sílu. Verze motoru Husqvarna FE 501 s přirozeným sáním a kompresním poměrem má maximální naměřený spalovací tlak 75 bar. Vrtání válce je 95 mm. Přepřlovaná verze motoru s absolutním plnicím tlakem 1,6 bar a kompresním poměrem 9,5 má maximální naměřený spalovací tlak 105 bar.

Výpočet síly od tlaku plynů působící na klikový mechanismus:

$$p_{max} = \frac{F_{pmax}}{S}, \quad (23)$$

$$F_{pmax} = p_{max} * S, \quad (24)$$

$$F_{pmax} = p_{max} * \frac{\pi * D^2}{4} = 74\,430\text{N} \quad (25)$$

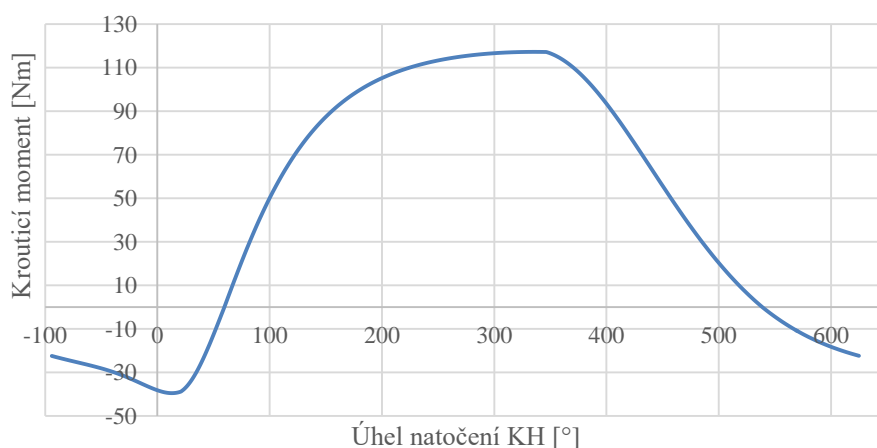
Kde: p_{max} ...tlak plynů

D ...vrtání válce

F_{pmax} ...síla od tlaku plynů

Maximální síla od tlaku plynu původní produkční verze motoru je 53 160 N. Síla od tlaku plynu přepřlované verze má hodnotu 74 430 N. Tyto maximální hodnoty síly od tlaku plynu nastávají při maximálním výkonu motoru. Síla však nemá konstantní průběh a krouticí moment na klikovém hřídeli je zobrazen na grafu. Výsledný maximální naměřený moment na motorové zkušebně i v simulacích využívaný pro další výpočty je 74 Nm.

Průběh momentu na klikovém hřídeli



Graf 8 Průběh momentu na klikovém hřídeli jednoválcového motoru FE 501

4.3 NÁVRH VYPRUŽENÍ ŘADICÍCH VIDLIČEK

Nejkritičtější fází řazení při technologii Zeroshift je fáze vyřazování předchozího rychlostního stupně. K tomu musí bezpodmínečně dojít hned, jakmile dojde k zařazení druhého soukolí. Vyřazení je možno docílit dvěma způsoby. Prvním je vyřazení pomocí vlnové pružiny, jakmile dojde k odlehčení zámku v zubové spojce. Síla pružiny musí být dimenzovaná tak, aby vyřadila předchozí, již nečinné soukolí. Jako bezpečnostní prvek je tzv. geometrie paty zubu, kde je na decelerační straně řadicího elementu dostatečně velké zkosení. Při zařazení vyššího převodového stupně je urychlena daná hřídel vůči řadicímu elementu a doslova jej vyrazí ze záběru. V opačném případě by došlo k vymezení posledního stupně volnosti, což by znamenalo destrukci bloku motoru.

4.3.1 VÝPOČET NÁVRHU ŘADICÍCH PRUŽIN



Obr. 29 Vlnová pružina [15]

$$M_{Motoru} = 74 \text{ Nm}, \quad (26)$$

$$i_{Primár} = \frac{Z_{PrimárVystup}}{Z_{PrimárVstup}} = 2,303 \quad (27)$$

$$M_{Vystupni} = M_{Motoru} * 2,303 = 170,4 \text{ N} \quad (28)$$

$$i_1 = \frac{Z_{1Kolo}}{Z_{1Pastorek}} = 1,8 \quad (29)$$

$$i_2 = \frac{Z_{2Kolo}}{Z_{2Pastorek}} = 1,412 \quad (30)$$

$$i_3 = \frac{Z_{3Kolo}}{Z_{3Pastorek}} = 1,05 \quad (31)$$

$$M_1 = i_1 * M_{Vstupni} = 306,76 \text{ Nm}, \quad (32)$$

$$M_2 = i_2 * M_{Vstupni} = 240,59 \text{ Nm} \quad (33)$$

$$M_3 = i_3 * M_{Vstupni} = 178,94 \text{ Nm}, \quad (34)$$

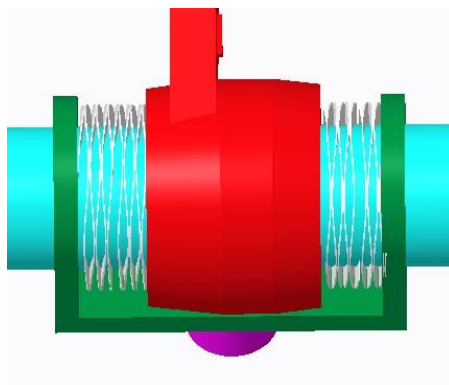
$$D_{stredni prumer kamene} = 42 \text{ mm} \quad (35)$$

$$F_{1Kamene} = \frac{M_{Vstupni}}{\frac{D_{středni\text{prumerkamene}}}{2}} = 8115,33 \text{ N}, \quad (36)$$

$$\alpha_{Kamene} = 4^\circ \quad (37)$$

$$F_{KameneAxiální} = \sin(\alpha_{Kamene}) * F_{1Kamene} = 566 \text{ N}, \quad (38)$$

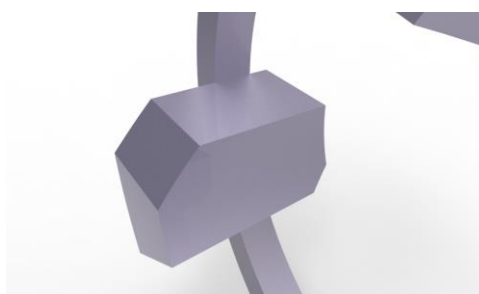
Takto vypočítanou axiální sílu přenáší každé kolo přes zámky kamenů. Vlnovou pružinu je nutné zvolit tak, aby její síla odpovídala axiální síle, kterou přenáší kameny. Z katalogu firmy Wave Spring je zvolena pružina s názvem MWR-18A, která splňuje požadovaný vnitřní průměr 13 mm, jenž vychází z vodících hřídelí a maximálního zdvihu 5,72 při 47,88 N/mm optimální síle. Jak je vidět na obr. 30, pro každou řadicí vidličku jsou potřeba 2 pružiny. Pro celý navržený systém tedy celkově 8 kusů. [15]



Obr. 30 Uložení vidličky mezi Wave Spring

4.3.2 NÁVRH GEOMETRIE ZKOSENÍ PRO VYŘAZOVÁNÍ

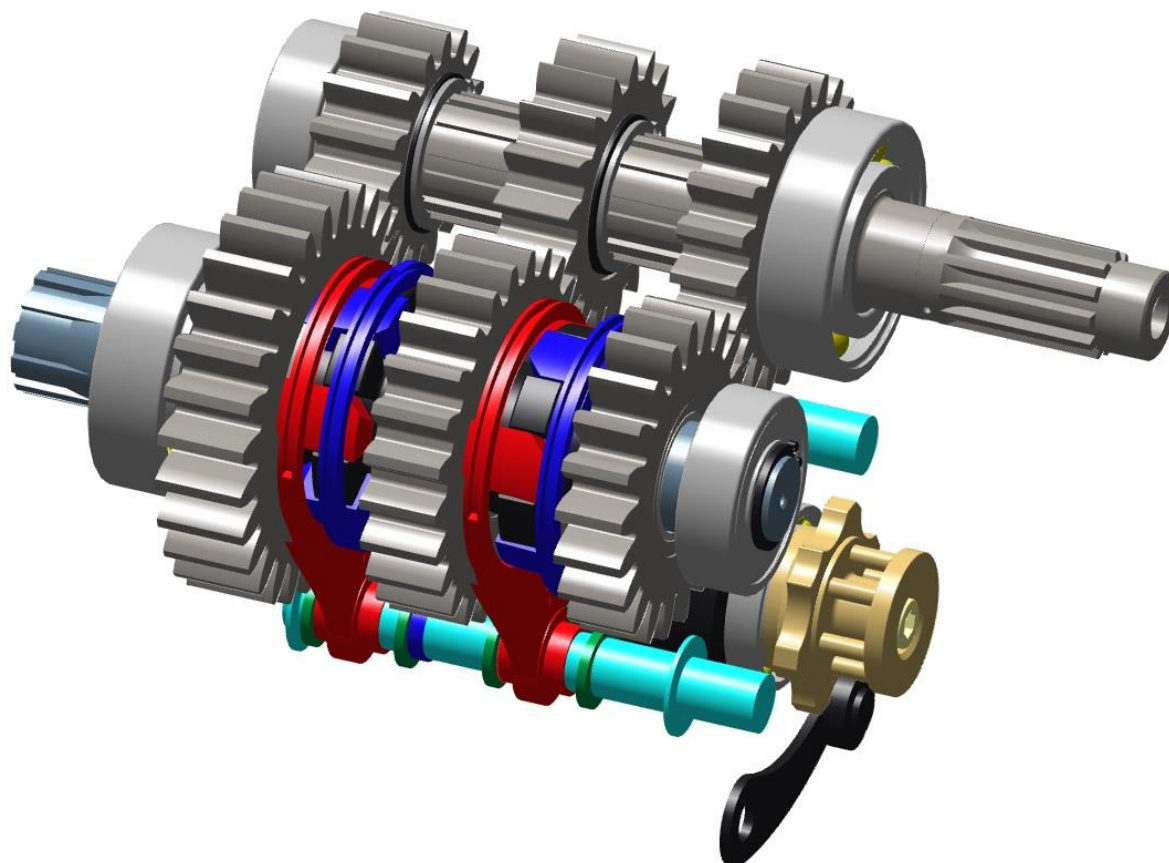
Dalším prvkem, který musí již bezpodmínečně zajistit vyřazení nižšího převodového stupně po zařazení vyššího a urychlení výstupního hřídele, je geometrie na zadní straně řadicího elementu, jež je zobrazená na obr. 31. Díky tomuto zkosení je řadicí element doslova vyřazen ze záběru. Tento úhel je zvolen 45° .



Obr. 31 Zkosení na zadní straně řadicích kamenů

4.4 SESTAVA PŘEVODOVKY

Celková sestava obsahuje velké množství dílů. Pro úplnost sestavu zahrnují i ložiska, pojistné kroužky a vymežovací podložky.



Obr. 32 Sestava převodovky Zeroshift

4.4.1 VSTUPNÍ HŘÍDEL

Na jedné straně vstupního hřídele je na utahovací moment 80 Nm připevněn spojkový koš, jenž je ovládán pomocí spojkové tyče, která prochází skrz celou vstupní hřídel. Ke zdvihu a rozepnutí spojky je nutná síla 2300 N. Zdvih spojky pro její úplné rozepnutí je 1,57 mm. Na vstupním hřídeli jsou všechna kola spojena pevně přes normalizované drážkování, což je výhodné i vzhledem k nižšímu momentu setrvačnosti jednotlivých kol vůči kolům na hřídeli výstupním.

