

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Optimalizace převodového ústrojí vozu Formula Student

Optimization of the Transmission for Formula Student Car

Autor: Bc. Václav Široký

Vedoucí práce: Ing. Jiří Pakosta

2014/2015

zadání

zadání

Abstrakt

Tato diplomová práce pojednává o variantách převodovek umožňujících řazení za stálého toku výkonu, a o jejich kladech a záporech pro vůz kategorie Formula Student/SAE. V souvislosti s tím je vypočten odhad zlepšení výkonů vozu v seriálu Formula Student/SAE. Následně je práce zaměřena na konkrétní konstrukční řešení přestavby vnitřního řadicího mechanismu původní převodovky motocyklu Yamaha YZF-R6 na mechanismus dle technologie Zeroshift, včetně pevnostních výpočtů a výkresové dokumentace. Ta má posloužit týmu CTU CarTech, působícímu na Fakultě Strojní ČVUT v Praze, k vyrobení prototypu za účelem testování.

Abstract

This diploma thesis includes two elements, the first of which is the study of optimal uninterrupted shift transmission systems and the pros and cons of using those as a transmission for Formula Student/SAE car. In relation to that, a calculation is performed for how much faster this car will be in the various segments of Formula Student/SAE races. Next, the thesis is focused on a specific structural design to convert the inner shifting mechanism of original Yamaha YZF-R6 transmission to the Zeroshift mechanism, including the strength calculations and technical drawings. This is intended to allow the CTU CarTech team, from the Faculty of Mechanical Engineering at Czech Technical University in Prague, to create a prototype shifting mechanism for the purpose of testing.

Čestné prohlášení

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

V Praze dne

.....

podpis

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mne při studiu podporovali. Především pak své rodině, Ing. Jiřímu Pakostovi za rady a čas, které mi poskytl při vypracovávání této diplomové práce, a Richardu Zachariášovi za grafické úpravy některých ilustrací použitých v této práci.

Seznam použitých zkratek

AMT	Robotizovaná manuální převodovka
AT	Automatická převodovka
CVT	Variátor
DSG	Dvouspojková převodovka
IVT	Mechanismus s paralelním zapojením variátoru a planetového soukolí
MKP	Metoda konečných prvků

Seznam použitých veličin

Značka	jednotka	popis
a	[m/s ²]	Zrychlení
b	[mm]	Šířka
c _x	[-]	Součinitel odporu vzduchu
D	[mm, m]	Průměr (roztečné kružnice), střední průměr pružiny
d	[mm]	Průměr drátu vinuté pružiny
D _a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
D _b	[mm]	Průměr základní kružnice
D _f	[mm]	Průměr patní kružnice
F	[N]	Síla
F _A	[N]	Axiální síla
F _T	[N]	Tečná síla
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
h	[mm]	Celková výška zubu
h _a	[mm]	Výška hlavy zubu
h _f	[mm]	Výška paty zubu
i	[-]	Převodový poměr, počet
I	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti
k	[N/mm]	Tuhost
l	[mm]	Délka
m	[g, kg, mm]	Hmotnost, modul ozubení
M _k	[Nm]	Krouticí moment
m _n	[mm]	Normální modul
m _t	[mm]	Tečný modul
n	[-]	Počet závitů pružiny
n	[min ⁻¹]	Otáčky
o	[N/N]	Měrný odpor
O	[N]	Odporová síla
p	[MPa]	Tlak
p _b	[mm]	Zubová rozteč
R	[mm, m]	Poloměr (zatáčky)
r	[mm]	Poloměr roztečné kružnice
R _e	[mm]	Vnější poloměr
R _i	[mm]	Vnitřní poloměr
s	[mm]	Pomocná hodnota
S	[mm ²]	Plocha
S _x	[m ²]	Čelní plocha vozu
T _N	[mm]	Naměřená tloušťka zubu

Značka	jednotka	popis
T_T	[mm]	Teoretická tloušťka zubu
v	[m/s, km/h]	Rychlost
V	[mm]	Hloubka pro měření tloušťky zubu
W_x	[mm]	Rozměr přes x zubů
x	[-]	Jednotková korekce ozubení
x	[mm]	Výchylka
z	[-]	Počet zubů
Z^w	[-]	Počet zubů pro měření rozměru přes zuby
α	[°]	Úhel (záběru, podřezání)
δ	[-]	Součinitel rotačních hmot
Δk	[-]	Poměr tuhostí
ΔT	[mm]	Rozdíl teoretické a naměřené tloušťky zubu
ΔV	[mm]	Pomocná hodnota dle obr. 24
ε	[rad.s ⁻²]	Úhlové zrychlení
κ	[-]	Jednotková výška hlavy zubu
μ	[-]	Koeficient tření
ρ	[kg/m ³]	Hustota
σ	[MPa]	Napětí
ψ	[-]	Součinitel využití
ω	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost

Obsah

1 Úvod	15
2 Převodovky ve vozích týmu CTU CarTech	17
2.1 Pravidla soutěže Formula Student/SAE.....	17
2.2 Motocyklové převodovky.....	17
2.3 Stávající převodovka motocyklu Yamaha YZF-R6.....	18
3 Převodovky se zkrácenou dobou řazení.....	21
3.1 Mechanické variátory (CVT, IVT)	21
3.1.1 Klínové variátory - řemenové či řetězové	22
3.1.2 Kuželové variátory.....	23
3.1.3 Toroidální variátory	24
3.2 Automatické převodovky (AT)	25
3.3 Dvouspojkové převodovky (DSG).....	26
3.4 Převodovky se speciálním návrhem zubových spojek	27
3.5 Shrnutí uvažovaných variant řešení	30
4 Parametry stávající převodovky	33
4.1 Rozbor dříve navržených úprav	33
4.1.1 Snížení hmotnosti odebráním 5° a 6°	33
4.1.2 Úprava kulisového mechanismu řazení	34
4.2 Odhad zlepšení parametrů vozu vybaveného převodovkou Zeroshift	35
4.2.1 Zlepšení akcelerace v přímém směru	35
4.2.2 Zlepšení maximální rychlosti.....	39
4.2.3 Zlepšení času na kolo a času závodu	40
4.3 Parametry stávajících součástí	44
4.3.1 Parametry výstupního hřídele	44

