

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Úprava stávající převodovky vozu Formula Student

Design modification of Formula Student gearbox

Autor: Michal Slaný

Vedoucí práce: Ing. Jiří Pakosta

2014/2015

Zadání

Zadání

Abstrakt

Tato bakalářská pojednává o konstrukčních úpravách a opatřeních převodovky motoru Yamaha YZF-R6 pro vůz kategorie Formula SAE. Věnuje se návrhu a výpočtu nových rychlostních stupňů a řešení problémů s řadícím mechanismem. Výsledky této práce by měly být použity při vývoji formule FS.07 týmu CTU CarTech působícím na Fakultě Strojní ČVUT v Praze.

Abstract

This bachelor thesis deals with design changes and modifications of the Yamaha YZF-R6 engine gearbox for a Formula SAE vehicle category. Devote to construction and calculations of the new speed gears and solves problems with shifting mechanism. The results of this thesis will be used during a development of formula FS.07 by the team CTU CarTech from Czech Technical University in Prague.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Praze dne

.....
podpis

Poděkování

Chtěl bych poděkovat, kteří mně neustále podporují při studiu i při práci na projektu Formule Student. Hlavně děkuji Ing. Jiřímu Pakostovi, bez kterého by tato práce nikdy nevznikla.

Seznam použitých zkratk

FS Formula Student

CVT Převodovka s plynule měnitelným převodovým poměrem

Seznam použitých veličin

a	m/s^2	Zrychlení
c_a	1	Součinitel hlavové vůle ozubení
c_x	1	Součinitel odporu vzduchu
f	1	Koeficient tření
F	N	Zatěžující síla
g	m/s^2	Gravitační zrychlení
h_a	1	Součinitel výšky hlavy zubu
h_f	1	Součinitel Výšky paty zubu
i	1	Převodový poměr
K_A	1	Součinitel vnějších dynamických sil
m	kg	Hmotnost
m	1	Modul zubu
m_p	kg/kWh	Měrná spotřeba
n	ot./min	Otáčky za minutu
O	N	Odpor proti pohybu
P	W	Výkon
r_a	1	Součinitel zaoblení paty zubu
q_F	1	Exponent Wöhlerovy křivky v ohybu
q_H	1	Exponent Wöhlerovy křivky v dotyku
r_D	m	Dynamický poloměr pneumatiky
S_F	1	Bezpečnost ozubení v ohybu
S_H	1	Bezpečnost ozubení v dotyku
S_x	m^2	Čelní plocha vozidla
t	s	Čas
v	km/h	Rychlost

x	1	Jednotková korekce ozubeného kola
z	1	Počet zubů ozubeného kola
α	$^{\circ}$	Úhel stoupání vozovky; úhel záběru ozubení
ϵ_{α}	1	Součinitel trvání záběru
ζ	1	Součinitel rotačních hmot
η	1	Účinnost
ρ_v	$\text{kg}\cdot\text{m}^3$	Hustota vzduchu
σ	N/mm^2	Normálové napětí
τ	N/mm^2	Tečné napětí
φ	$^{\circ}$	Úhlový rozměr

Obsah

1	Úvod.....	14
2	Pravidla soutěže Formula Student/SAE.....	14
3	Uspořádání pohonů používané ve FS.....	15
3.1	Alternativní uspořádání.....	16
4	Převodová ústrojí motocyklových motorů.....	21
4.1	Vícetupňová sekvenčně řazená převodovka.....	21
4.1.1	Řadicí mechanismus.....	22
4.1.2	Principy ovládání bubínku.....	24
5	Parametry pohonného ústrojí FS.06.....	26
6	Charakteristiky pohonné ústrojí.....	27
6.1	Kinematická charakteristika.....	27
6.2	Trakční charakteristika.....	29
7	Nedostatky předchozích návrhů.....	31
8	Analýza možných řešení.....	34
9	Navrhované změny.....	36
10	Podmínky pro výpočet.....	36
11	Návrh převodových poměrů.....	39
11.1	Skutečné převodové poměry.....	42
12	Charakteristiky pohonu FS.07.....	43
13	Pevnostní výpočet ozubení.....	44
13.1	Zatížení.....	44
13.1.1	Zadání geometrie.....	46
13.1.2	Materiál.....	47
14	Výsledky výpočtu.....	48
14.1	2. rychlostní stupeň.....	48
14.2	Kontrola soukolí 1. rychlostního stupně.....	49
15	Zubové spojky.....	50
16	Řadicí bubínek.....	52
17	Hmotnostní úspora.....	55
18	Závěr.....	56

1 Úvod

Během své práce na projektu Formule student v týmu CTU CarTech Fakulty strojní ČVUT v Praze jsem se rozhodl zaměřit na problematiku konstrukce pohonného ústrojí. Toto odvětví mi přišlo opomíjené vzhledem k ostatním konstrukčním celkům jako motor, šasi, kolová skupina atd. Dle mého názoru byla v této oblasti vždy nalézána řešení, která ale nebyla dále analyzována a rozvíjena. Přestože na převodová ústrojí bylo vytvořeno několik diplomových prací, nedošlo k realizaci jejich závěrů, protože nepředkládaly konkrétní řešení, případně tyto řešení nikdy nebyly skutečně použity.

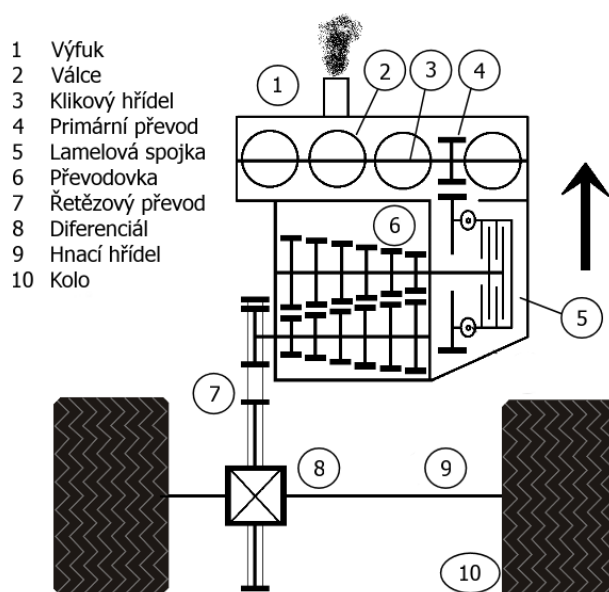
V této práci bych tak rád ukázal možná řešení problematiky pohonného ústrojí u vozů současných týmů zabývajících se soutěží Formule Student. Dále bych se chtěl věnovat problematice návrhu a konstrukce převodového ústrojí pro formuli FS.07, které by mělo reflektovat problémy a nedostatky doposud vyrobených monopostů. Následně se budu snažit, aby došlo k uvedení těchto konstrukčních opatření do praxe.

2 Pravidla soutěže Formula Student/SAE

Pravidla soutěže v odstavci T8.3 „Transmission a Drive“ tedy „Převodovka a pohon“ doslova říkají „Any transmission and drivetrain may be used“. Je tedy možné použít libovolného převodového ústrojí a je tak tedy zcela ponecháno na konstruktérovi, pro jakou kombinaci pohonné ústrojí se rozhodne. Dodal bych, že právě i přes tuto volnost, která není v pravidlech úplně obvyklá, se ustálilo až na výjimky níže jen několik řešení.

3 Uspořádání pohonů používané ve FS

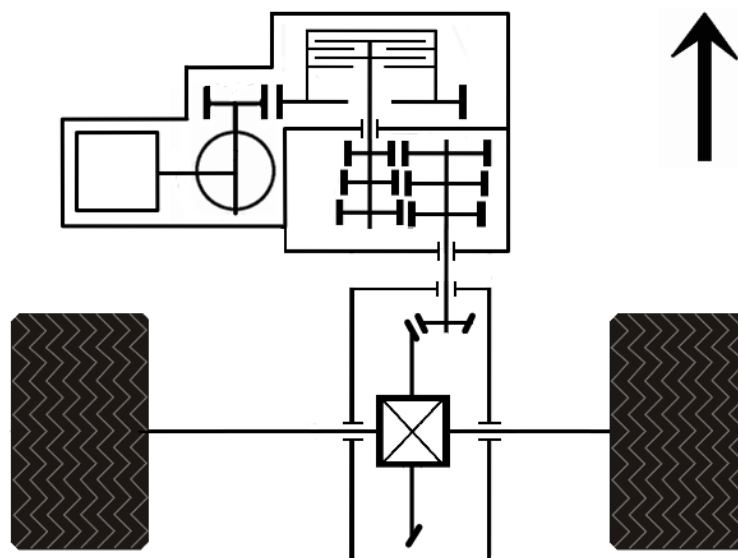
Pohon vozidel Formule Student se spalovacím motorem je ve většině případů realizován za pomoci motocyklového motoru s převodovou skříní vestavěnou v bloku motoru. Často se jedná o sekvenčně řazené převodovky s původně šesti rychlostními stupni, jejichž řazení bývá pro použití ve formuli robotizováno na místo původního ručního ovládní. Nejčastěji jsou upraveny pro použití pouze tří nebo čtyř rychlostních stupňů, protože je rozsah rychlostí na okruhu menší než jaký dosahují motocykly v běžném provozu a momentová charakteristika motoru bývá díky úpravám plošší. Týmy využívají buď původních sériových převodů, nebo si navrhují ozubená soukolí splňující jejich potřeby. Výkon je na zadní nápravu přenášen řetězovým nebo řemenovým převodem. Jedná se o řešení, které je možné jednoduše provozovat i s většinou komponentů zachovaných z původního motocyklu. Vhodnými úpravami je však možné díky správnému využití součinitele přilnavosti pneumatiky a schopnosti využít maximální výkon motoru v co největším rozsahu rychlostí dosáhnout dynamičtějšího chování vozu. Zároveň je možné pilotovi formule poskytnout dostatečnou jednoduchost ovládní ať už samotné převodovky nebo pohybu celého vozidla díky správnému rozdělení rychlostních stupňů.



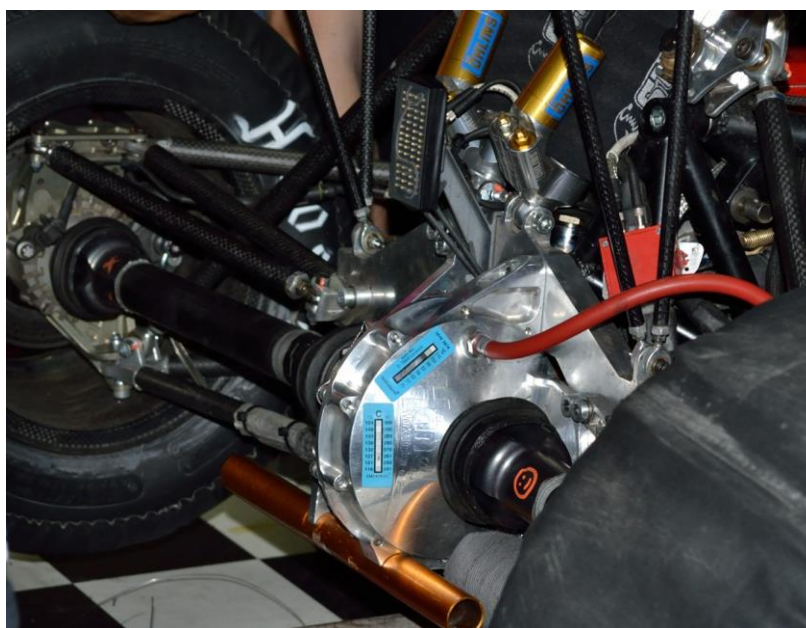
Obr. 1: Schéma standardního řešení pohonu

3.1 Alternativní uspořádání

Velice zajímavým uspořádáním je podélná zástavba vidlicového dvouválce Aprilia s rozvodovkou používající kuželová kola. Velice kompaktní řešení, které zmenšuje podélné rozměry celého pohonu na naprosté minimum. Touto konstrukcí je známý tým High-Octane Motorsports e.V. Erlangen-Nürnberg.

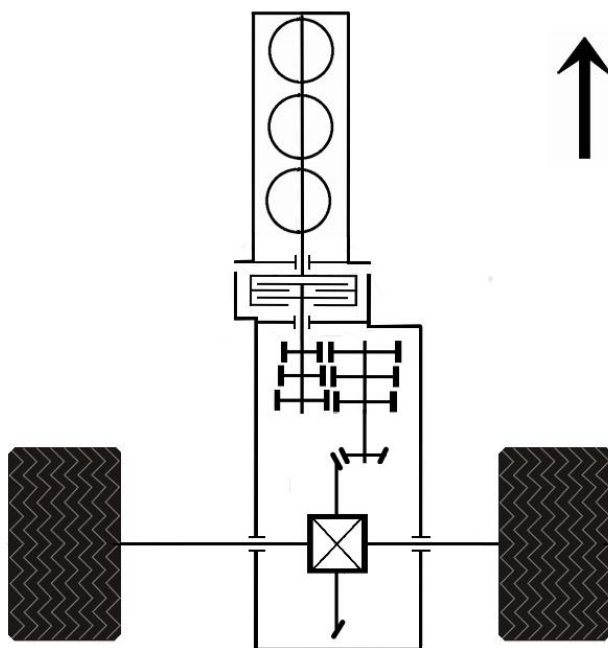


Obr. 2: Schéma dvouválce s kuželovým soukolím rozvodovky

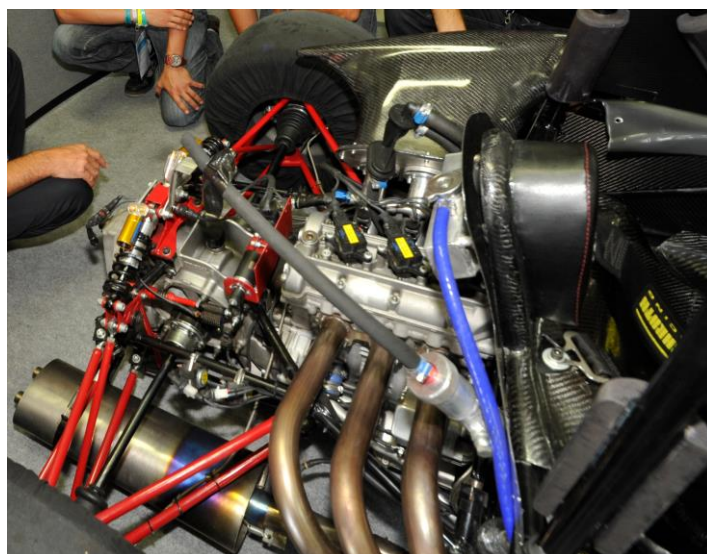


Obr. 3: Kuželová rozvodovka s kuželovým soukolím High-Octane Motorsports e.V.