4.4.2 VÝSTUPNÍ HŘÍDEL

Na výstupním hřídeli jsou naopak všechna kola volně otočná na jehlových ložiscích K 22x26x17. Veškeré změny přívodu točivého momentu na pastorek řetězu jsou realizovány na výstupním hřídeli. Přes drážkování jsou pevně spojené řadicí kulisy, které při zasunutí řadicích kroužků do kamenů jednotlivých kol umožňují přenos točivého momentu na hřídel.

4.4.3 OZUBENÁ KOLA

Po konzultaci s výrobcem převodovky bylo nutné upustit od několika konstrukčních návrhů. Kameny zapuštěné do kola by ušetřily na šířce celého mechanismu převodovky a umožnily by vložení dalšího soukolí, ale jsou výrobně složitější. Finální model řadicích kamenů na

ozubených kolech je na levé straně obr. 33. Toto řešení je při zachování šířky kola nevýhodné, protože zabírá více prostoru. Dalším nedostatkem toho řešení je hmotnost a hlavně moment setrvačnosti, avšak z hlediska výroby je tento typ kamenů levnější a rychlejší. Unikátním pro výrobu ozubených kol je modul daný výrobcem, který činí 2,88. Je to neobvyklé, protože většinou se jedná o moduly 2; 2,5; 2,75; 3 atd. Rozměry pro jednotlivá kola na daných hřídelích jsou uvedeny v tabulce 3.

Tabulka 3 Návrh kol s vnějšími vloženými kameny

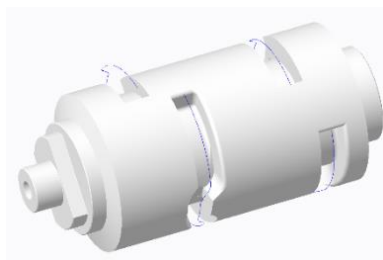
Vstupní hřídel	1. Stupeň	2. Stupeň	3. Stupeň	Výstupní hřídel	1. Stupeň	2. Stupeň	3. Stupeň
MODUL	2,88	2,88	2,88	MODUL	2,88	2,88	2,88
POČET ZUBŮ	15	17	20	POČET ZUBŮ	27	24	21
ŠÍŘKA KOLA	18 mm	16 mm	14 mm	ŠÍŘKA KOLA	18 mm	16 mm	14 mm
ÚHEL ZÁBĚRU	20°	20°	20°	ÚHEL ZÁBĚRU	20°	20°	20°
ROZTEČNÁ KRUŽNICE	43,2	48,96	57,6	ROZTEČNÁ KRUŽNICE	77,76	69,12	60,48
VÝŠKA HLAVY ZUBU	2,88	2,88	2,88	VÝŠKA HLAVY ZUBU	2,88	2,88	2,88
VÝŠKA PATY ZUBU	1,5264	1,3744	1,2384	VÝŠKA PATY ZUBU	3,6	3,6	3,6
ZÁKLADNÍ KRUŽNICE	40,594721	46,007351	54,126295	ZÁKLADNÍ KRUŽNICE	73,070498	64,951554	56,83261
HLAVOVÁ KRUŽNICE	48,96	57,12	63,36	HLAVOVÁ KRUŽNICE	83,52	74,88	66,24
PATNÍ KRUŽNICE	37,541921	45,258551	51,64945	PATNÍ KRUŽNICE	65,870498	63,741954	49,63261
ROZTEČ	9,047787	9,047787	9,047787	ROZTEČ	9,047787	9,047787	9,047787
TLOUŠŤKA ZUBU	4,523893	4,523893	4,523893	TLOUŠŤKA ZUBU	4,523893	4,543893	4,523893
HLAVOVÁ VŮLE	0,72	0,72	0,72	HLAVOVÁ VŮLE	0,72	0,72	0,72
POMĚR PŘECHODOVÉ KŘIVKY	1,0944	1,0944	1,0944	POMĚR PŘECHODOVÉ KŘIVKY	1,0944	1,0944	1,0944
MATERIÁL OCEL	16.220	16.220	16.220	MATERIÁL OCEL	16.220	16.220	16.220



Obr. 33 Návrh kola s vnějšími a vloženými kameny

4.4.4 ŘADICÍ BUBÍNEK

Řadicí bubínek převádí rotačním pohybem vyvolaným pístnicí pneumatického válce sílu přes rolničky na posuvný pohyb vidliček. K tomu slouží kulisový mechanismus, který je vyfrézován na jeho povrchu. Jestliže je dán pokyn ke změně rychlostního stupně, dojde přes řadicí mechanismus k pootočení řadicího bubínku o 60° a vidličky mění svoji polohu. Na obr. 34 je řadicí bubínek s naznačenými trasami rolniček pro vidličky. Dráhy pro rolničky mají šířku 8 mm a polohy drah jsou od sebe rozmístěny podle geometrie odstupňování jednotlivých rychlostních stupňů.



Obr. 34 Řadicí bubínek

4.4.5 ŘADICÍ VIDLIČKY

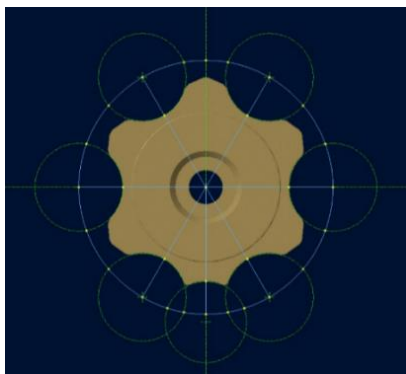
Jednou z nejvíce namáhaných a nejsložitějších součástí na výrobu jsou řadicí vidličky. U sériového provedení převodového mechanismu je využíváno 4 vidliček. Zejména jejich tuhost a přesná poloha určují, zda bude změny rychlostních stupňů dosaženo dostatečně rychle a spolehlivě, jak je pro provoz požadováno. Tak jako došlo oproti sériové převodovce k navýšení počtu řadicích vidliček pro zařazení jednoho převodového stupně na dvě, je nutné navýšit i počet dráh na povrchu řadicího bubínku. Bohužel se při návrhu nepodařilo kvůli zástavbě docílit toho, aby byly všechny vidličky stejných rozměrů a tudíž by byly podstatně levnější na výrobu.



Obr. 35 Řadicí vidlička

4.4.6 NÁVRH ARETACE KULISOVÉHO MECHANISMU ŘAZENÍ

Přesnou polohu natočení bubínku určuje sériová hvězdice bubínku řazení. Stejně jako u sériové verze jsou dráhy řadicího bubínku navrženy pro odstupňování po 60° , přičemž pro každý převodový stupeň náleží jedna poloha kulisy. Pro celý postup návrhu se počítá se zachováním sériového kulisového mechanismu.



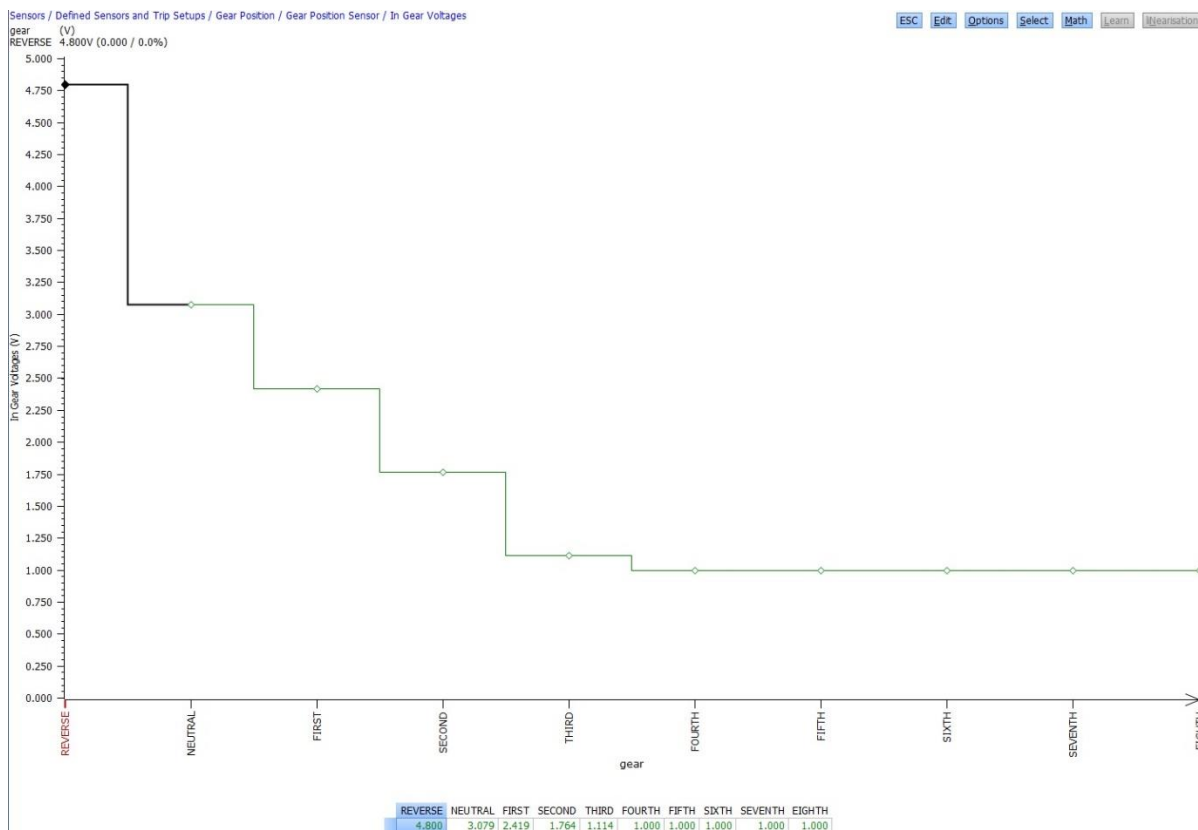
Obr. 36 Aretace řadicí kulisy

4.4.7 GEAR SENZOR

Senzor natočení řadicího bubínku funguje na principu rotačního potenciometru. Důležité je kalibrování pro jednotlivá natočení řadicího bubínku. Napětí je 5 V a nemělo by procházet mezi jednotlivými rychlostními stupni přes hodnotu 0 V (obr. 38). Senzor zařazeného rychlostního stupně je důležitý pro další analýzu převodového ústrojí, při zaznamenávání dat na vysoké frekvenci (1000 Hz) lze při neúspěšném zařazení sledovat kmitání bubínku. Dále je promítán aktuální zařazený rychlostní stupeň řidiči přímo na display.