4.3.2 Identifikace parametrů ozubených kol.....	44
5 Konstrukční řešení úprav.....	51
5.1 Návrh unašeče řadicích kamenů	51
5.2 Návrh řadicích kamenů	53
5.3 Návrh zubových spojek	59
5.4 Návrh řadicích vidliček	60
5.4.1 Tuhost řadicích vidliček	65
5.4.2 Zatížení řadicích vidliček	69
5.5 Návrh vypružení řadicích vidliček.....	73
5.6 Návrh kulisového mechanismu řazení	78
6 Model upravené převodovky	81
6.1 Vstupní hřídel převodovky	81
6.2 Výstupní hřídel převodovky	82
6.3 Řadicí vidličky a jejich vypružení	85
7 Problematika rázů v převodovém ústrojí	87
8 Závěr.....	91
Seznam použitých zdrojů	92
Seznam obrázků	94
Seznam tabulek.....	97
Seznam příloh	98
Příloha 1	99
Příloha 2	105
Příloha 3	137

1 Úvod

V roce 1981 vznikla za podpory SAE ve Spojených státech amerických konstrukční soutěž Formula SAE. Náplní této soutěže je fiktivní výběrové řízení fiktivní automobilky na tisíc vozů formulového typu a jejím cílem je seznámit studenty vysokých škol s celým procesem návrhu vozu. Studenti tedy postupně vůz navrhnu, vyrobí a poté se utkají s konkurencí na závodní dráze. Postupem času se tento seriál rozšířil i na starý kontinent a od roku 1998 je soutěž téhož typu pořádána i v Evropě pod názvem Formula Student. Pravidla obou soutěží jsou prakticky stejná a v současné době se po celém světě účastní seriálu Formula Student nebo Formula SAE přes 500 týmů.

Historie ČVUT v soutěži Formula Student započala roku 2007, kdy se zrodil nápad se těchto prestižních a celosvětově konaných závodů účastnit. ČVUT tedy sestavila tým skládající se ze svých studentů a započala práce na prvním monopostu formulového typu pro tuto soutěž. Výsledek jejich práce byl představen v roce 2010. Jednalo se o první monopost týmu CTU CarTech s označením FS.01, se kterým studenti (nejenom) Fakulty strojní ČVUT stanuli na německém okruhu Hockenheimring.

S týmem CTU CarTech jsem přišel do styku již během svého bakalářského studia na Fakultě strojní ČVUT a můj zájem o tento tým vedl k vypracování bakalářské práce na téma zadané tímto týmem. Náplní mé bakalářské práce byl konstrukční rozbor převodovky motocyklu Yamaha YZF-R6, jehož motor pohání všechny monoposty týmu. Jelikož byla tato převodovka pro všechny vozy převzata bez jakýchkoli úprav, je zde mnoho prostoru pro zlepšení jejich vlastností tak, aby co nejlépe vyhovovala nárokům monopostu kategorie Formula Student/SAE a některé z možných vylepšení jsou náplní této diplomové práce.



Obrázek 1: Logo CTU CarTech [3]

2 Převodovky ve vozech týmu CTU CarTech

Závody seriálu Formula Student/SAE jsou pořádány na technicky velmi náročných tratích, při jejichž průjezdu musí pilot projevit zdatnost v ostrých zatáčkách, množství slalomů a také krátkých rovinek. Pro úspěch je naprosto klíčové mít v každou chvíli závodu zařazen ten správný rychlostní stupeň. Každé přeřazení však pilotovi ubírá desetiny sekund, během kterých nejsou poháněna kola vozu a čas, který stávající převodovka potřebuje ke změně rychlostního stupně ho tak v každém kole závodu obírá o cenné sekundy. Během vypracování své bakalářské práce jsem tak přemýšlel, jakým způsobem by bylo možné získat tyto cenné sekundy zpět.

2.1 Pravidla soutěže Formula Student/SAE

Pravidla soutěže Formula Student/SAE, v kapitole *T8.3 Transmission and Drive*, dovolují použití libovolného pohonu a převodového ústrojí (MT/AMT/AT/CVT). [19] Tímto nechávají konstruktérům dostatek volnosti ve volbě a návrhu převodového mechanismu, který je pro jejich aplikaci tím nejlepším a nejvýhodnějším.

Z nároků na vůz kategorie Formula SAE (nízká hmotnost vozu, nízký poměr rotačních hmot, silně omezené zástavbové rozměry motoru) vyplývají jako možné varianty použitých převodovek buď převodovky vlastní konstrukce, nebo jako v našem případě, převodovky konstruované přímo pro daný motor. Jelikož pravidla soutěže Formula Student/SAE, v kapitole *IC1.1 Engine Limitation*, omezují možnost použitých motorů na čtyřtakové pístové motory s objemem nepřevyšujícím 610ccm, nabízí se pouze možnost použití motocyklového motoru a převodovky, nebo převodovky vlastního návrhu.

2.2 Motocyklové převodovky

V motocyklech jsou obvykle použity manuální sekvenční převodovky. Jejich velkou výhodou je absence řadicí páky (klasického H), jak ji známe z osobních vozů vybavených manuální převodovkou, což samo o sobě zkracuje čas řazení. V kombinaci se systémem nepřímého řazení založeném na pneumatickém, hydraulickém, či elektromagnetickém principu, lze dosahovat mnohem lepších řadicích časů, než je tomu u konvenčních synchronizovaných převodovek s řadicí pákou využívající H kulisu. Další