Další, dnes už skoro nepoužívanou možností, byla podélná zástavba řadového tříválce Mahle se samostatnou skříní obsahující sekvenčně řazenou tří rychlostní převodovku a rozvodovku. Tento druh pohonu požíval například do roku 2009 tým Rennstall Hochschule Esslingen. Dle rozhovoru s členem týmu měl nevýhodu hlavně ve vysoké hmotnosti celé sestavy, kde samotný motor vážil kolem 40 kg, a převodovka s rozvodovkou přidávala dalších 30 kg.

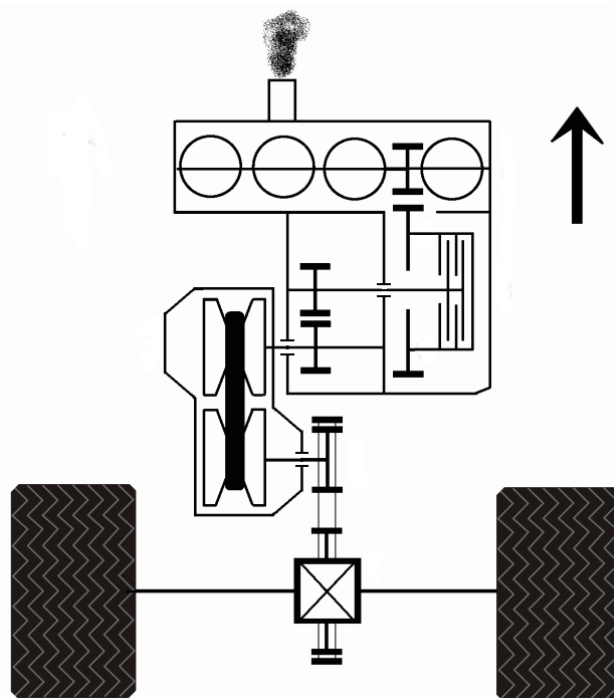


Obr. 4: Schéma řadového tříválce Mahle se skříní převodovky a rozvodovky



Obr. 5: Řadový tříválec Mahle se skříní převodovky a rozvodovky

Jednou z velmi řídkce používaných koncepcí je příčná zástavba motoru doplněného o CVT převodovkou. O toto řešení se pokoušel například tým University Racing Eindhoven spojením řadového čtyřválce z motocyklu Suzuki GSX-R600 s variátorem SECVT ze sněžného skútru Suzuki.

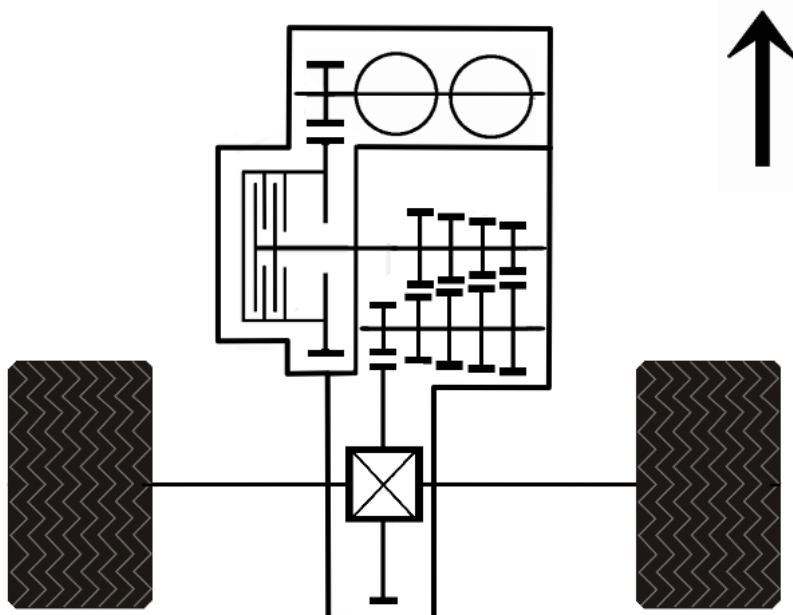


Obr. 6: Schéma řadového čtyřválce s variátorem



Obr. 7: Maketa řadového čtyřválce s variátorem

Ve FS velice známým řešením je pohonná jednotka vyvíjená týmy KA race.ing a joanneum racing graz ve spolupráci s firmou AMG. Jedná se o turbodmychadlem přeplňovaný řadový dvouválec s integrovanou převodovkou, rozvodovkou a diferenciálem v jednom bloku.



Obr. 8: Schéma dvouválce AMG



Obr. 9: Dvouválec AMG

Náš tým CTU CarTech se drží většinové koncepce příčné zástavby motoru s vestavěnou převodovkou pocházejícího z motocyklu Yamaha YZF-R6 (označení motoru RJ11, modelový rok 2007-2009). Výkon je na zadní nápravu opatřenou diferenciálem s omezenou svorností přenášen řetězovým převodem. Tohoto typu pohonné jednotky a zároveň uspořádání bylo použito u všech doposud vyrobených formulí týmem CTU CarTech.

Vzhledem k výrobním a finančním možnostem a nasbíraným zkušenostem s tímto řešením je zachováno i při konstrukci vozu FS.07. V dalších částech této práce se budu věnovat možnostem řešení nedostatků a problémů, ke kterým v minulosti docházelo. Následně přednesu konkrétní návrhy, které budou při konstrukci použity.

4 Převodová ústrojí motocyklových motorů

V současnosti je možné se u motocyklových motorů setkat prakticky pouze se dvěma principy převodových skříní. První možností je více stupňová sekvenčně řazená převodovka. S touto se můžeme setkat u naprosté většiny motocyklů a bývá přímo vestavěna do bloku motoru. Druhým principem je převodovka s plynule měnitelným převodovým stupněm tzv. variátor nebo CVT.

4.1 Vícestupňová sekvenčně řazená převodovka

Tento typ převodovek se vyznačuje mechanismem řazení, který neumožňuje libovolně přeskakovat mezi rychlostními stupni, ale mění je jen postupně tak, jak jsou definovány řadicím mechanismem.

Pastorky a řadicí zubové jsou umístěny na dvou drážkovaných hřídelích. Jednotlivá soukolí jsou stále v záběru. Velká kola jsou však na hřídeli usazena na ložiskách a tak se mohou vůči hřídeli otáčet. Řazení jednotlivých rychlostních stupňů se provádí pomocí přesouvání zubových spojek otočně spojených s hřídelem pomocí drážkování do záběru s kolem. Na čele kola jsou vyrobeny ozubce buď vystupující, nebo vytvořené do kola jako kapsy. Například v případě převodovky motoru YZF-R6 jsou zubové spojky kvůli úspoře rozměrů kombinovány s ozubenými koly. Velká kola 5. a 6. rychlostního stupně tak zároveň slouží jako spojky. Stejně tak kombinovaný pastorek pro 3. a 4. rychlostní stupeň slouží k řazení pastorků pro 5. a 6. stupeň.

Kromě motocyklů se používají převodovky s manuálním sekvenčním řazením pro závodní vozidla. Zejména kvůli rychlosti řazení, konstrukční jednoduchosti a nižší náročnosti na vyvozovaný akustický hluk, na který se u motocyklů nedbá, kvůli použití přímého ozubení. Přímé zuby zjednodušují konstrukci skříní a umožňují použití radiálních ložisek, které nemusí zachytávat axiální síly vytvářené ozubenými koly se šikmými zuby.

4.1.1 Řadicí mechanismus

U sekvenčních převodovek je možné ovládání řadicích vidliček realizovat dvěma způsoby. První, používaný v dřívějších dobách, využíval plochou kulisovou desku, v níž byla vyfrézovaná drážka. Toto řešení bylo pravděpodobně používáno z důvodů relativně jednoduché výroby a nižšího počtu převodových stupňů, než je použito u současných motocyklů, protože je možné ovládat pouze řadicí spojky umístěné na jedné hřídeli. Rotačním nebo posuvným pohybem této kulisy je poté možno přesouvat vidličky, jejichž kruhový kámen je umístěn v drážce.



Obr. 10: Kulisa Jawy 250

Druhý kulisový systém, jímž jsou dnes ovládány převodovky se sekvenčním řazením v naprosté většině případů, je systém s řadicím bubínkem. Jedná s o obdobu předchozího systému, kterou lze v jednoduchosti popsat jako rovinnou kulisu navinutou na válcové ploše. Jinými slovy jsou po obvodu válce vyfrézovány drážky, které jdou od středové polohy do stran o rozměr, který je potřebný k přesunutí kola do záběru. Natáčením tohoto bubínku tedy můžeme vyvodit axiální sílu na řadicí vidličku.

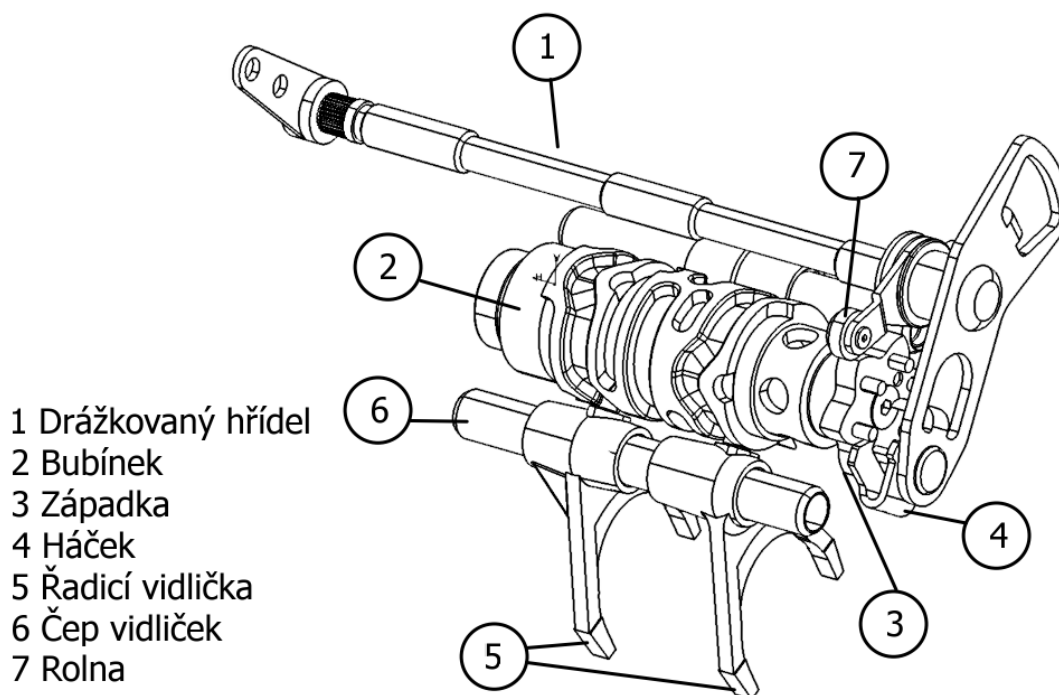


Obr. 11: Řadicí bubínek

Dráhy řadicí kulisy musí být navrženy tak, aby zajišťovaly správně vedení v zařazených a nezařazených polohách kol, šikmé dráhy pro přesuny kol musí poskytovat dostatečné axiální posunutí pro zařazení a zároveň úhel jejich sklonu musí zajistit dostatečnou axiální sílu. Vlivem zvětšujícího se úhlu stoupá radiální síla, kterou je při snaze o pohyb kulisového mechanismu potřeba překonávat. Čímž stoupají nároky na dimenzování částí řadicího systému a samotnou sílu nutnou k vyvození pohybu, ať už lidskou nebo jinou.

4.1.2 Principy ovládání bubínku

Většinou se pro natáčení bubínku používá tzv. ráčna. Použitím tohoto systému je možné jedním pohybem vykonat pouze jedno přeřazení rychlostního stupně a pro další přeřazení je nutné vrátit se do původní polohy a pohyb opakovat. Princip tohoto systému můžeme popsat na převodovce Yamahy YZF-R6. Systém jako celek se ovládá z venku pákou na hřídeli s drážkováním. Tento hřídel se může podél své osy natáčet jen o určitý úhel, který je potřebný pro jedno přeřazení. Na opačném konci hřídele za spojkovým košem je na hřídel navařen plechový výlisek, jenž na jedné straně tvoří dorazy pro natáčení a zároveň díky připevněné pružině vrací celý mechanismus do klidové polohy. Na druhé straně výlisku je otočně připevněn háček, který se zahákne za čep na bubínku a tím přenáší sílu vyvozenou na ovládací páce venku na bubínek a tím způsobuje jeho rotační pohyb. Aretaci v pozicích zařazených rychlostních stupňů zajišťuje výkyvně uložená rolna předepjatá pružinou, která zapadá do drážek v západce bubínku.