Obr. 37 Gear senzor Vert-X 13E [14]



Obr. 38 Kalibrace gear senzoru pro jednotlivé převodové stupně programu LifeCal

4.4.8 UNAŠEČ ŘADICÍCH KAMENŮ

Jednou z mechanicky nejvíce namáhaných částí je unašeč řadicích kamenů (dogring), který je na obr. 39. V systému se nacházejí dva, jeden pro přenos momentu z prvního a druhého převodového stupně a jeden k přenosu momentu z třetího převodového stupně. Funkci plní tak, že zamezuje rotaci na ložiscích uloženého výstupního kola jednotlivých převodových stupňů a přes drážkování přenáší tento moment na výstupní hřídel převodovky. Celková délka unašeče je 21,1 mm. Materiál unašeče řadicích kamenů byl zvolen 16MnCr5, což je vysokopevnostní materiál vhodný k cementování a kalení. Pro kontrolní výpočet je

uvažováno, že motor poskytuje maximální krouticí moment 74 Nm a je zařazen první rychlostní stupeň, což odpovídá maximálnímu zatížení výstupního hřídele.

$$p_{\text{drázkovani}} = \frac{2 * M_k * i_{\text{primar}} * i_1}{D_S * h * l_{\text{drázkovani}} * K * z} \quad (39)$$

$$p_{\text{drázkovani}} = \frac{2 * 74\,000 * 2,303 * 1,8}{24,3 * 1,31 * 21,1 * 0,75 * 12} = 101,5 \text{ MPa} \quad (40)$$

Kde: 1...osová délka dotyku mezi boky drážek hřídele náboje

h...skutečná opěrná výška drážky

D_S ...střední průměr drážkového profilu

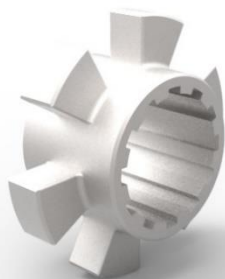
K...korekční součinitel (pro rovnoboké drážkování $K = 0,75$)

z...počet drážek

M_K ... krouticí moment motoru [8]

Tabulka 4 Dovolovaný tlak na bocích drážek [8]

Zatížení Materiál	Dovolovaný tlak na bocích drážek P (MPa)				
	Jednosměrné			Střídavé	
	Klidné	Malé rázy	Velké rázy	Malé rázy	Velké rázy
OCEL KALENÁ	160	140	120	90	50
OCEL NA ODLITKY	120	105	90	67	37
ŠEDÁ LITINA	72	63	54	40	22,5
TEMPEROVANÁ LITINA	88	77	66	49,5	27,5
BRONZ, MOSAZ	40	35	30	22,5	12,5
VYTVRZENÁ SLITINA AlCuMg	80	70	60	45	25
VYTVRZENÁ SLITINA AlMg, AlMn	72	73	54	40	22,5
VYTVRZENÁ SLITINA AlSiMg	56	49	42	31,5	17,5



Obr. 39 Řadicí kulisa

4.4.9 KROUŽEK S KAMENY

Unášecí kroužek s kameny je veden osově na řadicí kulise. Na každém kroužku se nacházejí tři kameny. Kroužky jsou axiálně posouvány pomocí vidliček a posouvají tedy řadicí kameny do a ze záběru. Kameny jsou jedním z nejvíce namáhaných součástí celého řadicího mechanismu. Jelikož je řadicím vidličkám pokyn pro zařazení i vyřazení rychlostního stupně udělen řadicím bubínkem ve stejný okamžik, musí být kameny podřezány tak, aby při zatížení byly vtahovány do záběru. Toto podřezání je patrné na obr. 31, kde je na opačné straně vyřazovací zkosení. Minimální úhel podřezání závisí zejména na tuhosti uložení řadicích vidliček a na minimálním momentu motoru, při němž se převodovka během řazení má chovat jako bezprodlevová. Nedostatečný úhel podřezání by měl za následek vypadnutí kamenů ze záběru ještě před jejich odlehčením, což by vedlo k přerušení toku točivého momentu převodovkou a ta by se v tu chvíli chovala jako nesynchronizovaná převodovka se zubovými spojkami.

Vzhledem k rychlostní charakteristice přepřňovaného motoru Husqvarna FE 501, se jako vhodný minimální moment volí 10 Nm, který motor produkuje v celém spektru otáček, pokud je škrticí klapka otevřena alespoň na 15 %.

$$R_S = \frac{R_e + R_i}{2} = \frac{48,5 + 35,5}{2} = 42 \text{ mm} \quad (41)$$

$$M_k = M_M * i_{\text{primar}} * i_1 = 10 * 2.303 * 1,8 = 41,45 \text{ Nm} \quad (42)$$

$$F_T = \frac{M_k}{R_S} = \frac{41.45}{0.042} = 238,1 \text{ N} \quad (43)$$

Pro úhel podřezání $\alpha = 4^\circ$ pak vychází axiální síla udržující kameny v záběru

$$F_A = F_T * \cos(\alpha) = 238,1 * \cos 4^\circ = 275,67 \text{ N} \quad (44)$$

Kde: R_S ...střední průměr kamene

R_e ...vnější průměr kamene

R_i ...vnitřní průměr kamene

M_M ...krouticí moment motoru

M_k ...krouticí moment na daném hřídeli

α ...úhel podřezání kamene

F_T ...obvodová síla na středním průměru

F_A ...axiální síla udržující kameny v záběru

Jelikož je axiální síla vtahující řadicí kameny do záběru větší než axiální síla působící od vypružení řadicích vidliček, dochází při přerazování z prvního na druhý rychlostní stupeň k zařazení za stálého toku výkonu, protože kameny zůstávají v záběru.

Vzdálenost krajní polohy řadicích kamenů od neutrální je omezen zástavbovými rozměry. V neutrálním stavu je požadována vůle mezi zubovými spojky na čelech kol a řadicími kameny alespoň 0,3 mm. Šířka kontaktní plochy zubové spojky tedy činí 3 mm. Pro chod převodovky v bezprodlevovém režimu je nezbytně nutné, aby kolo zůstalo v záběru po přesně stanovenou dobu a nebylo automaticky vyřazeno při deceleraci (brždění motorem). Potom by totiž docházelo k automatickému vyřazování rychlostních stupňů při přechodu motoru z tahu do brždění a vůz by se stal nepředvídatelným a nebezpečným pro ostatní disciplíny.

Pro plnohodnotnou účinnost technologie Zeroshift je tedy nezbytně nutné, aby v zařazeném rychlostním stupni nebyly pružiny Wave Spring předpruženy, což by při deceleraci nebo při částečném zatížení vedlo k nežádoucímu samovolnému vypadávání rychlostních stupňů.

Výpočet kontaktního tlaku na kamenech v zubové spojnici.

$$p = \frac{F_T}{S} = \frac{M_{Motoru} * i_{primar} * i_1}{i * b * (R_e - R_i) * R_S} \quad (45)$$

$$p = \frac{74000 * 2,303 * 1,8}{3 * 3 * (48,5 - 35,5) * 42} = 62,4 \text{ MPa} \quad (46)$$

Kde: p ...tlak na kamenech zubové spojky

F_T ...obvodová síla na středním průměru

i ...počet kamenů

b ...činná šířka kamene

Požadované zubové spojky jsou dimenzovány na 127 MPa, dají se tedy označit jako dostatečné.

V ideálním ozubení bez tření platí

$$P = T_1 * \omega_1 = T_2 * \omega_2 \quad (47)$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = i = \frac{T_2}{T_1} = \frac{r_2}{r_1}, \quad (48)$$

Kde: $\omega_{1,2} \dots$ úhlové rychlosti

$i \dots$ převodový poměr primárního soukolí

$r_{1,2} \dots$ poloměry roztečných kružnic

$T_{1,2} \dots$ krouticí momenty na primárním kole a na spojce

Pro krouticí moment platí

$$M_{Motoru} = F_t * r_{primar} = 74 Nm, \quad (49)$$

$$M_{vstupni} = M_{Motoru} * i_{primar}, \quad (50)$$

$$M_{vstupni} = 74 * 2,303 = 170,42 Nm, \quad (51)$$

Kde: $F_t \dots$ obvodová síla na roztečném průměru

$r_{primar} \dots$ poloměr roztečné kružnice primárního kola

$M_{vstupni} \dots$ moment na spojce vstupující do převodovky

$$d_1 = z_1 * m = 45 mm, \quad (52)$$

$$F_{t1} = Mp * \frac{2}{d_1} = 7574,4 N, \quad (53)$$

Kde: $d_1 \dots$ průměr roztečné kružnice na pastorku prvního převodového stupně

$z_1 \dots$ počet zubů na pastorku prvního převodového stupně

$m \dots$ modul ozubení

$F_{t1} \dots$ síla na pastorku na prvním převodovém stupni

Kontakt ozubení bude dále počítán při otáčkách klikového hřídele $\omega_1 = 7750 \text{ min}^{-1}$, ve kterých má motor Husqvarna FE 501 nejvyšší točivý moment.

$$\omega_2 = \frac{M_{motoru} * \omega_1}{M_{vstupni}} = 3370 \text{ min}^{-1} \quad (54)$$

Z dalších výpočtů vyplývá, že největší síla je právě na prvním rychlostním stupni, proto do MKP simulace v kapitole 5.6 bude vstupovat jako zatěžující síla právě síla $F_{t1} = 7574,4$ N při 3370 min^{-2} otáčkách spojky a tedy i vstupního hřídele do převodovky.

Při styku boků zubů ve valivém bodě (přímce) nedochází k relativnímu skluzu profilu zubů, proto nevzniká ve styku třecí síla. Přenos výkonu je tedy realizován pouze valením.

Zbylé síly namáhající ozubení jsou normálová a radiální síla.

$$F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_z} \quad (55)$$

$$F_r = F_{t1} * \operatorname{tg} \alpha_z \quad (56)$$

Kde: F_n ...normálová síla

F_{t1} ... síla na pastorku na prvním převodovém stupni

α_z ...úhel záběrové přímky

F_r ...radiální síla

Radiální síla F_r , posunutá do středu kola namáhá společně se silou F_{t1} hřídel na ohyb. Styková síla F_n je v jakémkoli stykovém bodě kolmá na profily zubů. Vzhledem k působení na konstantním rameni, je při stálém krouticím momentu neměnná v každém styčném bodě po celé dráze záběru.

5.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÝCH KOL

Při chodu ozubeného soukolí pod zatížením vznikají v ozubení různé druhy namáhání, která mohou vést k poškození ozubení. Kontrolní výpočty vzhledem ke všem mezním stavům jsou popsány v normě ČSN 01 4686 Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Jedná se o zaběhnutý a prověřený způsob pevnostního výpočtu ozubených kol. V Evropské unii jsou používány i jiné normy, např. DIN 3990 (Deutsches Institut für Normung) nebo ISO (International Organisation for Standardization), které mají velmi podobný základ a téměř se neliší.[16]

Pro posouzení únosnosti zubů v dotyku podle ČSN 01 4686 se předpokládá Hertzovo rozložení tlaku ve valivém bodě. Hertzův tlak při ideálním zatížení zubů σ_H , tzn. bez působení přídatných sil ve valivém bodě soukolí, je dán vztahem: [8], [16]

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E * Z_H * Z_\varepsilon * Z_\beta * \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_w * d_1} * \frac{i+1}{i}} \\ &* \sqrt{K_A * K_{Hv} * K_{H\beta} * K_{H\alpha}} \\ &= 381,3 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (57)$$

Kde: Z_E ...součinitel materiálu (mechanické vlastnosti materiálu spoluzabírajících kol)

Z_H ...součinitel tvaru zubů (tvar spoluzabírajících boků zubů ve valivém bodě)

Z_ϵ ...součinitel sečtené délky dotykových křivek boků zubů (trvání záběru)

Z_β ...součinitel vlivu sklonu zubu

F_t ...obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici

b_w ...pracovní šířka ozubení

d_1 ...průměr roztečné kružnice pastorku

i ...převodové číslo ozubeného převodu

K_A ...součinitel vnějších dynamických sil

K_{Hv} ...součinitel vnitřních dynamických sil (vyvolané zdroji rázů a kmitání ozubení)

$K_{H\beta}$... součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce zubu

$K_{H\alpha}$...součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (rozdělení celkového zatížení na páry spoluzabírajících zubů)

Místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu je dáno vztahem:

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{b_w * m_n} * K_A * K_{Fv} * K_{F\beta} * K_{F\alpha} * Y_{FS} * Y_\beta * Y_\epsilon = 140,3 \text{ MPa}, \quad (58)$$