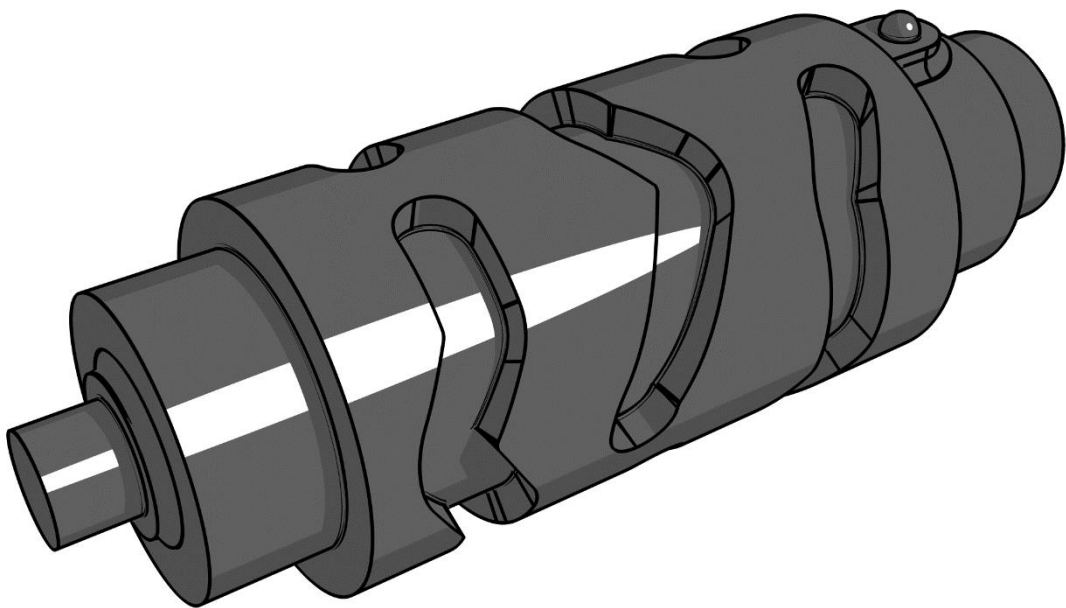
výhodou je možnost umístit volič rychlostního stupně tak, aby jej pilot mohl ovládat přímo, bez nutnosti pouštět řídítko/volant. U motocyklů je tedy tento volič umístěn tak, aby řidič mohl měnit rychlostní stupně pomocí levé nohy. U některých sportovních osobních vozů a většiny závodních vozů je tento volič s výhodou přesunut do pozice pod volantem, kde se vyskytuje ve formě dvou „pádel“, kdy levý volič slouží k zařazení nižšího rychlostního stupně a pravý naopak k zařazení stupně vyššího. Toto umístění je pro pilota velice výhodné, jelikož jeho ruce setrvávají po celou dobu závodu na volantu, což mu umožňuje mít plnou kontrolu nad vozem i při řazení v zatáčkách.

Jak jsem již v předchozím odstavci zmínil, motocyklové převodovky jsou obvykle nesynchronizované. Je tomu tak proto, že na rozdíl od automobilů, je pohonné ústrojí menší a lehčí, což má za následek nižší poměr setrvačných hmot, než je tomu u automobilů, a proto ani vzniklé rázy nejsou tak dramatické, jako u automobilů. Je ale potřeba si uvědomit, že i v automobilech není synchronizace převodovky úplně nezbytná a v dnešní době je přítomna mimo jiné z důvodu vyššího komfortu řazení a snížení požadavků na řidiče. Synchronizace převodových stupňů má ale v motorsportu jednu velmi nepříjemnou vlastnost – prodlužuje časy řazení. Synchronizační kroužky totiž nedovolí zařazení příslušného rychlostního stupně, dokud nedojde k vyrovnání otáček řazeného ozubeného kola a odpovídajícího hřídele převodovky. Toto vyrovnání otáček nějakou dobu trvá a právě v tuto chvíli tak vozidlo nemůže zrychlovat. Odstraněním pro závodní účely nepotřebné synchronizace převodovky a změnou na sekvenční způsob řazení lze tedy zlepšit časy řazení ze standardních 500 až 1000 ms pro řazení 1°-2°, 3°-4°, 5°-6° a 1000 až 2000 ms pro řazení 2°-3°, 4°-5°, 6°-7°, na podstatně kratších 200 až 300 ms v celém spektru rychlostních stupňů 1°-7°.

2.3 Stávající převodovka motocyklu Yamaha YZF-R6

Tovární převodovka motocyklu Yamaha YZF-R6 je koncipována jako dovuřídlová, sekvenčně řazená, šestirychlostní převodovka s přímými zuby a absencí zpětného chodu. Kola všech rychlostních stupňů jsou trvale v záběru. Kromě upraveného vnějšího mechanismu řazení však převodovka neprošla žádnými úpravami oproti tovární verzi. V této podkapitole blíže popíši stávající řešení tovární převodovky a rozeberu podstatu úprav, které byly provedeny na vnějším mechanismu řazení.

Řazení požadovaných rychlostních stupňů je zajištěno pootočením kulisového mechanismu ve formě řadicího bubínku pomocí pákového převodu, jež byl původně jezdcem ovládán přes nožní páku. V našem případě je vnější mechanismus řazení ovládán elektropneumatickým systémem poháněným pomocí stlačeného oxidu uhličitého, jehož zásoba je uložena v tlakové láhvi v motorovém prostoru. Pilot vydává pokyn k přeřazení pomocí pádel pod volantem. Vnitřní mechanismus řazení zůstal i ve voze FS.06 oproti továrnímu řešení nezměněn. Pootočením kulisového mechanismu dojde k převodu otáčivého pohybu bubínku (vyobrazen na obrázku 2) na posuvný pohyb řadicích vidliček. Tyto řadicí vidličky zapadají do vybrání v ozubených kolech spojených s hřídeli převodovky pomocí drážkování (konkrétně se jedná o společný pastorek pro třetí a čtvrtý rychlostní stupeň, který je vyroben z jednoho kusu materiálu, a hnaná kola pátého a šestého rychlostního stupně). Díky tomu dojde k posunu celých těchto kol. Na jejich čelech jsou vyfrézované zubové spojky, které pak zamezí protáčení volně otočného ozubeného kola požadovaného rychlostního stupně, čímž dojde k úspěšnému zařazení požadované rychlosti.