Obr. 12: Schéma řadičeho mechanismu

Toto řešení je z hlediska ovládní jednoduché a proto se s ním lze setkat nejčastěji u převodových skříní, kde je řazení ovládáno ručně, případně robotizováno jednoduchým pneumatickým, hydraulickým nebo elektrickým aktuátorem.

Další možností jak ovládat natočení řadicí kulisy je použití hydraulického, případně pneumatického lineárního motoru s ozubeným hřebenem zapadajícím do ozubeného kola na řadicím bubínku. Tento způsob není sám schopen zajistit pouze takový úhel natočení, aby mohlo dojít k jednomu přeřazení. Proto je natočení bubínku snímáno senzorem komunikujícím s jednotkou řazení, která ovládá řízení tlakového média pro použitý aktuátor. Toto řešení se používá například ve vozech Formule 1. Výhodné je z hlediska zjednodušení mechanické části řazení, ale hlavně kvůli rychlosti změny převodového stupně, která se u těchto vozidel uvádí mezi 20-50 ms. Nevýhodu spatřuji v náročnějším elektronickém řízení a nutnosti zajistit zdroj tlakového média.

5 Parametry pohonného ústrojí FS.06

Jak bylo zmíněno dříve, základem pohonu formule FS.06 byl motocyklový motor s převodovkou v jedné skříni pocházející z motocyklu Yamaha YZF-R6 (značení 2C0). Veškeré součásti převodového ústrojí zůstaly sériové.

Primární převod mezi přímým ozubením na klikovém hřídeli a spojkovém koši má hodnotu převodového poměru $i_{primár} = 85/41 = 2,073$. Přes více lamelovou třecí spojku je poháněn vstupní hřídel šestistupňové sekvenčně řazené převodovky. Hodnoty převodových poměrů jednotlivých stupňů jsou popsány v Tab.1.

Rychlostní stupeň	Převodový poměr	Počet zubů	
		Pastorek	Kolo
1	2,583	12	31
2	2,000	16	32
3	1,667	18	30
4	1,444	18	26
5	1,286	21	27
6	1,150	20	23

Tab. 1: Převodové poměry FS.06

Stálý převod mezi výstupní hřídelí bloku motoru a diferenciálem s omezenou svorností je realizován řetězem. Nejčastěji používaným a zároveň návrhovým převodovým poměrem byl $i_{stálý} = 44/12 = 3,667$.

Výkon byl dále z diferenciálu přenášen kloubovými hřídeli na 10" kola s pneumatikami o dynamickém průměru $r_d = 223$ mm.

Z těchto parametrů jsem vycházel při návrhu pohonného ústrojí pro FS.07, přičemž primární převod a rozměr pneumatik měly zůstat zachován i na novém voze.

6 Charakteristiky pohonné ústrojí

6.1 Kinematická charakteristika

Kinematická charakteristika je jednou ze dvou hlavních charakteristik pohonu automobilu závislých na kombinaci motoru a převodů. Na ose x je vynesena rychlost automobilu v kilometrech za hodinu, zatímco na ose y jsou vyneseny otáčky motoru. Z diagramu lze odečíst maximální rychlosti pro jednotlivé rychlostní stupně, rozsah otáček pro jednotlivé stupně a jejich změnu po přeřazení.

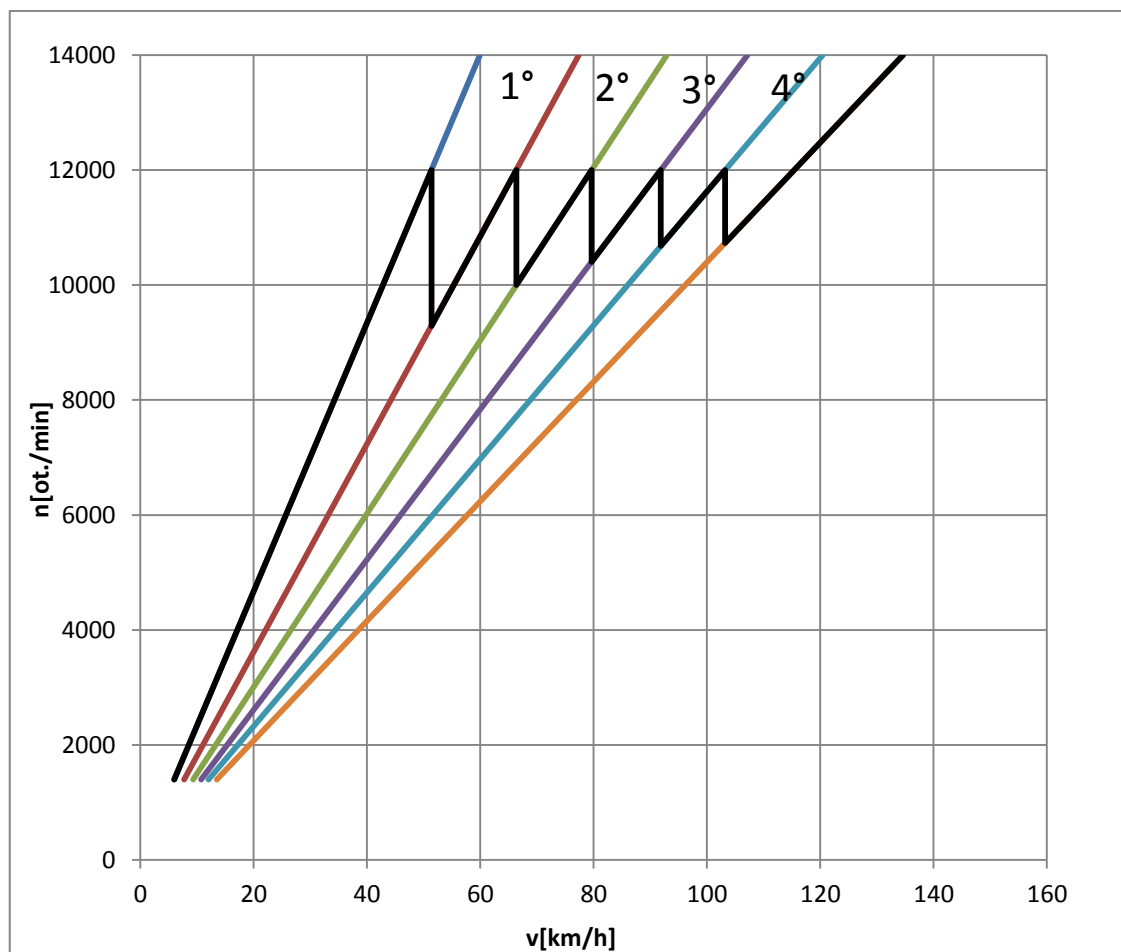
Konstrukce kinematické charakteristiky je poměrně jednoduchá, pro každý rychlostní stupeň nám stačí dva body. Vztah (1) je čistě lineární závislost otáček na rychlosti, proto přímky vždy prochází bodem [0,0]. Druhý bod reprezentuje hodnotu otáček motoru při libovolné rychlosti vozu. Tento bod se dá vypočítat dle vztahu:

$$n = \frac{60 \cdot v \cdot i_1 \cdot i_{\text{primár}} \cdot i_{\text{stálý}}}{3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_d}$$

Samotný pilový diagram vychází z počátečního bodu ve volnoběžných otáčkách motoru a pokračuje po přímce 1. převodového stupně do otáček, kdy je nutno přeřadit na následující rychlostní stupeň. Z tohoto bodu je spuštěna svislice, která protíná přímku dalšího stupně. Odtud zase následuje po přímce, až do bodu kdy je nutné přeřadit. Tímto způsobem pokračuje diagram až k nejvyššímu stupni, kde je konec v omezovači otáček motoru.

Otáčky, při nichž je nutné přeřadit, je možné volit několika způsoby, protože pro různé druhy vozidel, jejich převodů a použití se mohou tyto požadavky lišit. Nejjednodušším způsobem je stanovení konstantní hodnoty otáček, při které má řidič přeřadit. Další možností může být například požadavek na minimální hodnotu otáček po řazení. Na níže popsané trakční charakteristiky mohou být pro jednotlivé převodové stupně vybrány optimální body řazení, které jsou zvoleny s ohledem na co největší přenesený výkon z motoru na kola formule. Problematika použití různých otáček může být z pohledu ručního řazení diskutabilní, protože ze strany pilota může být obtížné tyto

hodnoty neustále dodržovat. Tento způsob je tak možná výhodnější pro automatizované převodovky.



Obr. 13: Kinematická charakteristika FS.06

6.2 Trakční charakteristika

Závislost tažné síly na rychlosti je druhým používaným diagramem. Ve své podstatě ukazuje celé pohonné ústrojí vozidla, protože obsahuje vnější momentovou charakteristiku motoru, celé převodové ústrojí a odpory vozidla.

Části diagramu:

Hyperbola maximálního výkonu

Ohraničuje maximální tažnou sílu, kterou je možné při dané rychlosti vyvinout

$$F_{MAX} = \frac{3,6 \cdot P \cdot \eta_C}{v}$$

Hodnoty pasivních odporů jsou dány vztahem

$$O_{celkový} = O_{valivý} + O_{vzduchu} + O_{stoupání}$$

Jednotlivé složky odporů jsou vyjádřeny

$$O_{valivý} = m \cdot g \cdot f$$

$$O_{vzduchu} = 0,5 \cdot \rho_v \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2$$

$$O_{stoupání} = m \cdot g \cdot \sin\alpha$$

Celkový odpor je možné vyjádřit

$$O_{celkový} = 0,5 \cdot \rho_v \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2 + m \cdot g \cdot (f + \sin\alpha)$$

Odpor stoupání je pro výpočet pohonu formule ignorovat, protože na většině trati nedochází k žádným, případně jen velmi malým změnám výšky trati.

Tažná síla pro jednotlivé rychlostní stupně

$$F_{Ti} = \frac{Mk \cdot i_i \cdot i_{primár} \cdot i_{státý} \cdot \eta_C}{r_d}$$

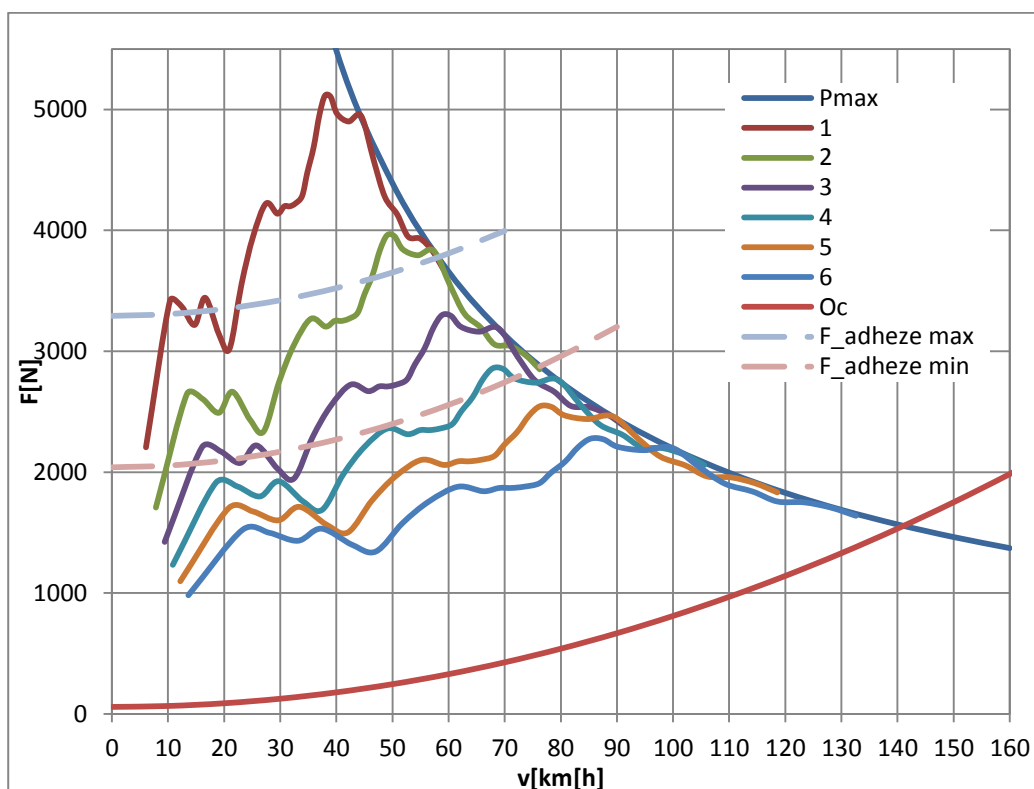
Adhezní omezení

$$F_{ad} = \frac{(m \cdot a_{Lon} \cdot g \cdot h_T) + (m \cdot L_F \cdot g)}{L} + 0,5 \cdot v^2 \cdot f$$