Kde: F_t ...obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici

b_w ...pracovní šířka ozubení

m_n ...normální modul čelního nebo hřebenového ozubení

K_A ...součinitel vnějších dynamických sil

K_{Fv} ...součinitel vnitřních dynamických sil (vyvolané zdroji rázů a kmitání ozubení)

$K_{F\beta}$...součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubu

$K_{F\alpha}$...součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (rozdělení celkového zatížení na páry spoluzabírajících zubů)

Y_{FS} ...součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí (vliv tvaru patního přechodu na velikost lokálního napětí)

Y_β ...součinitel sklonu zubu

Y_ϵ ...součinitel vlivu záběru profilu

5.3 ANALYTICKÝ VÝPOČET KONTAKTNÍHO TLAKU PODLE HERTZOVY TEORIE

Pro analytický výpočet kontaktního tlaku je možné nahradit dotyk spoluzabírajících zubů čelního soukolí s přímými zuby za kontakt dvou válců s rovnoběžnými osami. Analytický výpočet lze provést pro celý záběr jednoho zubu. Tento výpočet bere do úvahy snížení kontaktního tlaku vlivem záběru více zubů. Tento fakt se nahrazuje zjednodušením, které předpokládá rozdělení zatěžující síly na dvě (nebo tři) stejně velké složky a tyto složky působí na sousedící boky zubu. Velikost maximálního kontaktního tlaku podle Hertzovy teorie kontaktu dvou válců se vypočítá ze vztahu.[8]

$$\sigma_{Hertz} = \sqrt{\frac{E}{2\pi * (1 - \mu^2)} * \frac{F_{t1}}{b_w * \frac{R_1 * R_2}{R_1 + R_2}}} \quad (59)$$

$$= 230 \text{ MPa},$$

Kde:

E... modul pružnosti v tahu

μ ... Poissonův poměr

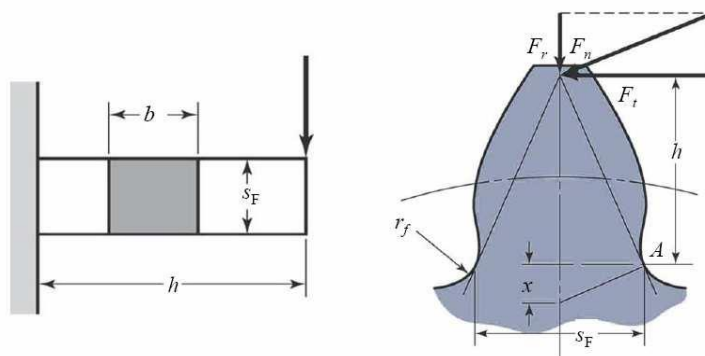
F_n ...zatěžující styková síla

b_w ... aktivní šířka ozubených kol

$R_{1,2}$...poloměry oskulačních kružnic evolventy

5.4 ANALYTICKÝ VÝPOČET NAPĚTÍ V PATĚ ZUBU PODLE LEWISE

Jednou z možností, jak analyticky zjistit velikost napětí v patě zubu je použití vztahu Lewise. Základ výpočtu napětí v patě zubu podle Lewise spočívá v nahrazení zubu vetknutým nosníkem, viz obr. 41. Nominální napětí v patě zubu je pak rovno ohybovému napětí v místě vetknutí nosníku. Výška nosníku odpovídá vzdálenosti působíště obvodové síly zubu a bodu s maximálním tahovým napětím v místě patního přechodu (bod A na obr. 42). Tloušťka nosníku odpovídá tloušťce zubu v místě bodu A. Šířka nosníku je rovna činné šířce ozubení. [8]



Obr. 42 Schéma zatížení nahrazeného vetknutým nosníkem [8]

Vztah pro výpočet nominálního napětí podle Lewise:

$$\sigma_{Fn} = \frac{F_t * h}{\frac{b * s_f^2}{6}}, \quad (60)$$

Kde:

F_t ...obvodová síla

h ... délka vetknutého nosníku

b ...šířka vetknutého nosníku

s_f ...tloušťka vetknutého nosníku

Uvedený vztah se dá upravit do tvaru:

$$\sigma_{Fn} = \frac{F_t}{m * b_w * Y'} \quad (61)$$

Kde: m ... modul ozubení

b_w ...aktivní šířka ozubení

Y ...Lewisův faktor

Maximální tahové napětí na aktivní straně zubu se tedy počítá ze vztahu:

$$\sigma_{Fn} = \frac{K_t * F_t}{m * b_w * Y} = 172,3 \text{ MPa} \quad (62)$$

Kde K_t ...součinitel koncentrace napětí

$$K_t = 0,18 + \left(\frac{t_z}{r_f}\right)^{0,15} * \left(\frac{t_z}{h_z}\right)^{0,45}, \quad (63)$$

$$K_t = 0,18 + \left(\frac{4,9}{2,189}\right)^{0,15} * \left(\frac{4,9}{5,77}\right)^{0,45} = 1,2 \quad (64)$$

Kde: t_z ...tloušťka zubu v místě patního přechodu

r_f ...poloměr zaoblení paty zubu

h_z ...výška zubu

Součinitel koncentrace napětí K_t zahrnuje vliv normální síly, která je v základním vztahu pro nominální napětí zanedbána, navíc zahrnuje vliv tepelného zpracování, kdy pro kalená ozubená kola platí $K_t = K_t$ a pro zušlechťená a normalizačně žíhaná kola platí $K_t = 0,9 * K_t$. [8],[16]

5.5 VYUŽITÍ MKP PŘI PEVNOSTNÍCH ANALÝZÁCH ČELNÍCH OZUBENÝCH KOL

Metoda konečných prvků (MKP) vznikla jako inženýrská metoda řešení složitých pevnostních výpočtů, které nemůže postihnout analytický výpočet. MKP nabízí při pevnostních výpočtech výsledky získané jiným přístupem, než jak stanovuje analytický výpočet, popř. řešení podle normy. Při výpočtech pomocí MKP je nutné zvolit vhodnou hustotu sítě, která umožní získat přesné výsledky při přiměřeném výpočtovém čase. Za přesný výsledek se dá obvykle považovat chyba $\pm 5\%$.

5.5.1 VÝPOČTOVÝ SYSTÉM

Pro numerické výpočty pomocí MKP byl zvolen systém ANSYS 14, dostupný na FSI VUT v Brně. Tento systém patří mezi nejkomplexnější systémy s konečným počtem prvků na trhu a jeho největší výhodou je možnost plné kontroly nad výpočtem. Kromě strukturálních výpočtů zahrnuje také analýzy teplotní, akustické, proudění tekutin a další. U strukturálních výpočtů je možnost řešit jak lineární, tak i nelineární úlohy (geometrická, materiálová a kontaktní nelinearita).

5.5.2 ZÁKLADNÍ STRUKTURA PRÁCE V SYSTÉMU ANSYS

Pracovní prostředí systému ANSYS je rozděleno do tří základních skupin.

Preprocessor, který slouží pro vytvoření nebo import geometrického modelu, zadání materiálových charakteristik a typu úlohy.

Solution, ve kterém se aplikují okrajové podmínky na model, vytváří síť, nastavuje typ řešiče a provádí samotná numerická řešení dané úlohy

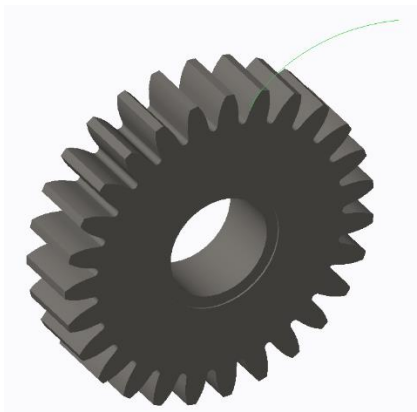
Postprocessor sloužící k zobrazení a analýze výsledků, vykreslení průběhu napětí a deformací, tvorbě animací a grafů a vizualizací výsledků

Rychlost řešení je závislá na výkonu výpočetní techniky, typu úlohy a hustotě sítě. U lineárních výpočtů je doba řešení i přesnost výsledků závislá na hustotě sítě. U nelineárních úloh je doba výpočtu několikanásobně delší, protože se provádí velké množství po částech lineárních úloh a může nastat situace, kdy výpočet nekonverguje.

5.6 ANALÝZA STYKU ČELNÍHO SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY

5.6.1 MODEL GEOMETRIE

Na základě geometrie evolventního profilu zubu byl modelován konkrétní typ soukolí. Všechna řešení kontaktního tlaku byla provedena pro polohu záběru ve valivém bodě. Geometrie byla vytvořena v programu PTC CREO 3.0 pomocí rovnice přímky dané evolventy, kolo s vodící křivkou je zobrazeno na obr 43.



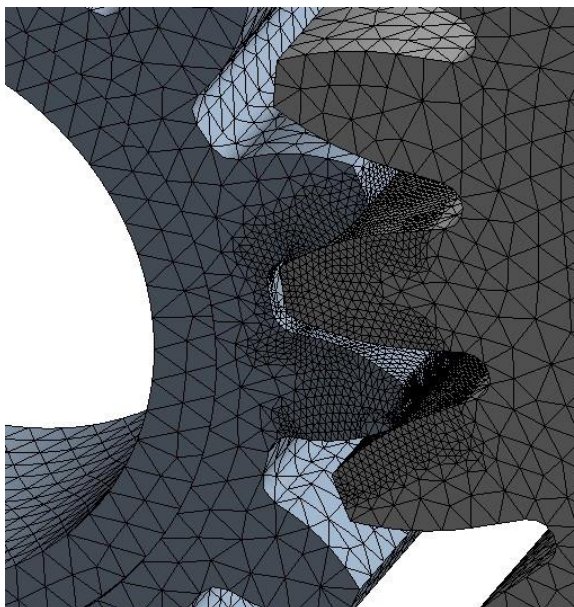
Obr. 43 Zobrazení vodící křivky při tvorbě ozubení v programu PTC CREO 3.0

5.6.2 MATERIÁLOVÝ MODEL

Navrhovaná ozubená kola jsou z oceli 16.220, proto byl materiál uvažován jako homogenní, izotropní a lineárně elastický s modulem pružnosti v tahu $E = 210 \text{ GPa}$ a Poissonovým číslem $\mu = 0,3$.

5.6.3 TVORBA SÍTĚ MKP

Jestliže úloha řeší vzájemný kontakt těles, je nutné v okolí kontaktu dostatečně zjemnit síťování, aby bylo zamezeno problémům s konvergencí a zvýšila se přesnost výpočtu viz obr. 44. Přemrštěná hustota sítě však vede ke značnému navýšení výpočtového času (u prostorových úloh i několikanásobně). Síť na ozubených kolech byla vytvořena pomocí nástroje *Body Sizing* (1,5 mm prvky). Na kontaktních plochách byla síť zjemněná využitím funkce *Refinement*.