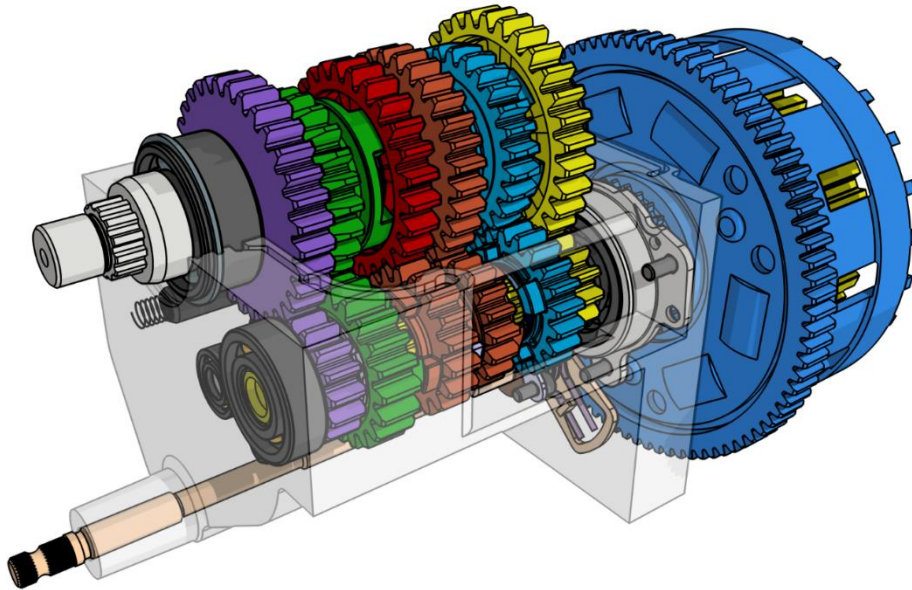


Obrázek 2: Tovární řadicí bubínek [1]

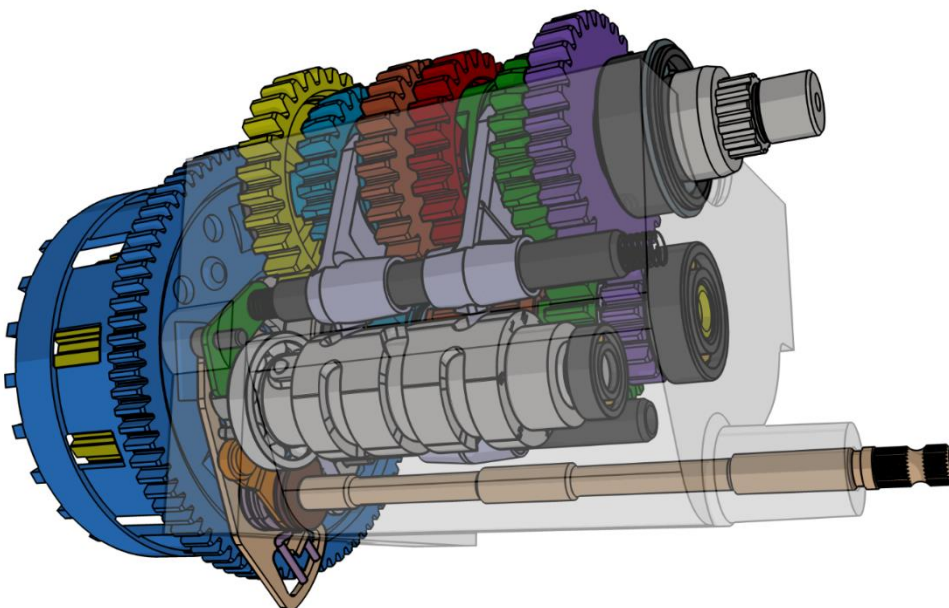
Zajištění přenosu točivého momentu od motoru se opět neliší od továrního provedení. Zajišťuje ho mokrá, vícelamelová třecí spojka, na kterou je moment motoru přenášen pomocí primárního převodu. Ten je realizován přímým vnějším ozubením na koši spojky, přičemž spoluzabírající ozubené kolo je umístěné na klikovém hřídeli motoru

mezi prvním a druhým válcem. Součástí primárního převodu je také dvoustupňové torzní vypružení v tělese spojky. Kompletní uspořádání převodovky je pak patrné také z obrázků 3 a 4. Pro plánování úprav, je také důležitý fakt, že skříň převodovky je vyhotovena spolu s blokem motoru z jednoho kusu litého hliníku.

Sekundární převod je realizován řetězovým převodem a hnací moment je přes diferenciál s omezenou účinností *Drexler LSD v2010* přenášen až na kola vozu.



Obrázek 3: Tovární provedení převodovky Yamaha YZF-R6 [1]



Obrázek 4: Tovární provedení převodovky Yamaha YZF-R6 [1]

3 Převodovky se zkrácenou dobou řazení

Z důvodů popsaných v kapitole 2.2 *Motocyklové převodovky* se na následujících stranách budu zabývat pouze převodovkami nesynchronizovanými a převodovkami s plynulou změnou převodového poměru, případně převodovkami s jinak zkrácenou dobou řazení. Synchronizovanými převodovkami se s ohledem na cíle diplomové práce nebudu zabývat.

3.1 Mechanické variátory (CVT, IVT)

První uvažovanou skupinou převodových soustrojí je skupina mechanických variátorů CVT (Continuously Variable Transmission), které umožňují plynule měnit převodový poměr a tedy řadí bez přerušení toku výkonu. Mechanické variátory mají nekonečný počet převodových poměrů mezi hodnotami minimálního a maximálního převodového poměru. Díky tomu mohou udržovat motor vozidla v otáčkách optimálních pro konkrétní případ využití. V našem případě tedy v otáčkách odpovídajících maximálnímu krouticímu momentu motoru, případně v otáčkách maximálního výkonu.

Mechanické variátory se dělí do několika skupin na základě principu přenosu výkonu ze vstupního hřídele na výstupní. Jsou to především skupiny:

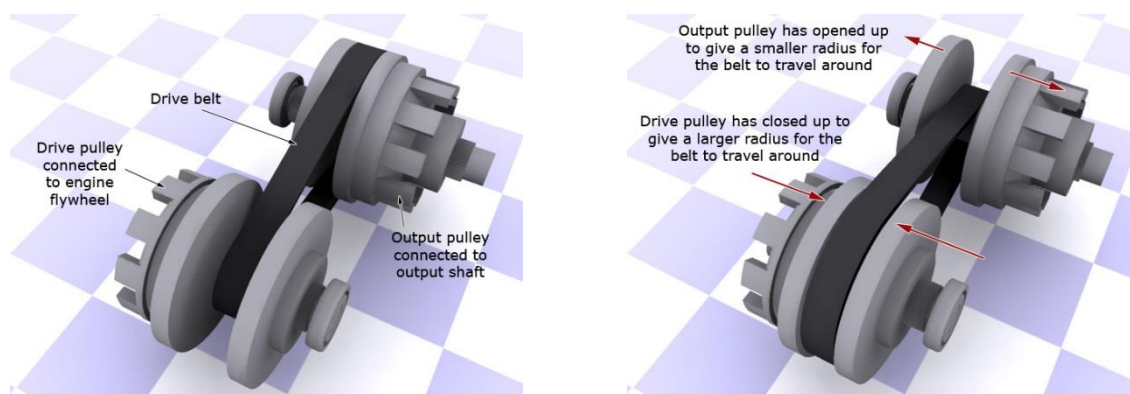
- Klínové variátory
 - Řemenové
 - Řetězové
- Variátory s třecím elementem
 - Válcovým
 - Plochým
 - Kuželovým
 - Toroidním

Existují také mechanismy IVT (infinitely Variable Transmission). Jedná se o paralelní zapojení variátoru s planetovým soukolím. Díky své paralelní vazbě může takový mechanismus dosahovat převodových poměrů od kladných hodnot pro dopředný pohyb, jako je běžné i pro CVT, přes „neutrál“ až do záporných hodnot pro zpětný chod.