Rozdíl sil mezi silou přenesenou z motoru přes daný rychlostní stupeň na kola a odporem při dané rychlosti představuje sílu, kterou je možno využít pro zrychlování pohybu vozidla. V momentě, kdy dojde k protnutí křivek výše zmíněných sil v diagramu, je rozdíl roven 0, vozidlo dále nemůže zrychlovat a bylo dosaženo nejvyšší možné rychlosti. Hodnotu zrychlení je možné vypočítat dle vztahu

$$a = \frac{F}{m_{red}} = \frac{F}{m \cdot (1 + \xi)}$$

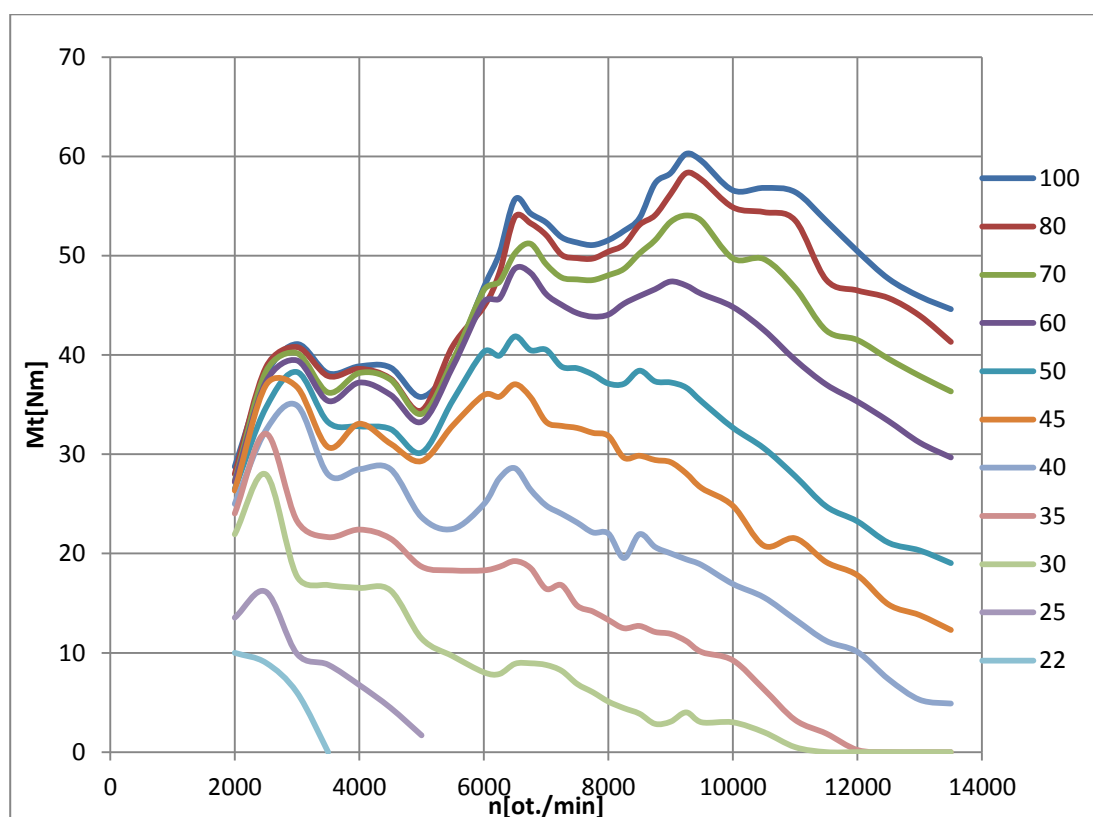
Redukovaná hmotnost m_{red} zohledňuje během urychlování celého vozidla i urychlování rotačních částí pohonného ústrojí (např. kola automobilu, hřídele, ozubená kola). Pro většinu vozidel se pro zjednodušení udává redukovaná hmotnost jako násobek hmotnosti vozidla, který je dle zařazeného rychlostního stupně v rozmezí 1,05 pro 5. stupeň až 1,2 pro 1. stupeň.



Obr. 14: Trakční charakteristika FS.06

7 Nedostatky předchozích návrhů

Při analýze dat ze závodu absolvovaných s FS.05 jsem zjistil, že špatnou volbou stálého převodového poměru dochází na 1. rychlostní stupně k poklesu otáček motoru až na 4500 ot./min během průjezdu nejpomalejších úseků trati. Při pohledu na vnější charakteristiku motoru (obr X) je vidět, že při těchto otáčkách dochází k výraznému propadu točivého momentu. To mělo za následek horší akceleraci při výjezdu z těchto pomalých zatáček.



Obr. 15: Úplná momentová charakteristika motoru FS.06

Dalšími problémy, kterými trpěl systém řazení na FS.05 bylo motocyklové umístění neutrálu aretovaného v poloze mezi 1. a 2. převodovým stupněm. To mělo za následek snížení spolehlivosti při řazení z 2. na 1. stupeň zaseknutím v poloze neutrálu, protože použitý elektro-pneumatický systém nebyl navržen s možností aretace řadicího bubínku mezi krajními polohami. Další nevýhodou tohoto umístění neutrálu v návaznosti na použitý systém ovládání převodovky je jeho obtížné zařazení. Při závodních disciplínách samotných sice není neutral v podstatě potřeba, za to však může jezdcům

usnadnit manipulaci s vozidlem při výměně jezdců a startování motoru během Endurance, případně při popojíždění ve frontě čekající na start Autocrossu nebo Akceleraace. Řidič tak nemusí stát ve frontě s běžícím motem a stále držet páčku spojky.

Během návrhu FS.06 jsem se pokoušel vyřešit problém s nízkými otáčkami zvětšením stálého převodového poměru stálého převodu. Skutečný převodový poměr je však díky změně na menší průměr kol nižší než u předešlé formule. Tímto způsobem se při minimální rychlosti na trati podařilo dosáhnout zvýšení otáček motoru ze 4500 na 5300 ot./min, ve kterých má motor větší točivý moment. Zvětšením převodu došlo navíc ke zmenšení rozsahu rychlostí jednotlivých rychlostních stupňů. Tato změna však přinesla i jiné efekty. 1. převodový stupeň se začal používat jen pro pomalé plynulé rozjezdy, během závodů jej piloti prakticky nepoužívali. Ani během rozjezdu při akceleraci už nedocházelo k hledání optimálního převodu pro rozjezd. Během všech 4 závodů v sezoně 2014, které formule FS.06 absolvovala, byl vždy použit k rozjezdu 2. rychlostní stupeň, protože i na tento převod bylo možné přesáhnout mez adheze. Zvětšení stálého převodu s sebou samozřejmě přineslo menší rychlostní rozsah celého převodového ústrojí a došlo tak k nutnosti řadit i 5. rychlostní stupeň.

Problémy s pozicí neutrálu jsem se pokoušel vyřešit změnou řadicí kulisy, jak změnou tvaru drah kdy poloha neutrálu předcházela 1. stupeň, tak úpravou aretační polohy původního neutrálu na západce. Těmto úpravám se budu věnovat podrobněji níže. Díky problému se zajištěním výroby došlo pouze k vytvoření prototypu úpravou sériového bubínku. Bohužel kvůli nedostatku času však nebyl nasazen do závodu ani otestována jeho funkce v běžícím motoru. Při testech pouze ve smontované převodovce se však toto řešení chovalo podle předpokladů a jediný důvod proč nedošlo k použití, byl tedy čistě časový.

U FS.06 jsme se snažili kvůli snížení spotřeby posunout spektrum využívaných otáček motoru. Sériový motor má nastaven omezovač maximálních otáček na 16000 ot./min. V našem případě je sání omezeno motoru restriktorem a tak nad zhruba 11500 ot./min je výkon motoru zhruba stejný. Až do sezóny s vozem FS.05 využívali řidiči nejvyšších otáček motoru do omezovače, který byl nastaven na 14000 ot./min. Kvůli snížení spotřeby jsme s FS.06 snížili maximální otáčky při Endurance na 12500 ot./min.

Při řazení mezi 3. a 4. stupněm místy docházelo k nezařazení doprovázeného nárůstem otáček po skončení omezení vstřikování paliva kvůli procesu řazení. Při bližším zkoumání dat jsem zjistil, že k tomuto jevu dochází při řazení okolo 11800 ot./min. Když byly otáčky jen o několik set vyšší, k problému nedocházelo. K vyřešení tohoto problému došlo částečně úpravou elektronické části řadicího systému, který původně pracoval jen s hodnotami času. Od té doby byl navržen jiný, který vyvíjí sílu na řazení tak dlouho, dokud skutečně nedojde k přeřazení. Zkoumáním konstrukce použitých ozubených kol, jsem došel k názoru, že 4. rychlostní stupeň má jiný rozměr a počet ozubů což společně se sníženou relativní rychlostí kola a řadicí spojky zvětšovalo časovou prodlevu nutnou pro řazení.

Během konstrukční fáze FS.07 byl kvůli lepšímu rozložení hmotnosti na nápravy vznesen požadavek na co největší přiblížení diferenciálu k motoru a zároveň umístění celého stálého převodu do zadního trubkového rámu. Tyto omezené rozměrové požadavky bylo možné dodržet pouze díky zmenšení velkého řetězového kola a tedy zmenšení převodového poměru.

Shrnutí požadavků

- Vyřešit rozložení převodových stupňů při dodržení rozměrových požadavků
- Upravit řazení kvůli problémům s pozicí neutrálu
- Vyřešit problémové řazení mezi 3. a 4. stupněm
- Snížit spotřebu
- Snížit hmotnost

8 Analýza možných řešení

Sériová převodovka

- + hotové řešení
- rozestupy mezi převodovými stupni navrženými pro motocykl
- velice obtížné zařazení neutrálu se stávajícím bubínkem s použitím stávajícího řešení pneumatického řazení
- problém se zařazením z 3. na 4. rychlostní stupněm

Pětistupňová převodovka (sériové rozdělení převodů)

Odstranění 6. stupně

- + částečné snížení hmotnosti
- + řadicí bubínek je rozdělen po 60 ° pro zařazení šesti rychlostních stupňů.
U nového bubínku je využito pozice 6. rychlostního stupně pro neutrál.
- nutná výroba bubínku pro splnění navržených požadavků

Odstranění 1. stupně

- + jednoduché řešení řazení neutrálu
- + využití rozložení 2. -6. převodu, které mají díky progresivnímu odstupňování menší rozestupy převodových poměru jako při odstranění 6. stupně
- + využití rozsahu stávajících převodů
- velký stálý převod, z něhož vyplývá zvětšení vzdálenosti mezi motorem a diferencíalem nebo nutné vložení dalšího převodu

Vložený převod

- + zmenšení rozměrů řetězového převodu
- zvětšení hmotnosti v zadní části vozu
- složitost řešení, návrh součástí navíc
- účinnost

Čtyřstupňová převodovka

- + odstupňování dle vlastních požadavků
- + snížení hmotnosti
- + zjednodušení řadícího systému, odstranění dílů
- + zmenšení setrvačných hmot
- + změna stálého převodu a navazující změna prostorového uspořádání dalších částí pohonu vůči motoru
- úplně nový návrh, který je potřeba otestovat
- omezené rozměry ozubených kol dané obálkou skříně
- zajištění výroby

9 Navrhované změny

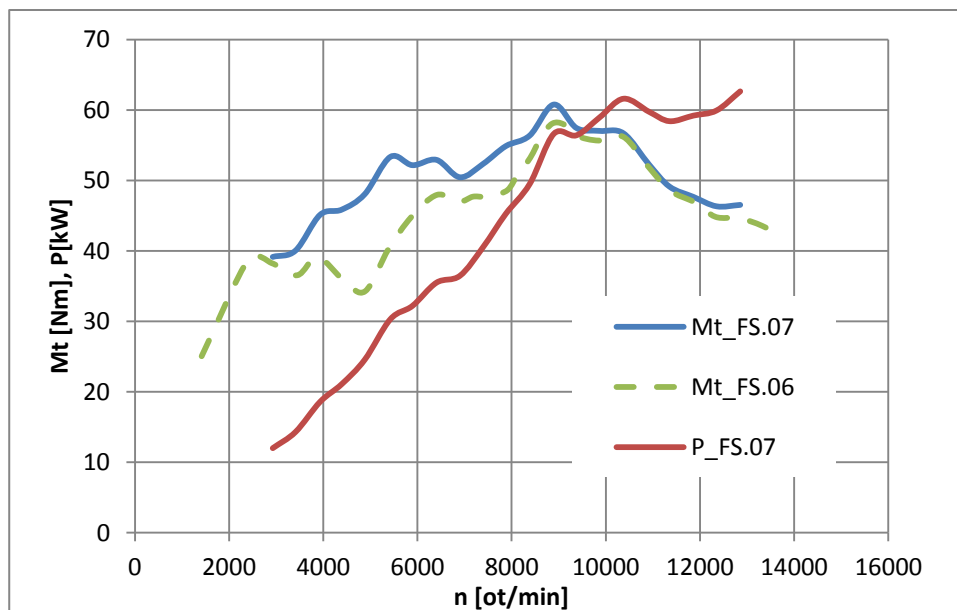
Díky získání možnosti výroby ozubených kol spolupracující firmou jsem se rozhodl pro variantu návrhu upravené sériové převodovky na čtyři rychlostní stupně, která bude odpovídat požadavkům pro použití ve voze Formule Student. Rozestupy jednotlivých rychlostních stupňů budou navrženy tak aby bylo, co nejvíce využito maximálního výkonu motoru při snížení spotřeby paliva. Toho je možné dosáhnout zvolením rozsahu pracovních otáček, ve kterých má motor nejvyšší účinnost. Většina komponentů ve stávající převodové skříni zůstane kvůli výrobní a finanční náročnosti zachována. Rovněž nově navržené díly budou respektovat původní rozměry, aby mohlo být dosaženo jednodušší vzájemné zaměnitelnosti.