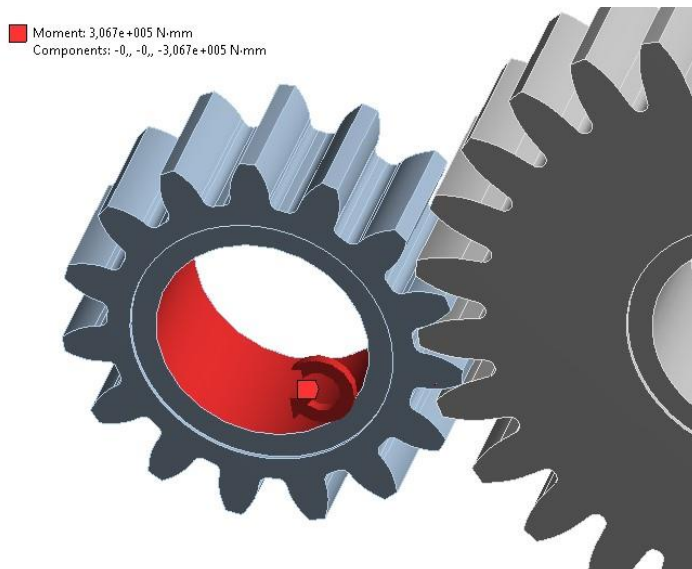


Obr. 44 Síťování ozubení v programu Ansys 14

Vytvořená síť má 716 284 uzlů a 496 561 prvků.

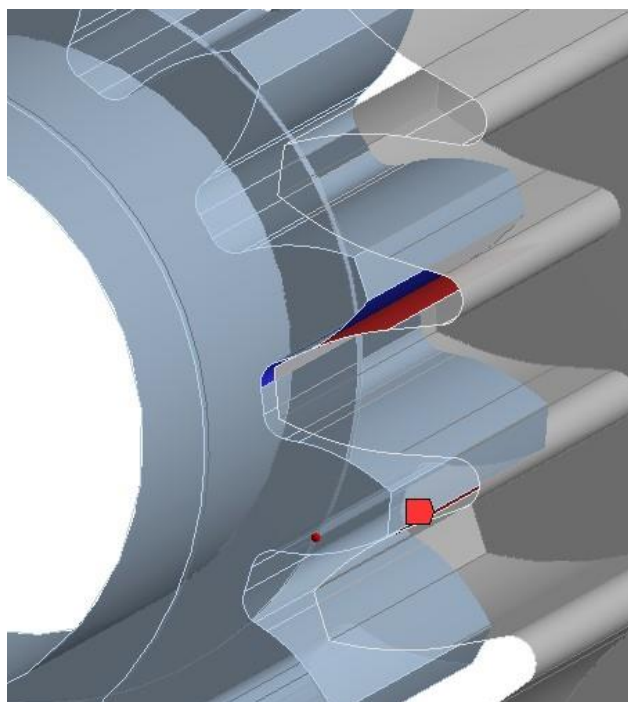
5.6.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Jako vstupní parametr pro simulaci styku ozubených kol je moment, vstupující od primárního kola, přes ozubení na koši spojky a vstupní hřídel převodovky na pastorek. Výpočet tohoto momentu je v kapitole 4.3.1. a pro první převodový stupeň je roven 306 700 Nmm.



Obr. 45 Definovaný moment na hnací kolo

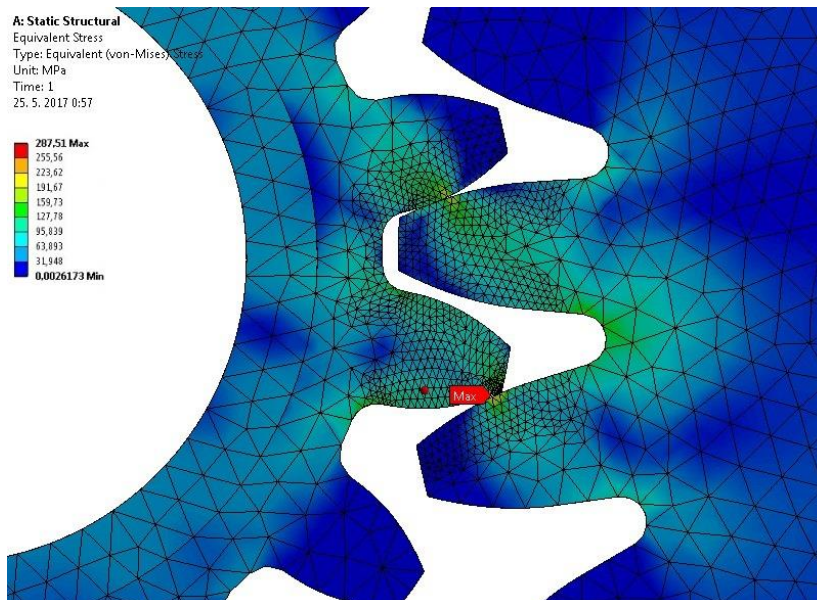
Dále bylo nutné definovat kontakt dvou těles. Tento kontakt bylo nutné vytvořit na alespoň dvou párech zubů, protože přenášený moment je přenášen dvěma páry zubů současně.



Obr. 46 Kontakt mezi ozubeními

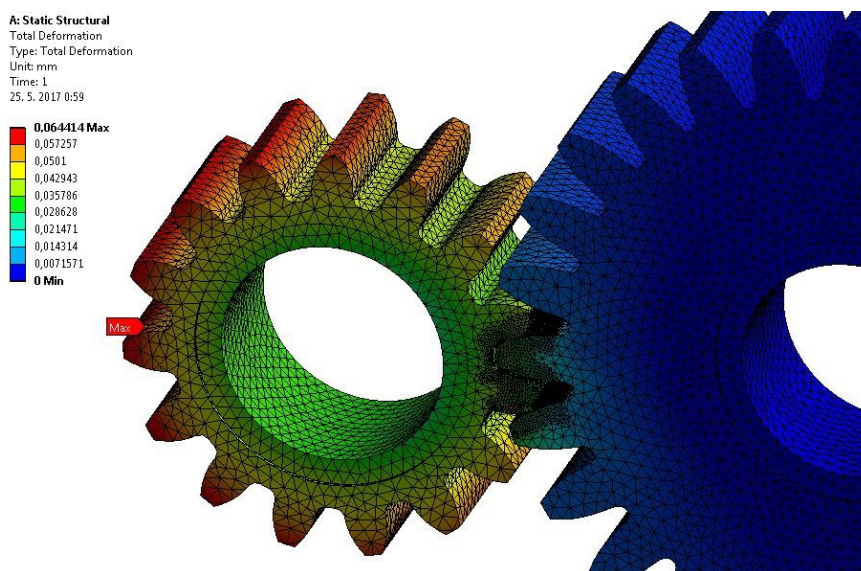
5.6.5 VYHODNOCENÍ STYKU OZUBENÝCH KOL

Napětí na stykových plochách bylo vyhodnoceno metodou Equivalent Stress (von-Mises). V místě styku na pastorku je napětí 287,51 MPa. Toto napětí ve styku zubů bylo konzultováno s výrobcem a bylo označeno jako přijatelné.



Obr. 47 Napětí na stykových plochách ozubení

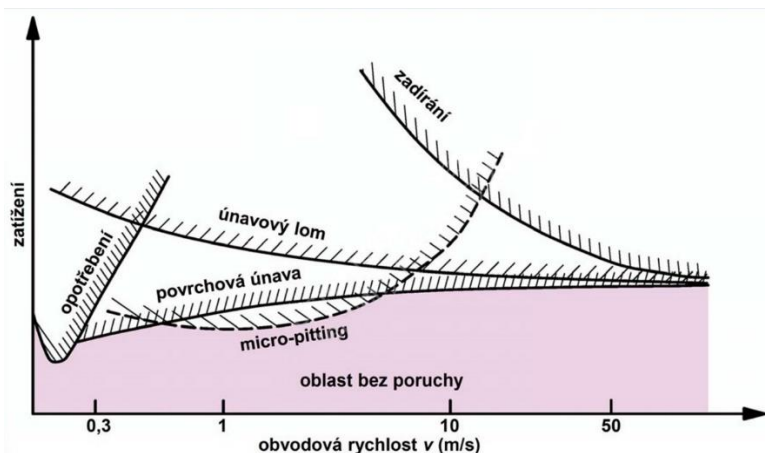
Pro úplnost této analýzy byla vykreslena i deformace jednotlivých ozubených kol. Deformace na ozubení pastorku nabývá hodnot maximálně 0,064 mm, což splňuje požadavky pro užití.



Obr. 48 Deformace ozubení v záběru

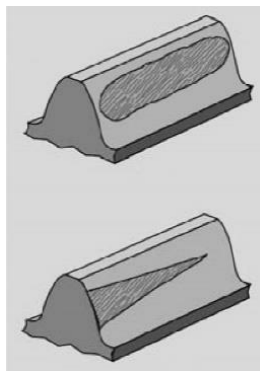
5.7 MOŽNÉ PORUCHY OZUBENÝCH KOL PŘEVODOVKY

Poruchy ozubených kol lze rozdělit do několika kategorií. Zejména se jedná o únavové poškození a poškození způsobená jinými faktory. Únavové poškození lze dělit na povrchovou únavu v místě dotyku a na únavový lom. Mezi jiné poškození patří například abrazivní opotřebení, či lom v důsledku přetížení. V grafu se nachází průběhy jednotlivých poškození v závislosti na obvodové rychlosti a zatížení. [8]



Graf 8 Závislost mezi zatížením, obvodovou rychlostí a typem poruchy [8]

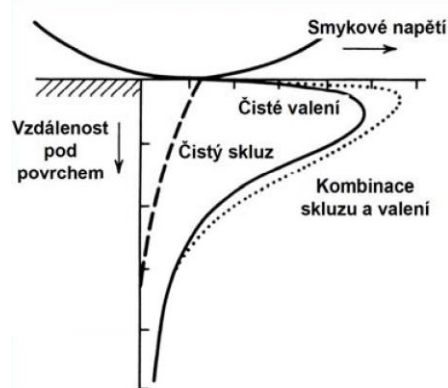
Teoreticky se v okamžiku záběru dvou zubů jedná o liniový kontakt, avšak ve skutečnosti má okamžitá kontaktní plocha při zatížení tvar úzkého obdélníku. Nepřesnosti v uložení, nepřesnosti ve výrobě a deformace jednotlivých hřídelů způsobují nerovnoměrné zatížení po šířce zubu. [8]



Obr. 49 Změna tvaru kontaktní oblasti vlivem nepřesnosti výroby uložení [8]

5.7.1 PITTING

Pitting, rozlišujeme na záběhový a únavový. Záběhový pitting vzniká na počátku provozu v důsledku nerovností povrchu zubu. Projevem jsou malé mělké jamky, po jejichž vzniku se jejich růst pozastaví a povrch zubu se uhladí. Dalším stádiem jamkové koroze je progresivní pitting, nastává v případě vyšších zatížení a pokračuje až do poškození celé plochy povrchů zubů. [8]



Obr. 50 Průběh smykového napětí pod povrchem kontakt [8]

5.7.2 OPOTŘEBENÍ A ZADÍRÁNÍ

Mezi nevratné poškození zubů patří i mírné opotřebení v důsledku zahlnění povrchových nerovností. Dále abrazivní opotřebení, které je zapříčiněno částicemi rozptýlenými v mazivu. Adhezivní opotřebení při vzniku mikro svarů a jejich následné porušení může vést až k místnímu zadření boku zubů. [8]

5.7.3 TRVALÉ DEFORMACE

Mezi trvalé deformace patří ohnutí, omáčknutí zubů, zvlnění nebo drobné rýhy na bocích zubů kolmo ke směru skluzu. Další fází pittingu je odlupování, projevující se spojením jamek a vytvořením kráterů. Nastává většinou u povrchově upravených ozubených kol (povrchové kalení, cementování, nitridování). [8]

5.7.4 POŠKOZENÍ LOMEM ZUBŮ

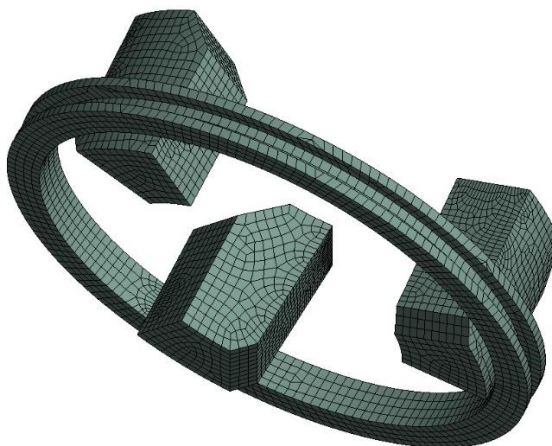
Lom vzniká v důsledku cyklického zatěžování nad mez únavové pevnosti materiálu. Podle charakteru se může jednat o křehký, houževnatý nebo polokřehký lom. Je iniciován zpravidla koncentrací napětí v oblasti patního přechodu zubu. Dalším typem odlomení zubu je odstříhnutí zubu. Vzniká v důsledku přetížení, vyskytuje se u ozubených soukolí, jejichž kola jsou vyrobena z materiálů o nízké pevnosti. [8]

5.8 ANALÝZA PŘENOSU TOČIVÉHO MOMENTU PŘES KAMENY ZUBOVÉ SPOJKY

Veškerý točivý moment je přenášen od ozubeného kola přes kameny na unašeč řadicí kulisy, který je pevně spojen s výstupním hřídelem. Tyto kameny jsou oproti sériovým kamenům po konzultaci s výrobcem značně odlišné. Zejména úhel v zámcích je 4° oproti sériovým 3° . Na každém kole jsou 3 kameny, které jsou rozmístěny rovnoměrně po 120° .