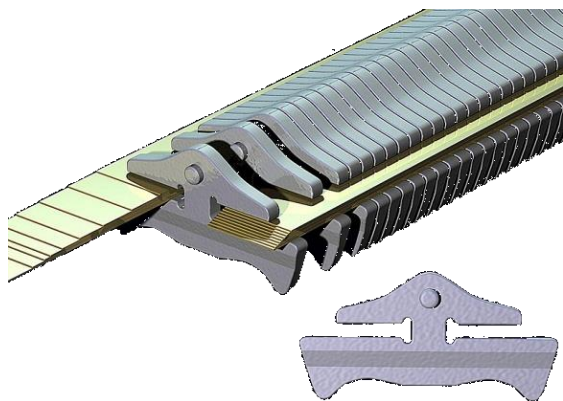
Vůz kategorie Formula Student/SAE si vystačí i bez zpětného chodu. Proto nebudu o IVT vzhledem ke zvýšené hmotnosti a složitosti mechanismu dále uvažovat.

3.1.1 Klínové variátory - řemenové či řetězové

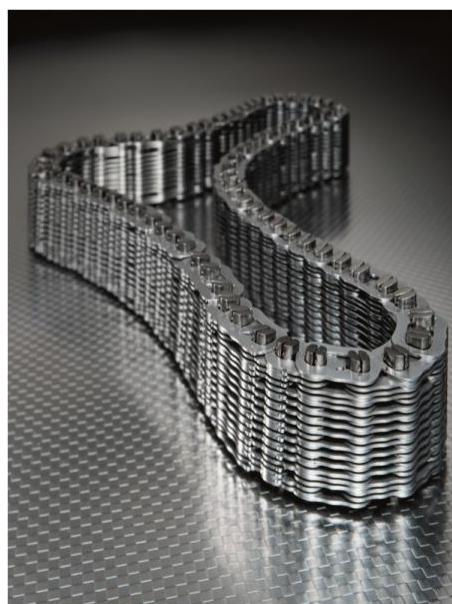
Princip přenosu krouticího momentu je shodný s principem, na kterém pracují převody s klínovými řemeny. Hlavními prvky klínových variátorů je tedy klínový řemen či řetěz a sada dvou kuželových řemenic, jejichž jedna polovina je však, na rozdíl od obyčejných řemenových převodů, axiálně nastavitelná. Axiálním posuvem kotoučů řemenic dochází k nastavování činného průměru řemenic a tím i ke změně převodového poměru. Princip změny převodového poměru je znázorněn na obrázku 5.



Obrázek 5: Princip klínového variátoru [2]



Obrázek 6: Ocelový řemen [6]



Obrázek 7: Řetěz z CVT [7]

Řemen zajišťující přenos krouticího momentu může být pryžový, pro automobilové použití je však běžnější řemen ocelový (obrázek 6), případně může být využito také řetězu (obrázek 7).

3.1.2 Kuželové variátory

Princip kuželových variátorů je shodný s třecími převody s mezičlenem. K dosažení variabilnosti převodového poměru je poloha mezičlenu ovládána akčním členem. Základ kuželového variátoru tvoří dva kužele, jejichž osy jsou uloženy rovnoběžně, s opačnou orientací pomyslných hrotů kuželů.

Základní možnosti uspořádání:

- **Přenos řemenem** (Obrázek 8a)

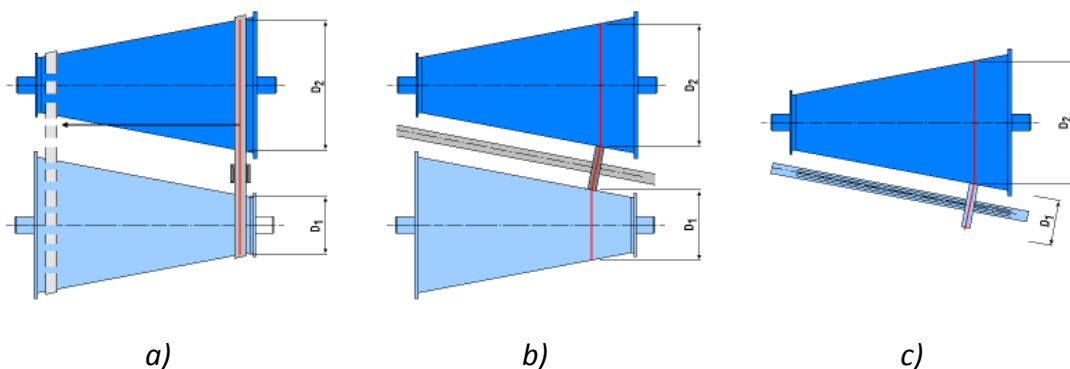
Poloha řemene je zajištěna vodícími saněmi dle požadovaného převodového poměru

- **Přenos vloženým kolem** (Obrázek 8b)

Převodový poměr je určen polohou vloženého kola, jež je možné posouvat po pevně dané ose

- **S jedním kuželem** (Obrázek 8c)