Předmětem změn je návrh tří nových ozubených soukolí a dvou zubových spojek, při zachování 1. rychlostního stupně, jehož pastorek je součástí vstupní hřídele. Dále nový řadicí bubínek pro usnadnění a zvýšení spolehlivosti změny rychlostních stupňů v návaznosti na systém řazení.

10 Podmínky pro výpočet

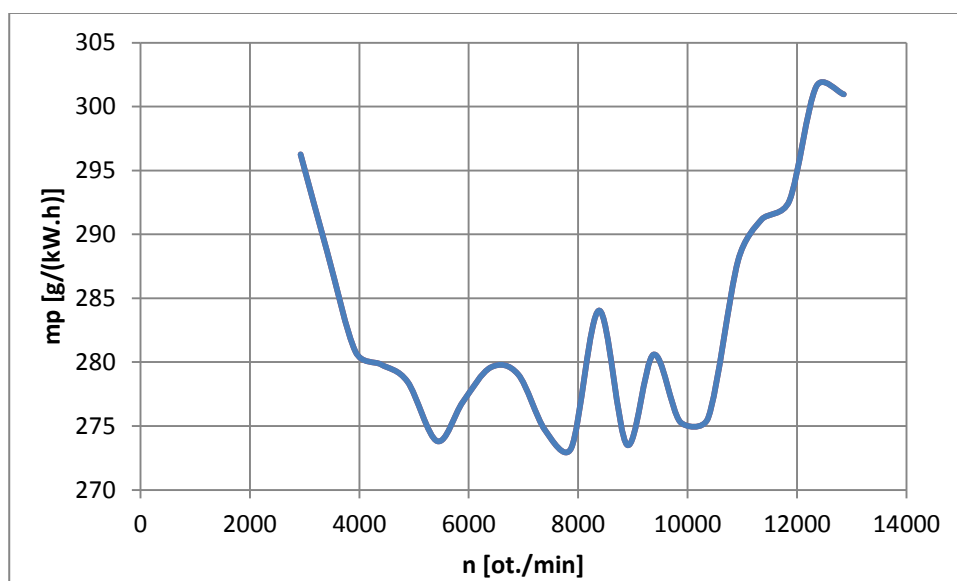
Pro návrh pohonného ústrojí je nejdříve nutné stanovit podmínky, které má systém splňovat případně omezující návrh. První podmínkou jsou vozidlem dosahované rychlosti. Ty jsem stanovil na základě dat získaných během závodů s FS.06. Minimální rychlost na tratích se pohybovala kolem 24 km/h. Maximální rychlost na okruzích je potom do 100 km/h. Při disciplíně Akcelerace dosahuje formule maximálně 110 km/h.

Další počáteční podmínkou je plánovaná úprava motoru, jmenovitě profilu vačkových hřídelů, změna délky nátrubků sání a změna konfigurace výfukového potrubí. Díky těmto úpravám by mělo dojít k výrazné změně výkonové charakteristiky motoru hlavně mezi 4000 ÷ 9000 ot./min. Nárůst krouticího momentu by v některých místech mohl být až 13 Nm, což je o 35 % než původní hodnota. Tato změna by z pohledu návrhu převodových poměrů měla přinést nižší hodnotu stálého převodu s ohledem na převodový poměr 1. rychlostního stupně.



Obr. 16: Předpokládaná charakteristika motoru FS.07

Pro stanovení vhodného rozsahu pracovních otáček motoru jsem mimo výkonové charakteristiky rozhodl brát v potaz také předpokládaný diagram měrné spotřeby paliva. Z těchto diagramů pak vyplývá optimální rozmezí zhruba mezi 9000 ÷ 11000 ot./min.



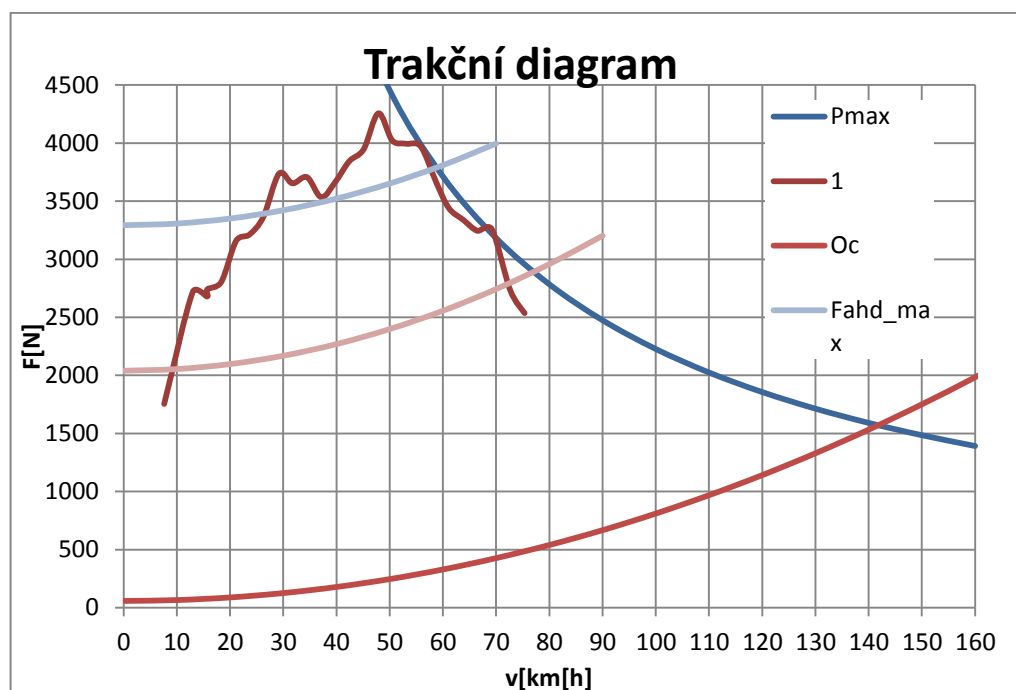
Obr. 17: Předpokládaná měrná spotřeba motoru FS.07

Faktorem limitujícím návrh ozubených kol je daná osová vzdálenost 62 mm. Vnější průměr ozubených kol je omezen vnitřní obálkou skříně. Největší vnější průměr pastorku 2. stupně může být až 53 mm a pastorků 3. a 4. stupně až 63 mm. Pro hnaná kola platí maximální průměr u 2. stupně až 93 mm a pro kola 3. a 4. stupně až 86 mm.

Výpočet trvanlivosti jsem se rozhodl provést pro 200 hodin závodního provozu celé převodovky. V ujeté vzdálenosti tato hodnota tvoří zhruba 9000 km. Jedná se tak o výrazně větší množství kilometrů než jakého zatím bylo s formulí během sezony dosaženo. Během minulých let bylo maximum ujetých kilometrů kolem 1200 km. Takto vysoká hodnota má důvody hlavně ve snaze eliminovat možné změny a rozdíly v použití převodovky, hlavně co se týče charakteristik motoru a jízdních cyklů a zároveň i zohlednit provoz po dokončení závodní sezóny.

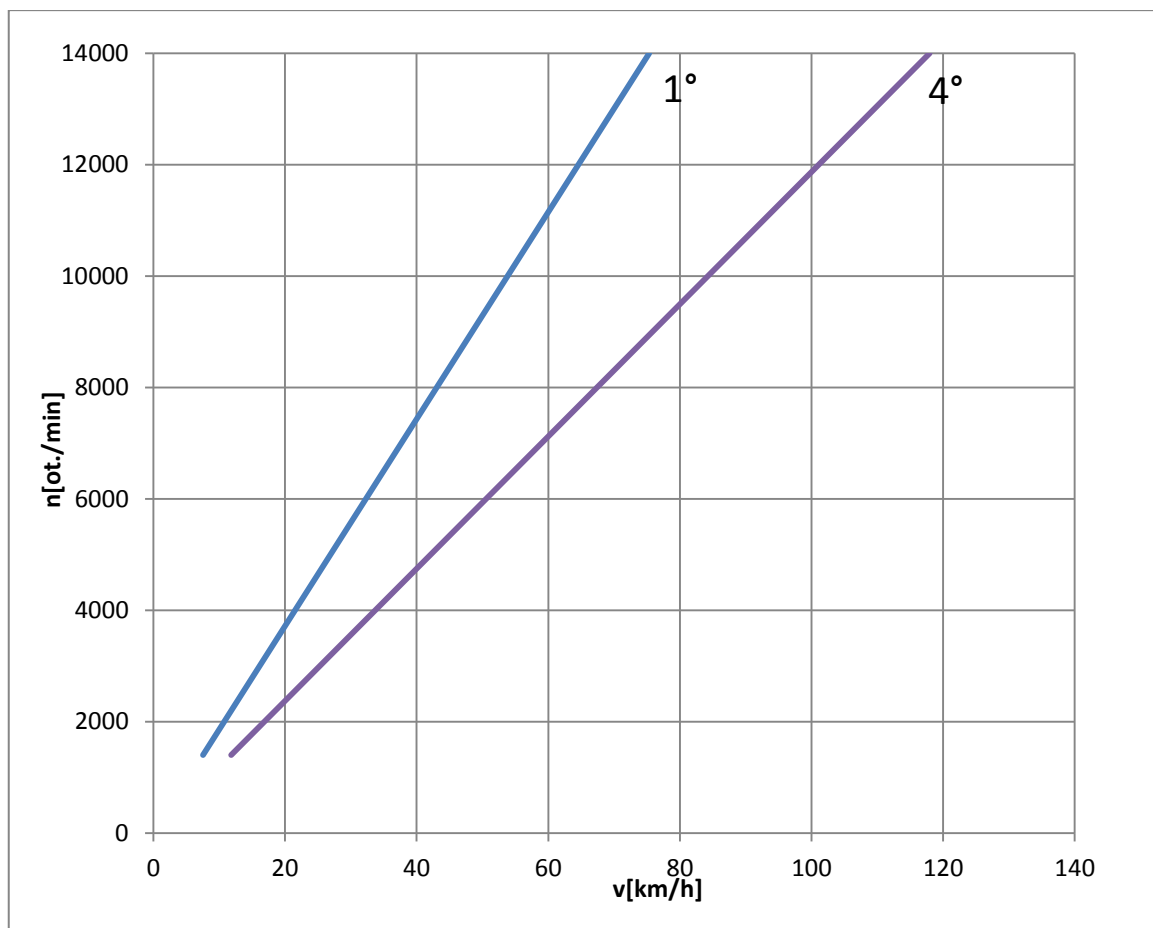
11 Návrh převodových poměrů

Prvotní návrh převodových poměru jsem provedl tak, že jsem na základě hodnoty převodového poměru 1. rychlostního stupně zvolil hodnotu stálého převodu. Maximální trakční sílu přenášenou z kol na dráhu vyvinutou při maximu točivého momentu motoru jsem nastavil o něco výše než bylo maximum trakční síly na 2. rychlostní stupeň u FS.06. Tato hodnota jevila jako dostatečná pro rozjezdy při akceleraci. Zároveň jsem se snažil o dosažení dostatečné trakční síly při výjezdech z pomalých zatáček, kde dosahuje formule rychlosti 24 km/h, jak bylo zmíněno výše. Při průjezdu zatáčkou není nutné při této rychlosti dosáhnout plné hodnoty využití koeficientu trakce pneumatik, protože dochází na základě Kammovy kružnice přilnavosti ke snížení maximálního součinitele přilnavosti v podélném směru využívání příčné přilnavosti pneumatik. Rychlost, pro kterou už by měla trakční síla dosáhnout hodnoty využití koeficientu trakce, jsem se rozhodl stanovit na základě dat o natočení škrticí klapky. 80 % otevření škrticí klapky jsem zvolil jako hodnotu, při níž už řidič zatáčku opouští a může klapku naplno otevřít. Díky tomuto kritériu by při stanovené rychlosti 30 km/h mělo dojít k plnému využití přilnavosti v přímém směru.