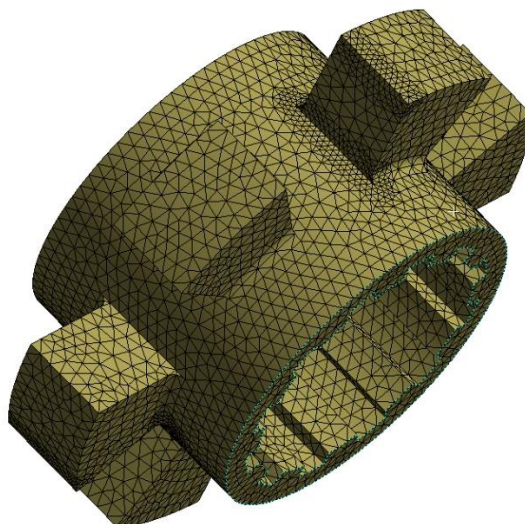
5.8.1 VYTVOŘENÍ SÍTĚ

Geometrie byla vysíťována použitím více nástrojů. Velikost prvků byla nastavena pro všechna tělesa v *Relevance Center* na *Fine*, a dále byla zjemněna o 40%. Blízko vetknutí byla použita mapovaná síť spolu s funkcí *Inflation*, jako přechod od jemné sítě blízko hran do objemu. Na stykové hraně unašeče kamenů a ozubeného kola se definoval *Edge Sizing* s rozdělením hrany na 200 prvků. Unašeč kamenů byl síťovaný metodou *Hex-Dominant*, avšak s možností tvorby *tetra prvků*.



Obr. 51 Vysít'ovaný unašeč kamenů

Místa ostrých přechodů na ozubeném kole, kameni a unašeci byly taktěž zjemněné funkcí *Edge Sizing* s rozdělením na 20 prvků na každé hraně.



Obr. 52 Vysít'ovaný unašeč řadicí kulisy

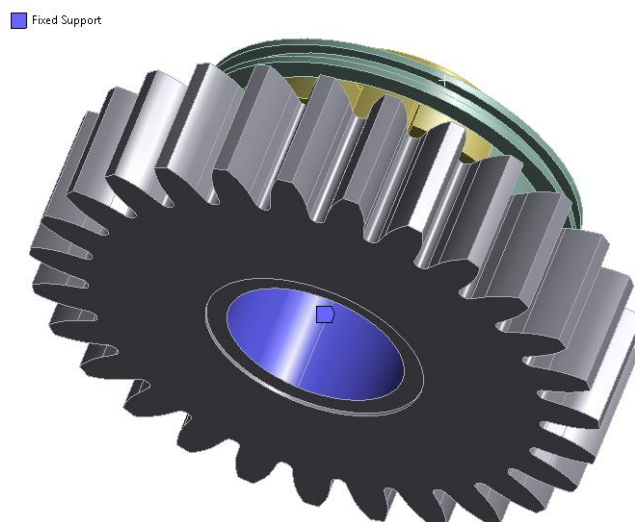
Počet vytvořených prvků a uzlů celé sestavy je uvedený v programu Ansys v tabulce *Statistics*

Tabulka 5 Počty prvků a nodů v sestavě

Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	307877
<input type="checkbox"/> Elements	179016
Mesh Metric	None

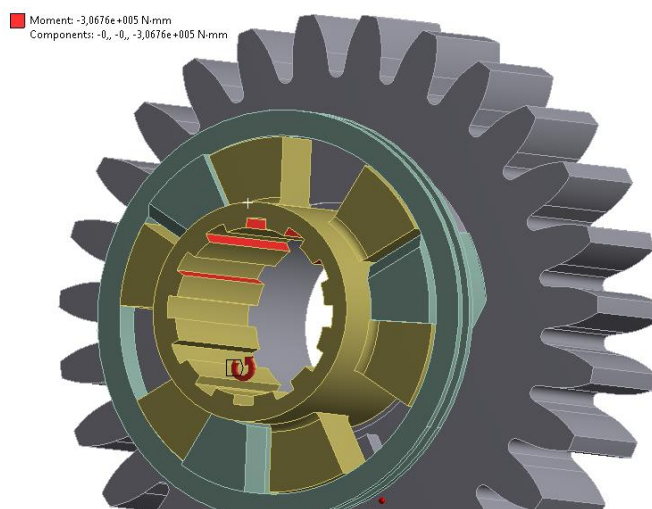
5.8.2 DEFINICE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Na ose ozubeného kola bylo definované vetknutí (*Fixed Support*)



Obr. 53 Definování vazeb v sestavě

Hnací moment 306 700 Nmm (vypočítaný v odstavci 4.3.1), přivedený na unašeč od hřídele, byl zdefinován na plochy drážkování, o které se drážkovaný hřídel opírá ve chvíli záběru.

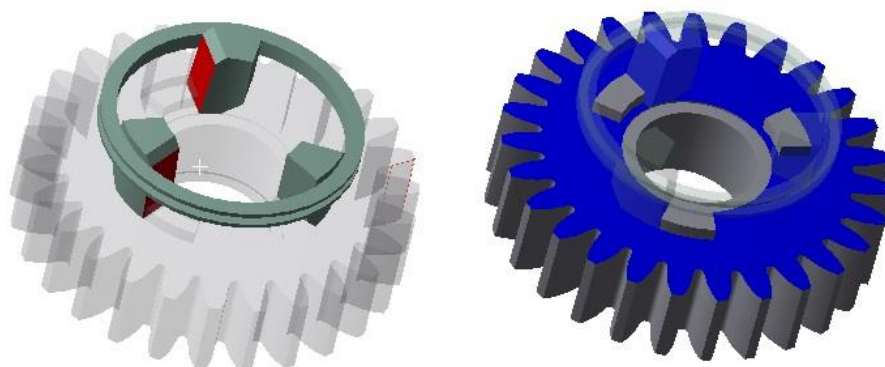


Obr. 54 Zatížení sestavy s unašečem

Z hlediska stabilizace výpočtu bylo nutné přidat dodatečné zamezení posunutí unašeče a ozubeného kola v axiálním směru pomocí vazby *Displacement*.

5.8.3 KONTAKTY MEZI TĚLESY

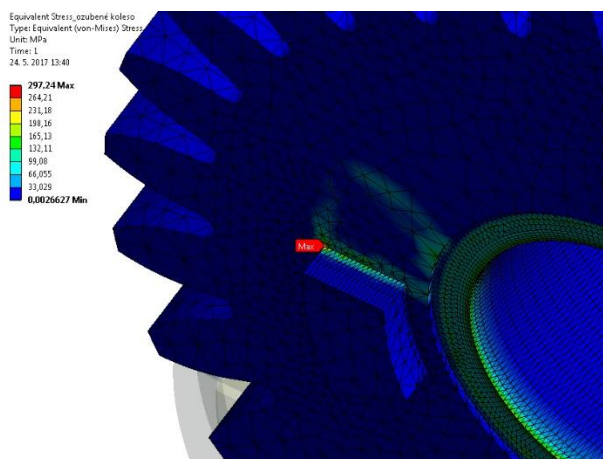
Při řešení byly užívány kontakty mezi kolem a kamenem, stejně jako styk unašeče s kameny viz obr. 55. Byly ponechány automaticky načítané kontaktní plochy s tím, že se nastavení kontaktů změnilo z *Bonded* na *Frictional* a se zdefinovaným koeficientem tření 0,2.



Obr. 55 Kontaktní plochy

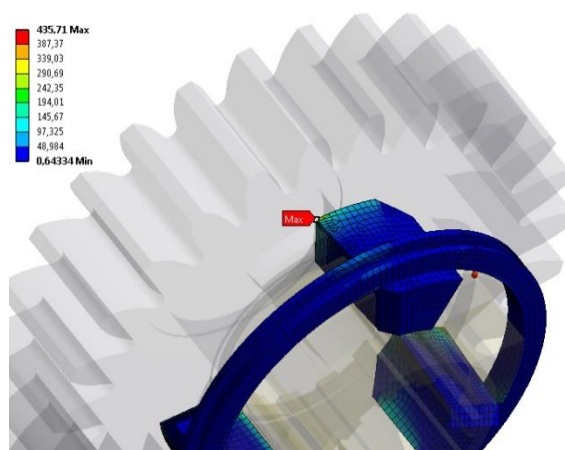
5.8.4 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY SESTAVY KOLA S KAMENY ZUBOVÉ SPOJKY

Na kameni ozubeného kola bylo největší napětí v patě kamene 297,24 MPa.



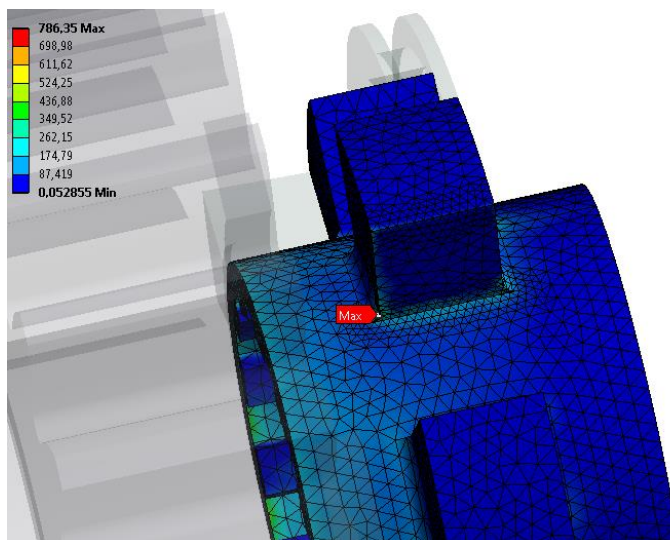
Obr. 56 Napětí na kameni ozubeného kola

Napětí na kameni zubové spojky je 435,71 MPa.



Obr. 57 Napětí na kameni zubové spojky

Analýza přenosu momentu z ozubeného kola na unašeč kamenů ukázala, že maximální napětí v unašeči vznikají právě na hranách kontaktních ploch. Toto místo je však singulárním bodem, jestliže se nachází mezi dvěma kolmými plochami v místě přechodu bez zaoblení, takže daný výsledek není brán jako vypovídající.