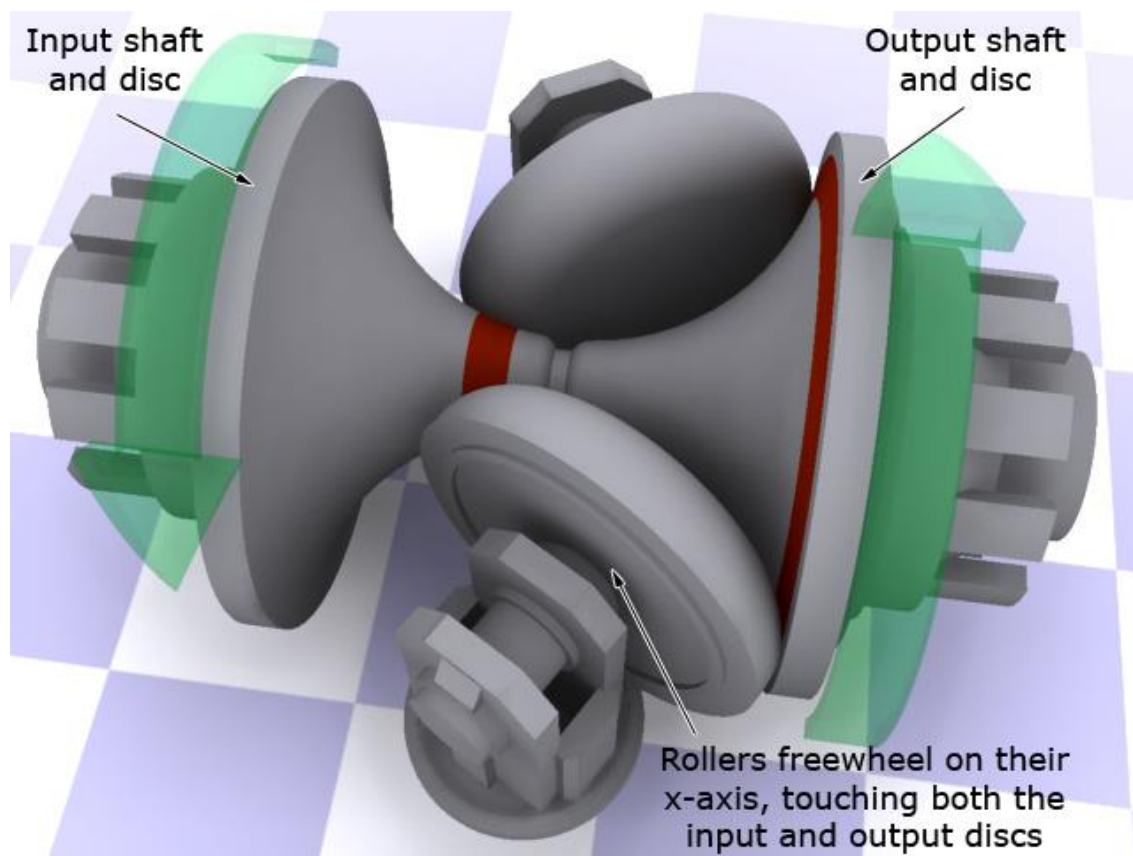
Vložené kolo je uloženo na drážkovaném hřídeli, který slouží přímo jako výstupní hřídel převodovky



Obrázek 8: Kuželové variátory [8]

3.1.3 Toroidální variátory

Toroidální variátory používají k přenosu točivého momentu opět třecí sílu. Vstupní a výstupní hřídele variátoru jsou uloženy na stejné ose a k přenosu momentu slouží sada třecích kladek přitlačovaných k oběma hřídelům současně. Natáčením těchto kladek dochází k posunu bodu kontaktu mezi hřídeli a kladkami samotnými, čímž se mění činný poloměr, na který kladky dosedají, a tím i výsledný převodový poměr celé sestavy. Hlavní výhodou této konstrukce je oproti ostatním typům variátorů skryta v menších zástavbových rozměrech, a dále také v možnosti skládat tyto celky do série, čímž lze jednoduše dosáhnout ještě většího rozsahu převodovky. Ukázka konstrukce toroidálního variátoru je na obrázku 9. Na tomto obrázku je vlevo vstupní hřídel a vpravo výstupní hřídel. Kladky jsou nastaveny tak, že na vstupním hřídeli dochází ke kontaktu na malém poloměru hřídele, kdežto na výstupním hřídeli je kontaktní bod na velkém poloměru. Analogicky s třecím převodem, kde kolo o malém průměru pohání kolo o velkém průměru, je tedy v konfiguraci na obrázku 9 převodový poměr $i > 1$ (jde tedy o převod do pomala).

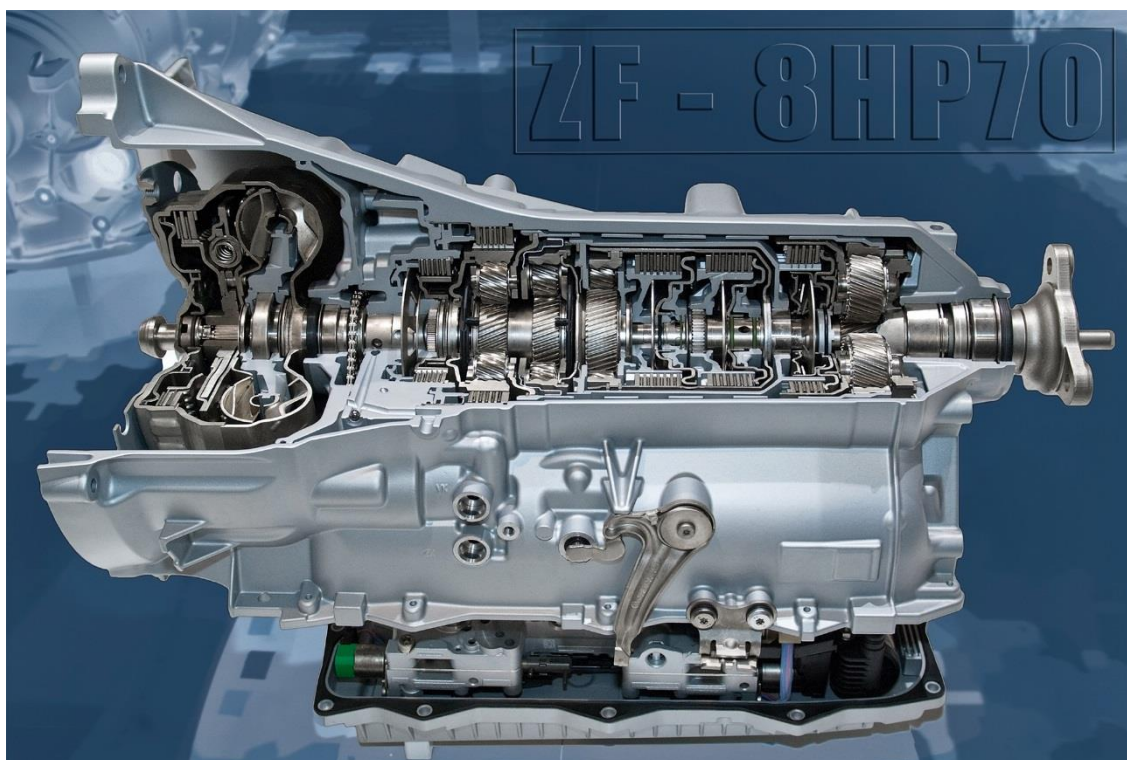


Obrázek 9: Toroidální variátor [2]