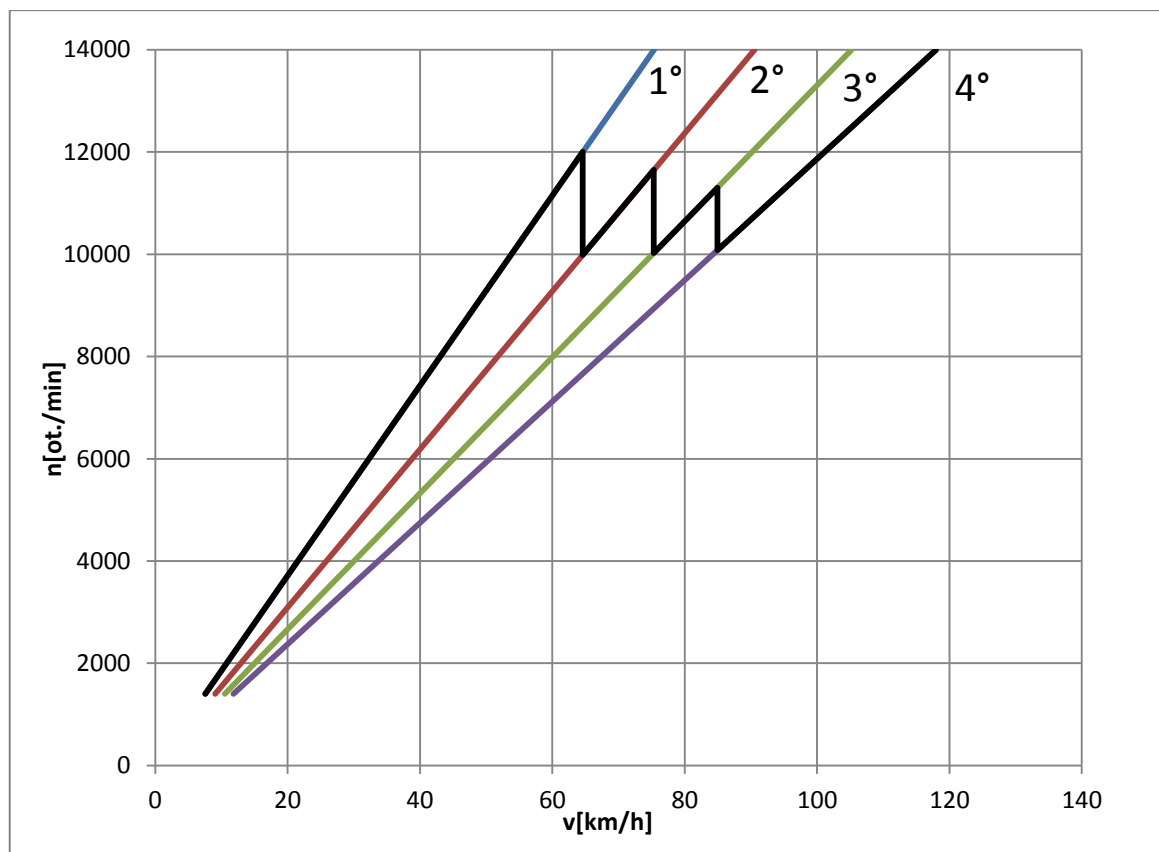
Obr. 18: Trakční síla na 1. rychlostní stupeň

Po určení hodnoty stálého převodu mohlo dojít k výpočtu převodového poměru 4. rychlostního stupně. Stanovení jeho hodnoty vychází z kinematické závislosti maximální rychlosti, které má být dosaženo při daných otáčkách motoru. Požadované maximální rychlosti 110 km/h mělo být dosaženo při 13000 ot./min.



Obr. 19: Kinematická charakteristika pro 1. a 4. stupeň

Převodové poměry pro 2. a 3. rychlostní stupeň byly zvoleny s progresivním odstupňováním, aby bylo dosaženo co nejvyššího přeneseného výkonu motoru mezi 9500 ÷ 12000 ot./min. Řadící otáčky byly zvoleny podle průsečíků křivek rychlostních stupňů v trakčním diagramu.



Obr. 20: Kinematická charakteristika předběžná

Rychlostní stupeň	1.	2.	3.	4.	Stálý převod
Převodový poměr	2,583	2,15	1,85	1,650	2,917

Tab. 2: Předběžně převodové poměry rychlostních stupňů

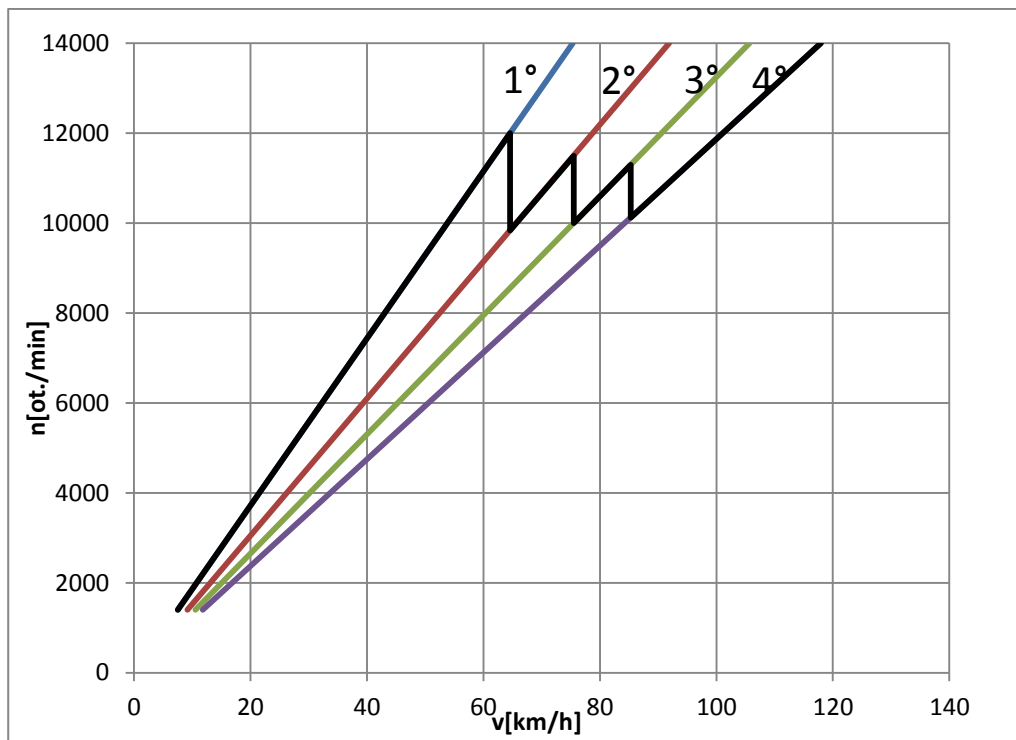
11.1 Skutečné převodové poměry

Pro navržené převodové poměry bylo potřeba určit skutečné počty zubů soukolí, které by poměrům co nejvíce odpovídaly. Pro jednodušší hledání byla vytvořena tabulka převodových poměrů pro různé kombinace pastorků a kol. Pro poměry nejbližší hledanému jsem předběžně určil modul a součinitel posunutí základního profilu x pro dosažení potřebné osové vzdálenosti. Dle posunutí pak byly vybrány kola pro další výpočet. Jak jsem během výpočtů zjistil, optimální součinitel posunutí z pohledu životnosti je zhruba $0,8 \div 1,3$. U všech párů kol byl proveden pevnostní výpočet a zvolena soukolí s nejvyšší životností.

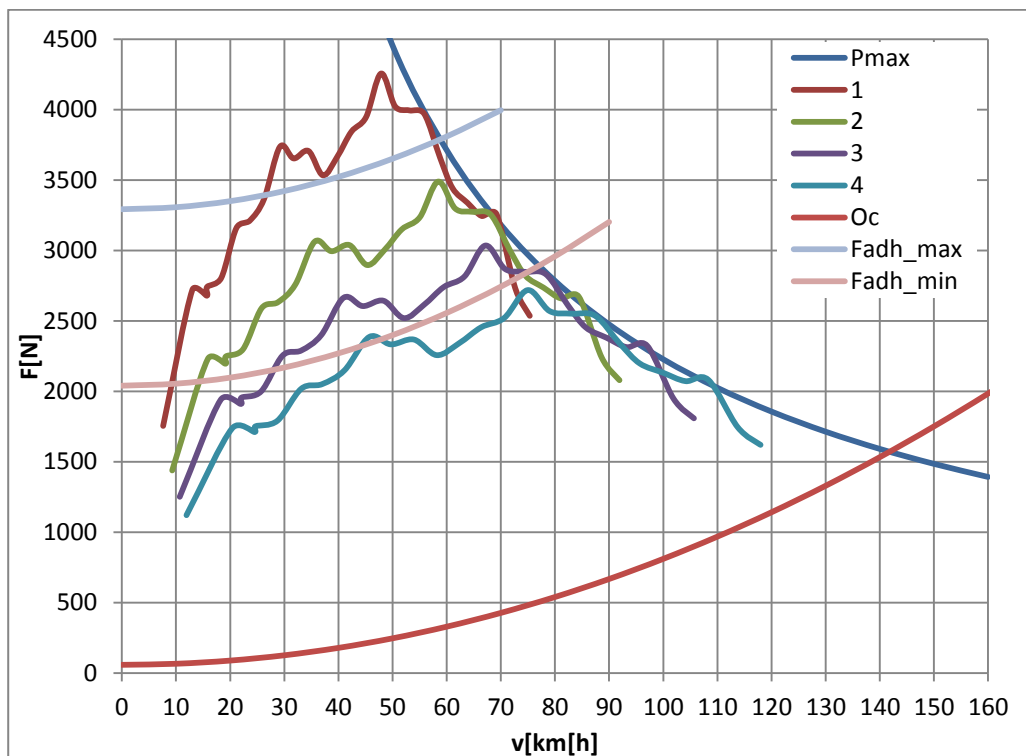
Rychlostní stupeň	1.	2.	3.	4.	Stálý převod
Převodový poměr	2,583	2,118	1,842	1,650	2,917

Tab. 3: Skutečné převodové poměry rychlostních stupňů

12 Charakteristiky pohonu FS.07



Obr. 21: Skutečná kinematická charakteristika



Obr. 22: Skutečná trakční charakteristika

13 Pevnostní výpočet ozubení

13.1 Zatížení

Pevnostní výpočet nemůže být proveden bez definování zatěžujících sil. U pohonu vozidla nelze určit jedno statické zatížení, protože při jízdním cyklu dochází ke změnám rychlosti otáčení a silových momentů. Proto je vhodné stanovit pro výpočet buď zatěžující cykly, které mají svou rychlost otáčení, zatížení a dobu trvání, nebo ekvivalentní zatížení. Pro můj výpočet bylo použito zatěžujících cyklů. Jízdní cyklus pro zatížení je pak možné stanovit buď výpočtem podle teoretické dráhy, na které by se vozidlo pohybovalo, nebo využít získaných dat přímo z tratě.

Samotný jízdní cyklus byl zvolen podle ustáleného kola Endurance ze závodu Formula Student Germany, který v roce 2014 absolvovala FS.06 s řidičem Lukášem Krčkem. Z celého závodu byla sbírána telemetrická data, která bylo možné pro výpočet použít. Německý Hockenheim jsem zvolil, protože dle mého jde o okruh, kde jsou nejlépe zastoupeny různé druhy zatáček s několika rychlými rovinkami a představuje tak ideální trať pro Formuli Student. Zároveň považuji Německý závod za jistý etalon a vytyčená dráha pro disciplínu Endurance zde již několik let zůstává stejná.

Z nasbíraných dat byl pro mé účely vytvořen soubor obsahující údaje o aktuální rychlosti formule, natočení škrticí klapky a otáčkách motoru. Všechny hodnoty byly vypsány po 0,1 s. Pro tyto hodnoty jsem vytvořil skripty v programu Matlab, které mají za úkol podle navržených převodových poměrů vypočítat dle rychlosti zařazený rychlostní stupeň a určit jakými otáčkami se motor při dané rychlosti otáčí. Na základě původních hodnot otevření škrticí klapky a nově vypočtených otáček motoru je možné podle úplné charakteristiky motoru vypočítat okamžitý zatěžující moment. Pro účely tohoto výpočtu byla použita úplná výkonová charakteristika motoru pro FS.06. Jedná se o skutečné hodnoty, které byly změřeny na motorové zkušebně. Nově navržený průběh momentu nebyl použit z důvodu existence pouze v rámci výpočtového modelu. Jeho výsledek tak není úplně jistý a navíc byla k dispozici pouze vnější křivka točivého momentu.

Následným skriptem došlo k rozdělení výstupního souboru do jednotlivých souborů obsahujících pouze hodnoty pro pevnostní výpočet jednotlivých soukolí.

K samotnému pevnostnímu dimenzování soukolí byl použit výpočetní software společnosti Ricardo, která se dlouhodobě zabývá návrhem a konstrukcí spalovacích motorů, převodovek a jejich příslušenství pro automobilový průmysl.

Program Gear slouží k návrhu čelních ozubených soukolí. Umožňuje úplný návrh geometrie včetně kontroly interferencí zubů. Pevnostní výpočet může probíhat buď podle Metodiky společnosti Ricardo, nebo dle normy ISO 6336:2006. U obou těchto metod dokáže vypočítat a zobrazit pravděpodobný výskyt poruchy během navrhované životnosti, případně rovněž dovoluje do výpočtu zahrnout možné nerovnoběžnosti hřídelů. Software sám nabízí možnost optimalizace tvaru profilu pro dosažení co nejdelší životnosti. Obrázky ze zadávání dat do programu a výsledky jsou obsaženy v příloze.

Pro výpočet dle normy ISO 6336:2006 je nutné k zatěžujícím cyklům zvolit součinitel vnějších dynamických K_A , který může mít hodnotu $1 \div 2,25$ podle typu hnacího a hnané stroje. Na základě Tab. 4 jsem se rozhodl pro výpočet použít hodnotu součinitele $K_A=1,25$.

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

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

²⁾ Generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo apod.;

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

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

⁵⁾ Elektromotor, parní nebo plynová turbína apod.;

⁶⁾ Hydromotor, parní nebo plynová turbína apod.;

⁷⁾ Víceválcový spalovací motor apod.;

⁸⁾ Jednoválcový spalovací motor apod.

Tab. 4: Hodnoty součinitele K_A

13.1.1 Zadání geometrie

Základní vstupní data pro výpočet byla předběžně stanovena počty zubů a jejich moduly spolu s osovou vzdáleností kol. Základní tvar profilu jsem stanovil na základě normy ČSN 01 4607 vzhledem k nástrojům, které budou pro výrobu k dispozici.

Úhel záběru α	20°
Výška hlavy h_a	1
Výška paty h_f	1,25
Poloměr zaoblení paty r_a	0,25
Jednotková hlavová vůle c_a	0,25

Tab. 5: Základní parametry profilu ozubení

Šířku kol jsem volil předběžně na základě šířky kol původních.

Dalším voleným parametrem pro výpočet je zubová vůle. Její hodnota byla určena jednak na základě doporučení manuálu a pak také s přihlédnutím k orientačnímu měření zubové vůle sériových kol. Minimální navrhovaná vůle je tedy 0,1 mm a maximální 0,2 mm.