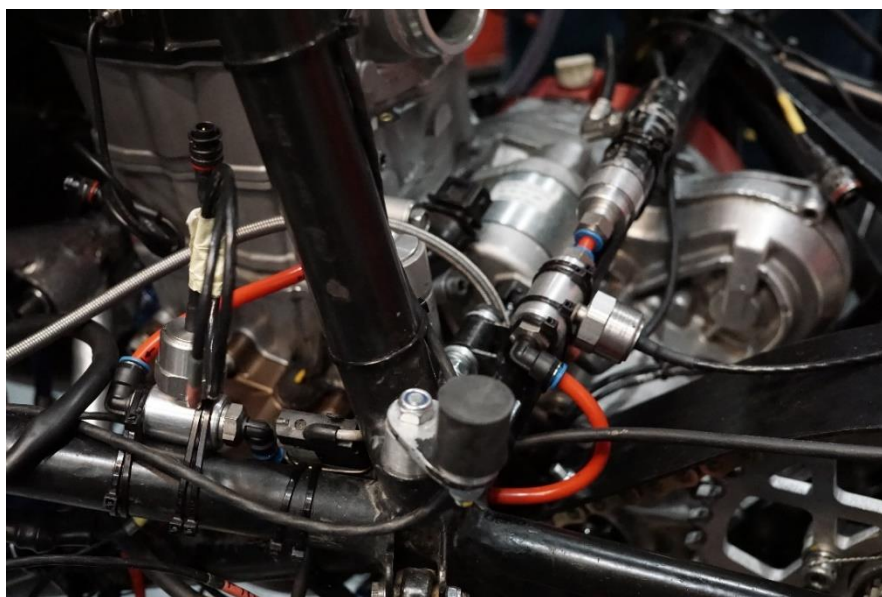


Obr. 58 Napětí na unašeči řadící kulisy

Po konzultaci s výrobcem ozubených kol na základě jeho praktických zkušeností, byla všechna vypočítaná napětí považována za vyhovující i vzhledem k životnosti převodovky, která by měla být pro potřeby týmu TU Brno Racing přibližně 5000 km.

6 ZHODNOCENÍ NAVRŽENÉ KONSTRUKCE

Při návrhu převodového ústrojí bylo zapotřebí nejdříve zanalyzovat naměřená data z předchozích let. Hlavními parametry pro analýzu řazení jsou otáčky motoru, gear position, gearUpshiftOutput, gearDownshiftOutput, gearCutRequest, tps a další. Pro testování převodového ústrojí byly na vůz přidány dva tlakové senzory na pneumatický mechanismus řazení. Jeden byl umístěn hned za regulátor a druhý mezi ventil a řadící válec. Jelikož děje v motoru a převodovém mechanismu probíhají velice rychle, je nutné pro dobrou rozlišitelnost snímat data na 1000 Hz.



Obr. 59 Instalace tlakových senzorů na vůz Dragon 6 pro účel testování převodovky

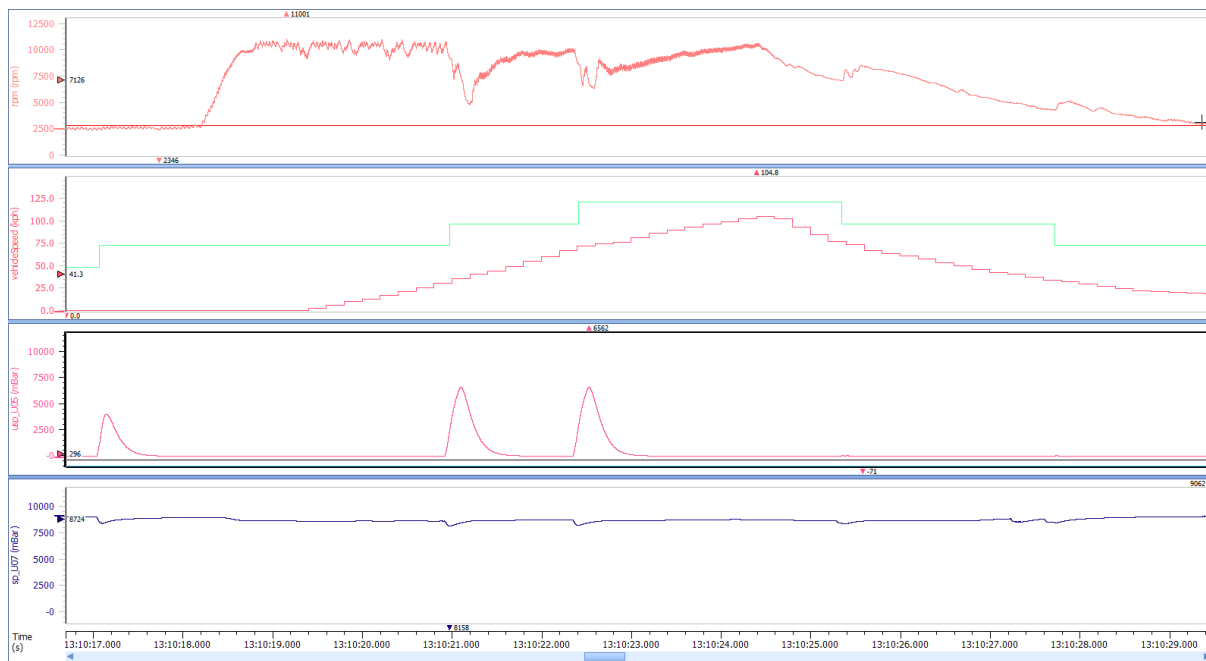
6.1 VÝROBA PŘEVODOVKY S NAVRŽENÝM OdstupňOVÁNÍM

Jelikož je vývoj a výroba převodovky s bezprodlevovým mechanismem Zeroshift velice nákladná a časově náročná, byla vyrobena převodovka s navrženým odstupňováním, kterou je možné použít se sériovými vidličkami a hřídeli. Jednotlivá kola, řadící bubínek a celý mechanismus byl výrazně odlehčen. Momenty setrvačnosti jednotlivých ozubených kol byly sníženy a celková setrvačnost pomohla k rychlejší odezvě mechanismu.



Obr. 60 Vyrobena převodovka s navrženými převodovými poměry

Z následujících dat z testování akcelerace (program LifeView) lze vykreslit několik grafů. Jsou to otáčky motoru, odstupňování jednotlivých převodů spolu s rychlostí vozidla a již zmíněné dva tlakové senzory v závislosti na čase. Z jednotlivých grafů je patrné, že odstupňování převodů odpovídá navrženému pilovému diagramu. Navrhované rychlosti vozu v požadovaném čase nebylo dosaženo z důvodu zhoršených trakčních podmínek, zejména z důvodu nedostatečného prohřátí pneumatik Continental C16 v chladných zimních podmínkách.



Graf 9 Naměřená data z testování převodovky březen 2017

Kde: rpm...otáčky za minutu

Vehiclespeed...rychlost vozidla [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]

Usp_U05...tlak mezi řadicím ventilem a válcem [mbar]

Sp_U07...tlak mezi nízkotlakým regulátorem a ventilem [mbar]

6.2 3D TISK JEDNOTLIVÝCH PROTOTYPŮ PŘEVODOVKY ZEROSHIFT

Prototypy jednotlivých dílů v různých fázích vývoje byly několikrát tištěny na 3D tiskárně zapůjčené od firmy MCAE. Takto vytvořené prototypové díly byly osazeny na motor a byla testována jejich bezpečná a spolehlivá funkce. Toto řešení usnadňuje, urychluje a hlavně zlevňuje vývoj jednotlivých komponent, avšak povrch jednotlivých součástí nedosahuje takové kvality, aby bylo možné otestovat axiální vůle jak jednotlivých kol, tak celého mechanismu.



Obr. 61 Plastový prototyp převodovky Zeroshift v motoru Husqvarna FE 501

6.3 PŘEVODOVKA PRO VŮZ DRAGON 7

V této fázi je převodovka po všech konzultacích s výrobcem přichystána do výroby, avšak vzhledem k vysokým nákladům na výrobu a celkové náročnosti otestování celého systému před závody je nyní na rozhodnutí celého týmu, zda se vývoj monopostu Dragon 7 a popřípadě Dragon 8 vydá ke zlepšení svých výsledků cestou bezprodlevového řazení.

ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce bylo vytvoření koncepčního modelu řadícího mechanismu pro aplikování na vůz Dragon 7. Nejprve bylo nutné analyzovat velké množství nasbíraných dat a vytyčit si cíle pro vývoj nové převodovky. Na vůz byly pro účely této práce přidány dva senzory pro lepší analýzu chování převodového ústrojí.

V této práci byly shrnuty výhody a nevýhody různých systémů bezprodlevových převodovek, nebo převodovek s velice krátkou dobou přerušení toku točivého momentu. Z daných variant uvažovaných pro stanovené potřeby týmu byla vybrána jako nejlépe vyhovující pro vůz kategorie Formula Student/SAE, převodovka se speciálními zubovými spojkami Zeroshift.

Tato varianta byla dále rozpracována s ohledem na zástavbové rozměry bloku motoru a byly provedeny návrhové a kontrolní výpočty kritických součástí vnitřního mechanismu řazení. Dále byl predikován přínos navrhovaných změn pro zrychlení vozu v disciplíně akcelerační a výpočtem stanovený celkový čas disciplíny.

Bylo navrženo a vyrobeno ovládání mechanické spojky, které je o 0,3 kg lehčí a umožňuje budoucí ovládání spojky pomocí elektrického aktuátoru.

Podle navrženého a nasimulovaného odstupňování byla vyrobena třístupňová převodovka, jež je kompatibilní se sériově vyráběnými hřídeli a vidličkami a je využívána v monopostu Dragon 7.

Všechny body zadání byly splněny, vývoj a výroba převodovky se systémem Zeroshift nadále pokračuje.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.
- [2] HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1- 56091-734-2.
- [3] KÖEHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.
- [4] HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7- 68-5.
- [5] SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.
- [6] JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.
- [7] Formula Student Rules 2017. *Formula Student Rules 2017: FSG Rules* [online]. 2017, , 128 [cit. 2017-05-03].
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] *Seamless AMT offers efficient alternative to CVT* [online]. , 4 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z:
<http://www.zeroshift.com/pdf/Seamless%20AMT%20Offers%20Efficient%20Alternative%20To%20CVT.pdf>
- [10] RICHTER, Tomáš. *Bezprodlevová převodovka* [online]. 2008 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: http://www.formule.cz/formule/index.php?obsah=zobraz&id_clanku=10571
- [11] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009. ISBN 978-80-87143-12-4
- [12] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [13] *FESTO* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: https://www.festo.com/cms/cs_cz/index.htm
- [14] *GEAR SENZOR: contelec* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.contelec.ch/nc/en/products.html?action=details&pfam=Vert-X%2013E&typ=Vert-XE&bid=&cHash=5e60bba4aed5e18059691ee3afa17ee5>