3.2 Automatické převodovky (AT)

Automatické převodovky využívají planetových soukolí. Zastavováním jednotlivých součástí, z nichž se planetové soukolí skládá (planetové kolo, unašeč satelitů, korunové kolo) a různou kombinací vstupních a výstupních členů, lze dosáhnout různých převodových poměrů celého mechanismu. Například automatická převodovka ZF-9HP je sestavena ze čtyř planetových soukolí, díky nimž lze výše zmíněným způsobem volit mezi devíti dopřednými rychlostmi stupni a jedním rychlostním stupněm pro zpětný chod.

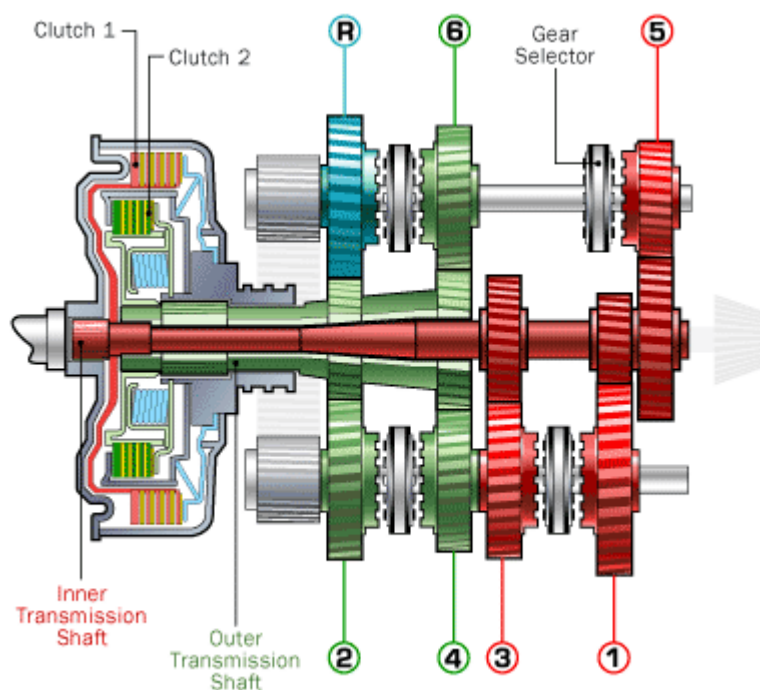
Automatické převodovky nejsou k motoru připojeny přes třecí spojku tak, jak je tomu u manuálních převodovek, nýbrž přes hydrodynamický měnič. Ten umožňuje snížit otáčky na vstupu do převodovky na nulu, jelikož lopatky čerpadla nedokáží předat náplni měniče dostatek kinetické energie k roztočení turbíny. Zároveň však dvakrát až třikrát zvýší točivý moment působící na vstupní hřídel převodovky. Pro vyšší rychlosti je pak obvykle hydrodynamický měnič přemostěn třecí spojkou, čímž dojde k pevnému spojení převodovky s motorem. Právě kapalina cirkulující v hydrodynamickém měniči je velkým zdrojem ztrát, což vede k celkově nižší účinnosti automatických převodovek.



Obrázek 10: Automatická převodovka ZF-8HP [9]

3.3 Dvouspojkové převodovky (DSG)

Dvouspojkové převodovky patří mezi současné trendy v převodovkách se zkrácenou dobou řazení. Základní princip je shodný s manuálními, respektive automatizovanými převodovkami. Obvyklé je, že všechna ozubená kola jsou ve stálém záběru a k řazení dochází přesouváním synchronizačních, či zubových spojek. Důvod, proč jsou jejich vlastnosti lepší, 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 přepnuty. Obvykle to však nejsou spojky jednokotoučové, ale vícekotoučové, aby sestava obou spojek byla stále dostatečně kompaktní. Pastorky lichých rychlostních stupňů jsou na jednom hřídeli, pastorky sudých pak na druhém. Konkrétní uspořádání závisí na konkrétní konstrukci, ale vždy je to tak, že jeden z hřídelů je dutý a druhý je do něj vložený.



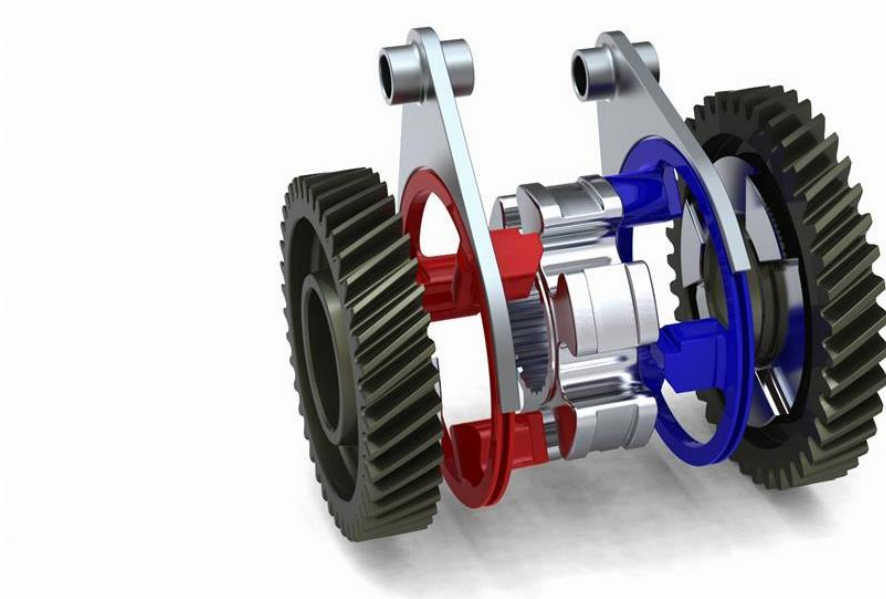
Obrázek 11: Schéma dvouspojkové převodovky [10]

Během jízdy vozidla elektronika převodovky dle naprogramovaných algoritmů odhaduje, zda bude chtít řidič přeřadit na vyšší či nižší rychlostní stupeň. K tomuto rozhodování využívá hodnoty jako je aktuální rychlost vozidla, aktuální otáčky motoru, zrychlení vozidla v určitém časovém intervalu a další. Podle závěrů daného algoritmu dojde pomocí ovládacích členů převodovky k „předřazení“ dalšího rychlostního stupně.