Po zadání těchto údajů došlo k importování vytvořeného souboru se zátěžným cyklem. Jednotlivé cykly jsou definovány hodnotami krouticího momentu, otáčkami a dobou trvání.

Definováním těchto hodnot mohlo dojít k použití optimalizace tvaru profilu. Jedním z kritérií optimalizace byl nejmenší součinitel délky trvání záběru $\epsilon_\alpha = 1,3$.

Použitím této funkce došlo k nastavení korekcí x_1 a x_2 jednotlivých kol pro nejvyšší životnost a zároveň modifikaci výšky zubu h_a u některých soukolí kvůli zabránění interferencí.

13.1.2 Materiál

Materiály pro obě metodiky výpočtu životnosti jsou v programu Gear zadávány zvlášť. Způsob definování materiálu je však podobný a je dán velikostí a počtem cyklů trvalé pevnosti. Samotný tvar Wöhlerovy křivky určuje směrnice přímky v logaritmickém grafu.

Během několika zkušebních výpočtů byla vzhledem ke stanoveným požadavkům zvolena cementovaná ocel 16 420.4. Další možností by byla ocel 14 140 v nitrocementovaném stavu, která se vyznačuje větším dovoleným napětím v dotyku σ_{hlim} .

14 Výsledky výpočtu

Během zkoumání výsledků jsem narazil na výrazný rozdíl ve výsledných délkách životnosti při výpočtu podle normy ISO a metody firmy Ricardo. Obě metodiky vykazují výrazné rozdíly ve výsledcích, které se mohou lišit až v celočíselných násobcích. Vzhledem ke skutečnosti, že s tímto softwarem nemám valné zkušenosti a nemám možnost porovnat návrh se skutečně opotřebenými koly, rozhodl jsem se brát v potaz pesimističtější výpočet podle normy ISO 6336:2006.

14.1 2. rychlostní stupeň

U tohoto soukolí se nejvíce projevila rozdílnost obou metodik. Požadovaná doba životnosti 44 hodin pro soukolí z 200 hodin pro celou převodovku nemohla být dodržena se sériovou šířkou ozubení 13,5 mm. Životnost při tomto rozměru je zhruba poloviční. Zlepšení je možno dosáhnout zvětšením šířky. Nakonec bylo zvoleno kompromisní řešení mírného zvětšení šířky na 15 mm a přijmutí faktu mírně nižší životnosti.

Rychlostní stupeň soukolí	2	3	4
Počet zubů pastorku	17	19	20
Počet zubů kola	36	35	33
Převod skutečný [1]	2,118	1,842	1,65
Převod požadovaný [1]	2,15	1,85	1,65
Modul [mm]	2,25	2,25	2,25
Šířka [mm]	15	12	11
Korekce pastorku [1]	0,707	0,298	0,4
Korekce kola [1]	0,489	0,298	0,796
Vnější průměr pastorku [mm]	45,42	48,59	50,910
Vnější průměr kola [mm]	87,290	84,49	81,94
Součinitel záběru [1]	1,31	1,485	1,372
Návrhová životnost [h]	44	22	22
Splnění životnosti [%]	131	90	91

Tab.6: Parametry navržených ozubených soukolí

14.2 Kontrola soukolí 1. rychlostního stupně

Při návrhu převodů zůstalo soukolí 1. rychlostního stupně původní komponentou v převodovce. Předpokládám, že při použití v motocyklu slouží tento rychlostní stupeň v podstatě pouze k rozjezdu a nikdy nebyl navrhován pro vysokou životnost při maximálním zatížení. Nasvědčovat o této skutečnosti může i samotný počet zubů ozubení, kdy má pastorek pouze 12 zubů. Při této hodnotě dochází k podříznutí paty zubu a tím pádem snížení odolnosti v ohybu.

Pokusil jsem se provést stejný výpočet jako pro mnou vypočtená kola. Předpokládám, že sériová kola jsou z podobného materiálu jako cementovaná ocel 16 420.4, o čemž by mohla vypovídat podobnost původních a vypočtených kol a to, že jsou navrženy podobnou metodikou. V tomto případě tak soukolí musí dosahovat součinitele trvání záběru $\varepsilon_\alpha = 1,285$, což sice nespĺňuje optimální rozmezí $1,3 \div 1,5$, ale není menší než minimální doporučená velikost 1,2.

Zvolená životnost tvoří 130 hodin z celkové 200 životnosti hodinové převodovky. Tu soukolí úplně splňuje pouze v Ricardo metodice. Podle normy ISO 6336:2006 by mělo soukolí odolat poškození pouze asi čtvrtinu časového úseku. Vzhledem k poměrně zveličenému návrhu životnosti by tato skutečnost měla být dostatečná pro provoz během jedné sezóny, po ní ovšem bude muset dojít k prozkoumání stavu zubů.

15 Zubové spojky

Návrh zubových spojek vychází z rozměrů na původních kolech. Významnou změnou je změna rozměru a počtu ozubců na kole 4. rychlostního stupně. Změna rozměru by měla pomoci kratší dobou interference mezi ozubci na kole a spojce a tím umožnit zrychlení procesu řazení.

Ozubce na kole	1	2	3	4
Točivý moment M_t [Nm]	327	268	233	209
Obvodová síla F [N]	12565	10712	9707	8694
Střihová plocha S_t [mm ²]	146,45	124,32	158,76	128,7
Kontaktní plocha S_p [mm ²]	35	34	35	29
Střihové napětí τ_s [N/mm ²]	86	86	61	68
Kontaktní tlak p [MPa]	359	315	277	300

Tab.7: Zatížení ozubců

Z těchto hodnot je patrné nejvyšší střihové napětí na 1. a 2. soukolí. Pro návrh nových ozubců je 86 N/mm² stanoveno jako návrhová hodnota. Změna modulu ozubení a rozměru kol umožnila zvětšit i vnější průměr ozubců. Tím mohlo být docíleno zmenšení šířky při zachování plochy namáhané stříhem a zároveň zvětšit kontaktní plochu. Zmenšením šířky mohlo být dosaženo požadované snížení doby interference.

Otáčky hnaných kol

$$n_{\text{výstupní}3} = \frac{n_{\text{ř}}}{i_3 \cdot i_{\text{primár}}} = \frac{11500}{1,842 \cdot 2,073} = 3010 \text{ ot/min}$$

$$n_{\text{výstupní}4} = \frac{n_{\text{ř}}}{i_4 \cdot i_{\text{primár}}} = \frac{11500}{1,650 \cdot 2,073} = 3362 \text{ ot/min}$$

Relativní rozdíl otáček

$$n_{\text{dif}} = n_{\text{výstupní}4} - n_{\text{výstupní}3} = 3362 - 3010 = 352 \text{ ot/min} = 5,867 \text{ ot/s}$$

$$\varphi_{\text{dráha}} = \varphi_{\text{spojka}} + \varphi_{\text{kolo}} = 25^\circ + 15^\circ = 40^\circ$$

Doba interference

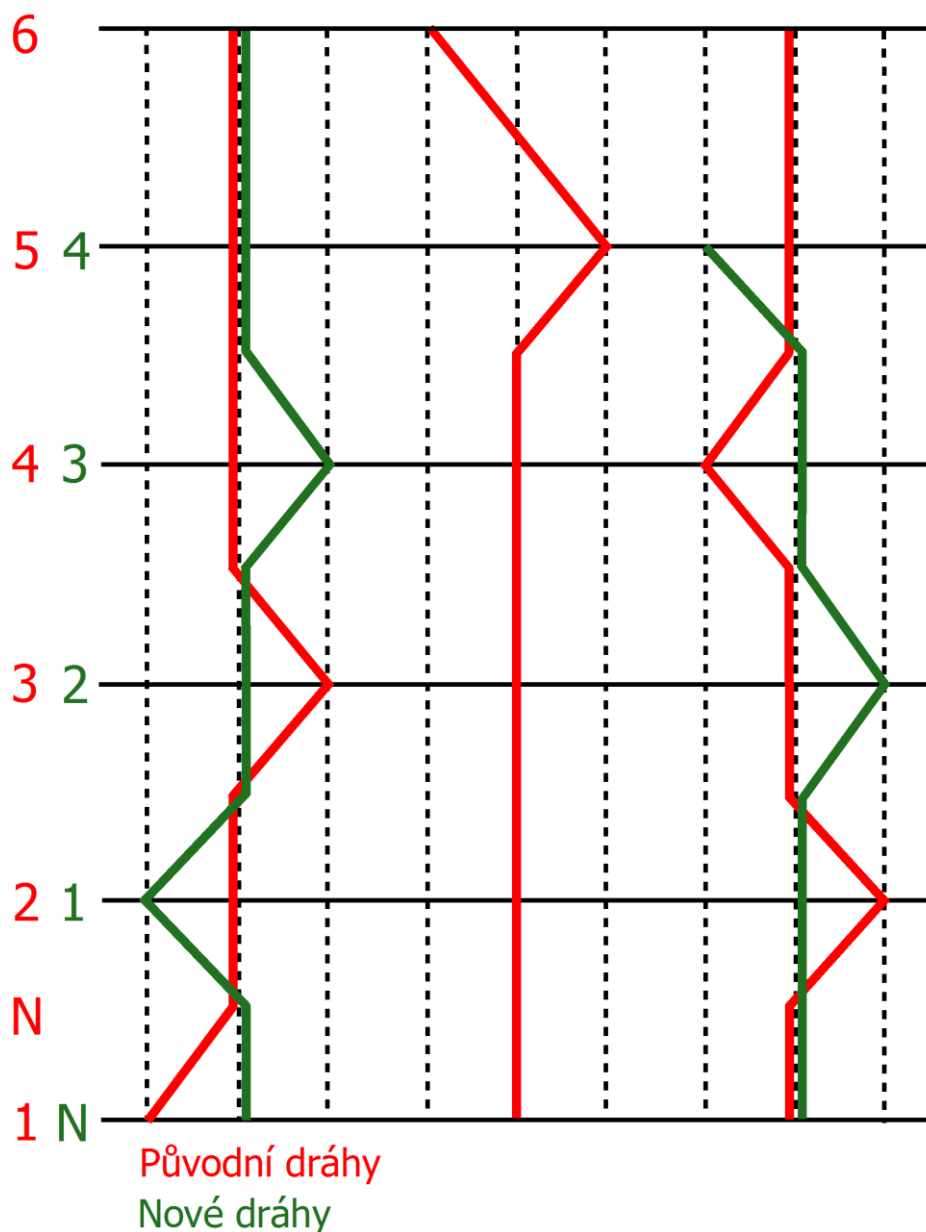
$$t = \frac{\varphi_{dráha}}{n_{dif} \cdot 360} = \frac{40}{5,867 \cdot 360} = 0,0190s = 19 \text{ ms}$$

Přestože došlo ke zmenšení úhlové šířky ozubce o 15° je při stejných řadicích otáčkách maximální doba, při které po sobě čela ozubců kloužou o 1 ms vyšší než při použití původních ozubených kol. Je to způsobeno menším rozdílem převodových poměrů nových rychlostních stupňů a tedy nižší relativní rychlostí otáčení kola proti spojce při řazení. Čas potřebný pro zařazení s novými koly by tak v podstatě alespoň neměl být horší, než byl se sériovým řešením.

Jedním z možných opatření jak udělat řazení spolehlivější a rychlé, je nevytvářet na čele rovnou plochu, ale vyrobit ji konkávně zaoblenou případně se střechovitým zkoseným profilem. Při kontaktu takto upravených zubů dojde na základě působení axiální řadicí síly k vytvoření dodatečné obvodové síly, která umožňuje rychlejší uzamknutí spojky. Kvůli zachování hlavních rozměrů původních řadicího bubínku, spojek a rozložení není možné tyto změny pro navrženou konstrukci uplatnit. Mezi ozubci na kolech a spojce není v nezařazeném stavu dostatek místa pro jejich zvětšení o upravenou část.

16 Řadicí bubínek

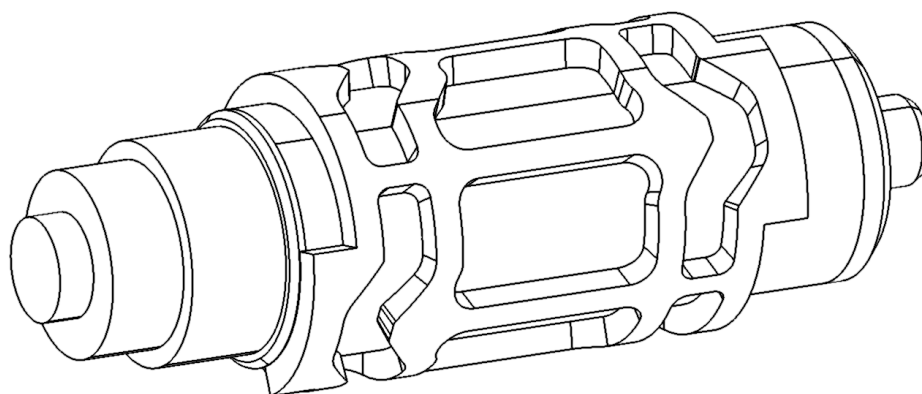
Další změnou oproti sériové převodovce je úprava řadicího bubínku. Jak jsem zmínil dříve, díky původní konstrukci této součásti mohlo při řazení mezi 1. a 2. rychlostním stupněm dojít k zastavení v neutrální poloze, která má v tomto místě aretační pozici. Rovněž cílené zařazení neutrálu je z pozice pilota formule obtížné. Tento stav spolu se zredukováním počtu rychlostních stupňů mi umožnil vytvořit návrh, v němž je poloha pro neutrál umístěna před všemi následujícími rychlostními stupni.