- [15] *Wave spring* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://www.smalley.com/wave-springs/crest-crest-shim-ends>
- [16] ŠEVČÍK, Martin. *Výpočtoví modelování deformačně napěťových stavů čelního soukolí pomocí MKP*. Brno, 2008. Diplomová práce. VUT FSI. Vedoucí práce Ing. MARTIN VRBKA, Ph.D.
- [17] MIČKAL, Karel. *Strojnictví: části strojů pro učební a studijní obory SOU a SOŠ : učební text pro studijní obory strojírenského zaměření*. Praha: Sobotáles, 1995. ISBN 80-859-2001-8.
- [18] *KAPS AUTOMATIC: rozdělení typů automatických převodovek* [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.kaps.cz/sluzby/opravy-prevodovek/rozdeleni-typu-automatickych-prevodovek>
- [19] Panoramic picture [online]. © 2016 Formula Student Germany [cit. 12.1.2017] Dostupné z: <http://media.formulastudent.de/FSG16/Hockenheim-2016/Panoramic-Picture/i-TXwsH7m/A>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ω_1	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost vstupního kola
ω_2	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost výstupního kola
Z_β	[x]	Součinitel vlivu sklonu zubu
Z_ε	[x]	Součinitel délky dotykových křivek boků zubů (trvání záběru)
α_{1packy}	[°]	Ovládací úhel rukojeti spojky
α_{packy}	[°]	Natočení vačky pro dosažení zdvihu
α_z	[°]	Úhel záběrové přímky
σ_{Fn}	[MPa]	Nominální napětí podle Lewis
σ_H	[MPa]	Hertzův tlak
σ_{Hertz}	[MPa]	Maximální kontaktní tlak podle Hertzovy teorie
μ	[x]	Poissonův poměr
A_{horni}	[mm]	Horní rameno rukojeti ovládání spojky
a_v	[ms ⁻²]	Zrychlení vozidla
b	[mm]	Šířka kontaktní plochy zubové spojky
b	[mm]	Šířka vetknutého nosníku
B_{spodni}	[mm]	Spodní rameno rukojeti ovládání spojky
b_w	[x]	Pracovní šířka ozubení
$C_{chodpacky}$	[mm]	Zdvih na ovládání rukojeti
D	[mm]	Vrtání válce
d_1	[x]	Průměr roztečné kružnice pastorku
D_S	[mm]	Střední průměr drážkového profilu
$D_{stredniprumerkamene}$	[mm]	Střední průměr kamene
E	[GPa]	Modul pružnosti v tahu
$F_{1Kamene}$	[N]	Síla na kameny 1 kola
F_A	[mm]	Axiální síla na kameni
F_H	[N]	Síla hnací
$F_{KameneAxiální}$	[N]	Axiální síla vyvolaná kamenem
F_n	[N]	Zatěžující styková síla
F_p	[N]	Přebytek síly
F_{paky}	[N]	Výsledná síla nutná k pohybu ovládání rukojeti spojky
F_{pmax}	[N]	Síla od tlaku plynů
F_r	[N]	Radiální síla

$F_{\text{sílanakoncipacky}}$	[N]	Síla na lanku spojky
F_{spojky}	[N]	Síla nutná pro rozepnutí spojky
F_T	[mm]	Točivá síla na kameni
F_t	[N]	Obvodová síla na roztečném průměru
h	[mm]	Skutečná opěrná výška drážky
h	[mm]	Délka vetknutého nosníku
h_z	[mm]	Výška zubu
i_1	[x]	Převodový poměr 1. rychlostního stupně
i_2	[x]	Převodový poměr 2. rychlostního stupně
i_3	[x]	Převodový poměr 3. rychlostního stupně
i_c	[x]	Celkový převodový poměr
i_i	[x]	Převodový poměr pro konkrétní rychlostní stupeň
i_{Primarni}	[x]	Primární převod motoru
i_{stp}	[x]	Převodový poměr stálého převodu
K_A	[x]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_{Fv}	[x]	Součinitel vnitřních dynamických sil (kmitání ozubení)
$K_{F\alpha}$	[x]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{F\beta}$	[x]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubu
K_{Hv}	[x]	Součinitel vnitřních dynamických sil (kmitání ozubení)
$K_{H\alpha}$	[x]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{H\beta}$	[x]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce zubu
K_t	[x]	Součinitel koncentrace napětí
$l_{\text{drakovani}}$	[mm]	Délka dotyku mezi boky drážek hřídele náboje
$L_{\text{chodpacky}}$	[mm]	Zdvih na spodní straně ovládání rukojeti
$L_{\text{packynaspojce}}$	[mm]	Rameno ovládání vačky spojky
L_{prilehle}	[mm]	Přilehlá vzdálenost ramena ovládání vačky
M_1	[Nm]	Moment na 1 převodovém stupni
M_2	[Nm]	Moment na 2 převodovém stupni
M_3	[Nm]	Moment na 3 převodovém stupni
M_{Motoru}	[Nm]	Moment motoru
m_n	[mm]	Normální modul ozubení
$M_{\text{naovladacipace}}$	[Nm]	Moment na vačce ovládání spojky
m_v	[kg]	Hmotnost vozidla

$M_{Vvstupni}$	[Nm]	Moment vstupní
n_m	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
p	[Nm]	Tlak na kameny
$p_{drážkovani}$	[MPa]	Tlak na bocích drážkování
P_m	[kW]	Výkon motoru
p_{max}	[Pa]	Tlak plynů
r_1	[mm]	Poloměr roztečné kružnice kola 1
r_2	[mm]	Poloměr roztečné kružnice kola 2
r_3	[mm]	Poloměr roztečné kružnice kola 3
r_d	[mm]	Dynamický poloměr kola
R_e	[mm]	Vnější průměr kamene
r_f	[mm]	Poloměr zaoblení paty zubu
R_i	[mm]	Vnitřní průměr kamene
rpm	[ot*min ⁻¹]	Otáčky motoru
R_s	[mm]	Střední průměr kamene
r_{vacky}	[mm]	Poloměr vačky ovládání spojky
s_f	[mm]	Tloušťka vetknutého nosníku
T_1	[Nm]	Krouticí moment na vstupním kole
T_2	[Nm]	Krouticí moment na výstupním kole
t_z	[mm]	Tloušťka zubu v místě patního přechodu
v	[km/h]	Rychlost vozidla
Vehiclespeed	[km*h ⁻¹]	Rychlost vozidla
Y	[x]	Lewisův faktor
Y_{FS}	[x]	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
Y_β	[x]	Součinitel sklonu zubu
Y_ε	[x]	Součinitel vlivu záběru profilu
Z_{1Kolo}	[x]	Počet zubů na 1 výstupním ozubeném kole
$Z_{1Pastorek}$	[x]	Počet zubů na 1 vstupním ozubeném kole
Z_{2Kolo}	[x]	Počet zubů na 2 výstupním ozubeném kole
$Z_{2Pastorek}$	[x]	Počet zubů na 2 vstupním ozubeném kole
Z_{3Kolo}	[x]	Počet zubů na 3 výstupním ozubeném kole
$Z_{3Pastorek}$	[x]	Počet zubů na 3 vstupním ozubeném kole
Z_E	[x]	Součinitel materiálu (chemické vlastnosti spoluzabírajících kol)

Z_H	[x]	Součinitel tvaru zubů (tvar spoluzabírajících boků zubů)
$Z_{\text{PrimarVstup}}$	[x]	Počet zubů primárním kole
$Z_{\text{PrimarVýstup}}$	[x]	Počet zubů na koši spojky
Z_{spojky}	[mm]	Zdvih spojky
η	[x]	Účinnost převodového ústrojí
ϑ	[x]	Součinitel vlivu rotačních hmot
α_{Kamene}	[°]	Zkosení kamene

SEZNAM PŘÍLOH

Obr. 1 Úspěchy týmu TU Brno Racing v sezóně 2016	11
Obr. 2 Panoramatické foto týmů na Formula Student Germany [19]	12
Obr. 3 Vozy týmu TU Brno Racing, monoposty D1 až D5	13
Obr. 4 Trať disciplíny skid pad [7].....	15
Obr. 5 Kuželové variátory [3]	18
Obr. 6 Toroidní variátor [17].....	19
Obr. 7 Automatická převodovka [18].....	20
Obr. 8 Dvoustupňová převodovka DSG [18].....	20
Obr. 9 Řadící spojky Zeroshift [9].....	21
Obr. 10 Zeroshift pozice neutrálu.....	21
Obr. 11 Zeroshift předřazený 1. rychlostní stupeň	22
Obr. 12 Zeroshift dořazený 1. rychlostní stupeň	22
Obr. 13 Zeroshift stále zařazený 1. rychlostní stupeň	23
Obr. 14 Zeroshift okamžik, kdy jsou zařazeny oba rychlostní stupně	23
Obr. 15 Zeroshift vyřazení 1. rychlostního stupně	24
Obr. 16 Zeroshift dořazení 2. rychlostní stupeň	24
Obr. 17 Sestava řazení	28
Obr. 18 Řez ovládním mechanické spojky	29
Obr. 19 Parametry výpočtu ovládním spojky	29
Obr. 20 Průběh zdvihu prvního návrhu spojky.....	31
Obr. 21 Průběh zdvihu druhého návrhu spojky	31
Obr. 22 Ovládním mechanické spojky (nalevo rukojeť s uložením, napravo pákový mechanismus mechanické vačky)	32
Obr. 23 Sestava mechanismu Zeroshift.....	32
Obr. 24 Primární převod motoru	33
Obr. 25 Odstupňování převodovky v programu GT-POWER	35
Obr. 26 Scanování motoru Husqvarna FE 501 scannerem Atos 2M	40
Obr. 27 Zobrazení důležitých rozměrů získaných scanováním.....	41
Obr. 28 Motor Husqvarna FE 501 na motorové zkušebně SuperFlow SF 902	42
Obr. 29 Vlnová pružina [15].....	44
Obr. 30 Uložení vidličky mezi Wave Spring	45
Obr. 31 Zkosení na zadní straně řadících kamenů.....	45
Obr. 32 Sestava převodovky Zeroshift	46
Obr. 33 Návrh kola s vnějšími a vloženými kameny	47
Obr. 34 Řadící bubínek.....	48
Obr. 35 Řadící vidlička.....	48
Obr. 36 Aretace řadící kulisy.....	48
Obr. 37 Gear senzor Vert-X 13E [14]	49
Obr. 38 Kalibrace gear senzoru pro jednotlivé převodové stupně programu LifeCal.....	49
Obr. 39 Řadící kulisa	50
Obr. 40 Názvosloví ozubeného kola [8].....	53
Obr. 41 Silové poměry ve valivém bodě [16]	53
Obr. 42 Schéma zatížení nahrazeného vetknutým nosníkem [8]	57
Obr. 43 Zobrazení vodící křivky při tvorbě ozubení v programu PTC CREO 3.0	60
Obr. 44 Síťování ozubení v programu Ansys 14	60
Obr. 45 Definovaný moment na hnací kolo	61
Obr. 46 Kontakt mezi ozubeními	61

Obr. 47 Napětí na stykových plochách ozubení	62
Obr. 48 Deformace ozubení v záběru	62
Obr. 49 Změna tvaru kontaktní oblasti vlivem nepřesnosti výroby uložení [8].....	63
Obr. 50 Průběh smykového napětí pod povrchem kontakt [8].....	64
Obr. 51 Vysíťovaný unašeč kamenů	65
Obr. 52 Vysíťovaný unašeč řadicí kulisy	65
Obr. 53 Definování vazeb v sestavě	66
Obr. 54 Zatížení sestavy s unašečem.....	66
Obr. 55 Kontaktní plochy	67
Obr. 56 Napětí na kameni ozubeného kola.....	67
Obr. 57 Napětí na kameni zubové spojky.....	67
Obr. 58 Napětí na unašeči řadicí kulisy.....	68
Obr. 59 Instalace tlakových senzorů na vůz Dragon 6 pro účel testování převodovky	69
Obr. 60 Vyrobená převodovka s navrženými převodovými poměry	69
Obr. 61 Plastový prototyp převodovky Zeroshift v motoru Husqvarna FE 501	71