Obr. 23: Porovnávací schéma drah na řadicím bubínku

Původně mělo být nové řešení řadicího bubínku pro pět rychlostních stupňů již součástí FS.06. Po neúspěch se zařízením výroby na obráběcím centru, pro které byl vytvořen výkresový návrh (příloha), jsem se rozhodl vlastními silami vytvořit prototyp ze sériového dílu. Pomocí úhlové brusky a ruční přímé brusky jsem v původních drahách odstranil koncové dorazy a vytvořil náběžnou dráhu z neutrálu na 1. rychlostní stupeň. Navařováním TIG svářečkou jsem zesílil tenčí plochy, upravil špatně vybroušená místa a v první dráze vytvořil nový koncový doraz. Rovněž jsem pomocí navaření a následného vybroušení odstranil původní aretační místo pro pozici neutrálu na západce. Jak je obsaženo v předešlém textu, tento prototyp je funkční, ale nikdy nebyl použit v běžícím motoru.

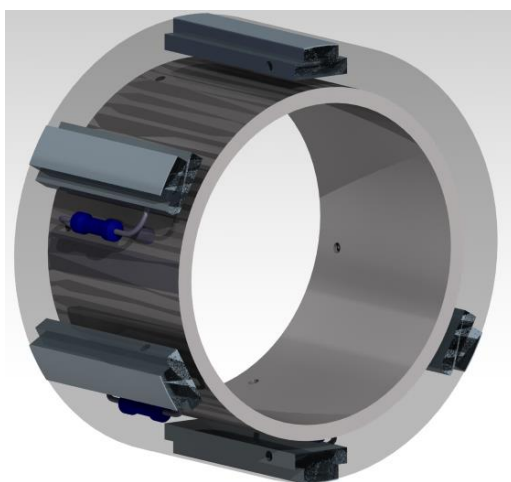
Pro nové konstrukční změny převodovky jsem se rozhodl kvůli zajištění výroby předělat návrh tak, aby místo frézování mohly být drážky vytvořeny řezáním laserem. Samotné tělo bubínku je tak tvořeno ze čtyř částí. Konce pro uložení jsou vysoustruženy z plné tyče, mezi nimi je tenkostěnná trubka, na kterou je nasazena trubka s vyřezanými drahami. Všechny součásti jsou dohromady svařeny. Kvůli technickým možnostem řezání trubek na laseru následuje ještě ruční úprava drah.



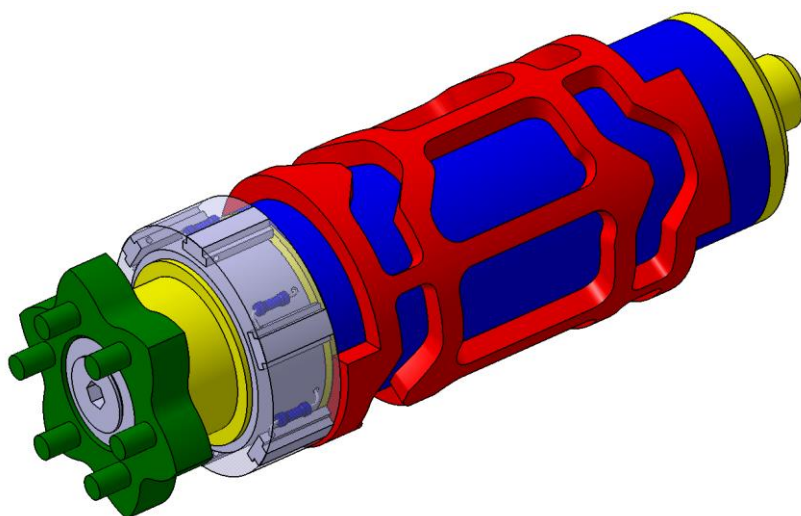
Obr. 24: Polotovar bubínku s řadicími drahami řezanými laserem

V poslední verzi návrhu je západka připevněna k bubínku místo původního svaru pomocí pera a šroubu s kuželovou hlavou. Toto řešení jsem použil kvůli mechanismu snímání zařazeného stupně. Běžně je možné u tohoto motoru snímat zařazený stupeň pouze na základě rozdílu otáček motoru a výstupu z převodovky. Zařazenou rychlost není možné určit, pokud je pohonné ústrojí v klidu a nic se neotáčí.

Rozšířeným řešením jak snímat zařazený rychlostní stupeň je u závodních převodovek spojení bubínku s otočným rezistorem. Vzhledem k nutnému zásahu do skříně převodovky se mi ale toto řešení nezdá vhodné. Proto jsem využil stávající princip signalizace zařazeného neutrálu. Ten spočívá ve zkratování obvodu mezi mosazným kontaktem senzoru našroubovaného do skříně převodovky a ocelovou kuličkou vlisovanou do bubínku. Kombinací toho řešení se snímáním odporu na rezistoru jsem navrhl kroužek, na jehož povrchu jsou rovnoběžně s osou bubínku páskové ocelové kontakty, které jsou přes odpor spojeny s vnitřní hliníkovou trubicí. Zbylý prostor mezi kontakty a trubicí je vyplněn fenolovou pryskyřicí. Celý tento kroužek je nasazen na bubínek a zajištěn proti pootočení ohnutým jazýčkem. Kontakty na kroužku potom díky kontaktu senzoru uzavírají elektrický obvod.



Obr. 25: Snímací kroužek



Obr. 26: Sestava bubínku se snímacím kroužkem

17 Hmotnostní úspora

Důležitým parametrem vzhledem k charakteru tratí a výkonovému omezení je pro vozy kategorie FS jejich hmotnost. Při nižší hmotnosti je možné dosáhnout agilnějšího chování, snížení brzdné dráhy a zvýšení akcelerace. Je také jedním z kritérií při hodnocení konstrukčních schopností během statických disciplín na závodech.

Změněná součást	Původní převodovka [g]	Nová převodovka [g]	Rozdíl [g]
Pastorek 2. stupně	95	101	-6
Kolo 2. stupně	258	278	-20
Pastorek 3. stupně	340	109	103
Kolo 3. stupně	225	240	-15
Pastorek 4. stupně	(340)	128	(103)
Kolo 4. stupně	210	218	-8
Pastorek 5. stupně	227	0	227
Kolo 5. stupně	481	337	144
Pastorek 6. stupně	189	0	189
Kolo 6. stupně	420	341	79
Bubínek	480	420	60
Řadicí vidlička 5. a 6. stupně	100	0	100
Kluzné ložisko 5. stupně	11	0	11
Kluzné ložisko 6. stupně	18	0	18
Rozpěrné trubky	0	36	-36
Součet			846

Tab.8: Hmotnostní úspora

Z této tabulky vyplývá, že se podařilo snížit hmotnost o zhruba 850 g. Největší podíl na této hodnotě má samozřejmě úplné odstranění nevyužitých dílů. Vzhledem k předpokládané celkové hmotnosti formule do 200 kg se to nemusí zdát jako výrazná úspora. Převodovka je ovšem pouze jedním z mnoha konstrukčních celků, na kterých by ke snížení hmotnosti mělo dojít.

18 Závěr

V této práci jsem se snažil předložit různá řešení pohonného a převodového ústrojí vozidel Formule Student. Na základě analýzy údajů jsem se pokusil zvolit vhodné řešení respektující požadavky na vůz FS.07.

Podle reálného zatěžujícího cyklu pak bylo možné upravit stávající řešení převodové skříně. Konkrétně návrh tří nových převodových stupňů, nových upravených řadicích spojek a řadicího bubínku.

Všechny navržené změny jsou podloženy počítačovými 3D modely, případně výkresovou dokumentací.

Doufám, že s využitím těchto změn bude vůz FS.07 podávat alespoň stejně dobré výsledky jako předchozí formule vyrobené týmem CTU CarTech.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Lechner, Gisbert, Naunheimer, Harald, Ryborz, Joachim. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Berlin: Springer, 1999, 448 s., ISBN 9783540659037.
- [2] Vlk, František. *Převodová ústrojí Motorových Vozidel: Spojky, Převodovky, Rozvodovky, Diferenciály, Hnací Hřídele, Klouby* 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 312 s., ISBN 9788023852752.
- [3] Wright, Peter. *Formula 1 Technology*. Warrendale: SAE International, 2001, 437 s., ISBN 9780768002348
- [4] Šalamoun, Čestmír. *Metodika Pevnostního Výpočtu Ozubení Při Proměnlivém Zatížení*. Praha: České vysoké učení technické, 1979, 77 s.
- [5] Fenton, John. *Handbook of Automotive Powertrain and Chassis Design*. London: Professional Engineering Publ. Ltd, 1998, 421 s., ISBN 9781860580758
- [6] YAMAHA MOTOR. YZFR6(C) Service Manual. 2005. vyd. USA, 2005.
- [7] SAE. 2015 Formula SAE Rules. Dostupné z:
<http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%2091714%20kz.pdf>

Seznam obrázků

<i>Obr. 1: Schéma standardního řešení pohonu</i>	15
<i>Obr. 2: Schéma dvouválce s kuželovým soukolím rozvodovky</i>	16
<i>Obr. 3: Kuželová rozvodovka s kuželovým soukolím High-Octane Motorsports e.V.</i>	16
<i>Obr. 4: Schéma řadového tříválce Mahle se skříní převodovky a rozvodovky</i>	17
<i>Obr. 5: Řadový tříválec Mahle se skříní převodovky a rozvodovky</i>	17
<i>Obr. 6: Schéma řadového čtyřválce s variátorem</i>	18
<i>Obr. 7: Maketa řadového čtyřválce s variátorem</i>	18
<i>Obr. 8: Schéma dvouválce AMG</i>	19
<i>Obr. 9: Dvouválec AMG</i>	19
<i>Obr. 10: Kulisa Jawy 250</i>	22
<i>Obr. 11: Řadicí bubínek</i>	23
<i>Obr. 12: Schéma řadicího mechanismu</i>	24
<i>Obr. 13: Kinematická charakteristika FS.06</i>	28
<i>Obr. 14: Trakční charakteristika FS.06</i>	30
<i>Obr. 15: Úplná momentová charakteristika motoru FS.06</i>	31
<i>Obr. 16: Předpokládaná charakteristika motoru FS.07</i>	37
<i>Obr. 17: Předpokládaná měrná spotřeba motoru FS.07</i>	37
<i>Obr. 18: Trakční síla na 1. rychlostní stupeň</i>	39
<i>Obr. 19: Kinematická charakteristika pro 1. a 4. stupeň</i>	40
<i>Obr. 20: Kinematická charakteristika předběžná</i>	41
<i>Obr. 21: Skutečná kinematická charakteristika</i>	43
<i>Obr. 22: Skutečná trakční charakteristika</i>	43
<i>Obr. 23: Porovnávací schéma drah na řadicím bubínku</i>	52
<i>Obr. 24: Polotovar bubínku s řadicími drahami řezanými laserem</i>	53

<i>Obr. 25: Snímací kroužek.....</i>	<i>53</i>
<i>Obr. 26: Sestava bubínku se snímacím kroužkem.....</i>	<i>54</i>

Seznam obrázků

<i>Tab. 1: Převodové poměry FS.06</i>	<i>26</i>
<i>Tab. 2: Předběžně převodové poměry rychlostních stupňů</i>	<i>41</i>
<i>Tab. 3: Skutečné převodové poměry rychlostních stupňů</i>	<i>42</i>
<i>Tab. 4: Hodnoty součinitele K_A</i>	<i>45</i>
<i>Tab. 5: Základní parametry profilu ozubení</i>	<i>46</i>
<i>Tab. 6: Parametry navržených ozubených soukolí</i>	<i>46</i>
<i>Tab. 7: Zatížení ozubců</i>	<i>50</i>
<i>Tab. 8: Hmotnostní úspora</i>	<i>55</i>

Seznam příloh

- Příloha 1: Výpočet 1. převodového stupně v programu GEAR
- Příloha 2: Výpočet 2. převodového stupně v programu GEAR
- Příloha 3: Výpočet 3. převodového stupně v programu GEAR
- Příloha 4: Výpočet 4. převodového stupně v programu GEAR
- Příloha 5: Skript pro výpočet spekter zatížení v programu Matlab
- Příloha 6: Výrobní výkres FS07-15-33-DT-00521-AA - PASTOREK 2. STUPEŇ
- Příloha 7: Výrobní výkres FS07-15-33-DT-00522-AA - KOLO 2. STUPEŇ
- Příloha 8: Výrobní výkres FS07-15-33-DT-00523-AA - PASTOREK 3. STUPEŇ
- Příloha 9: Výrobní výkres FS07-15-33-DT-00524-AA - KOLO 3. STUPEŇ
- Příloha 10: Výrobní výkres FS07-15-33-DT-00525-AA - PASTOREK 4. STUPEŇ
- Příloha 11: Výrobní výkres FS07-15-33-DT-00526-AA - KOLO 4. STUPEŇ
- Příloha 12: Výrobní výkres FS07-15-33-DT-00527-AA - SPOJKA 1-3
- Příloha 13: Výrobní výkres FS07-15-33-DT-00528-AA - SPOJKA 2-4
- Příloha 14: Výkres sestavy FS07-15-33-DT-00541-AA – SESTAVA PŘEVODOVKY
- Příloha 15: Výkres sestavy FS07-15-33-DT-00541-AA – SESTAVA PŘEVODOVKY
- Příloha 16: Výrobní výkres FS06-14-33-DT-00505-AA – ŘADICÍ BUBÍNEK