V momentě kdy dá řidič pokyn ke změně rychlostního stupně (obvykle pomocí pádel pod volantem), dojde k porovnání, zda byl předpoklad elektroniky a povel od řidiče shodný. Pokud ano, převodovka změní rychlostní stupeň pouze tím, že zároveň vypne spojku, která obstarává stávající rychlostní stupeň a sepne spojku, která obstarává nový rychlostní stupeň. Toto spínání a rozpínání spojek ale probíhá ve velmi krátkém čase - mnohem kratším, než je celý proces řazení. Pokud by řidič vydal pokyn odlišný od očekávaného (chtěl by řadit vyšší převodový stupeň, když by elektronika usoudila, že řidič bude chtít podřadit), došlo by k výraznému prodloužení času řazení, jelikož převodovka by musela vnitřně opravdu projít celým postupem řazení. Tato nekonzistence v rychlostech řazení je vlastnost, která byla v počátcích dvouspojkových převodovek dlouho kritizována, jelikož rozhodovací algoritmy ještě zdaleka nebyly dokonalé.

3.4 Převodovky se speciálním návrhem zubových spojek

Již během bakalářského studia jsem narazil na technologii, kterou vyvíjí firma Zeroshift Ltd. Jedná se o technologii vhodnou pro automatizované manuální převodovky (AMT), jejíž hlavní výhodou je snížení časů řazení prakticky na nulu při zachování původní účinnosti převodovky.



Obrázek 12: Řadící spojky Zeroshift [11]

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

Převodovka vybavená Zeroshift spjkami funguje na podobném principu, jako štafetový běh. Řazení mezi dvěma rychlostními stupni probíhá v několika fázích, které nyní popíši na příkladu řazení z prvního na druhý rychlostní stupeň.

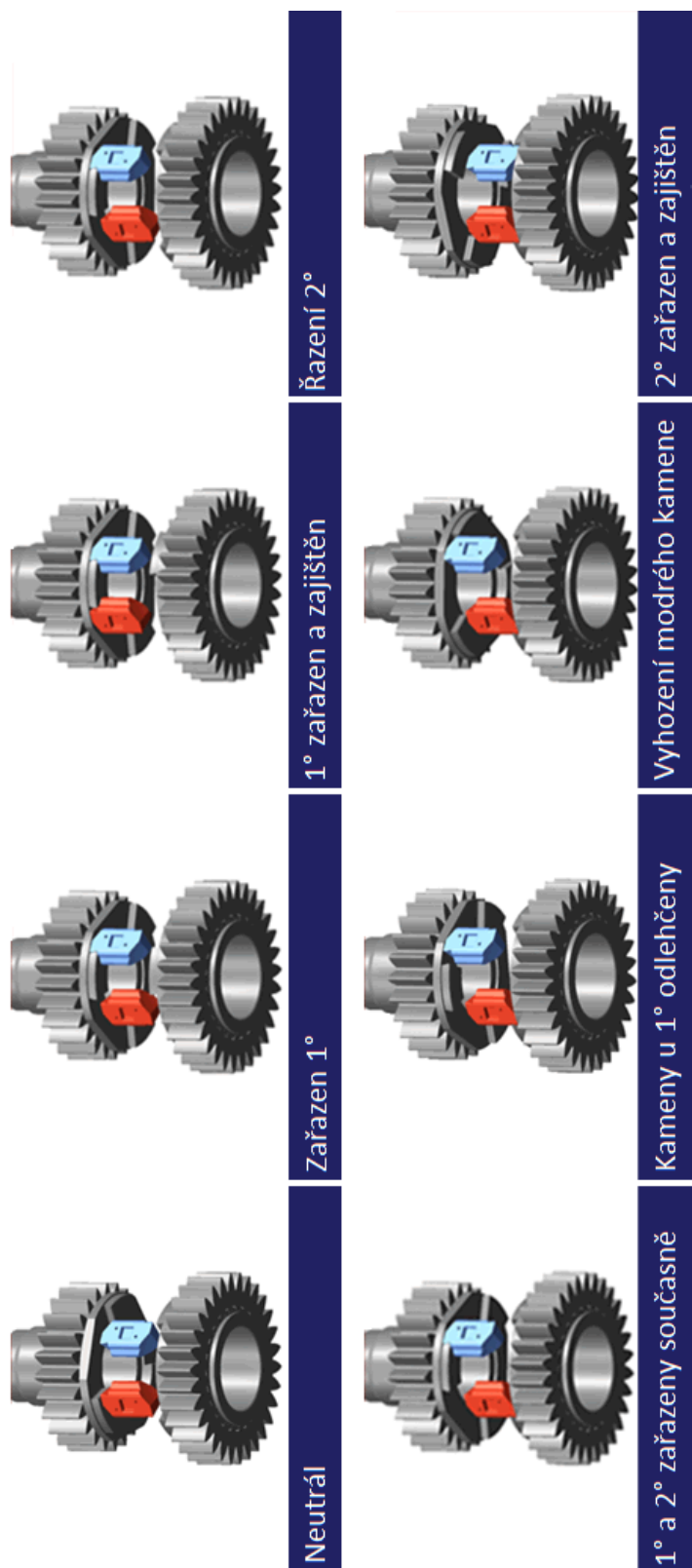
1. Obě sady kamenů jsou vysunuty na stranu prvního rychlostního stupně
2. Odlehčená sada kamenů přejde na stranu druhého rychlostního stupně
3. Vlivem rozdílných relativních rychlostí dochází ke zmenšování mezery mezi druhou sadou kamenů a ozubci druhého rychlostního stupně – v tuto chvíli jsou zařazeny oba rychlostní stupně najednou!
4. Dochází ke kontaktu zubových spojek na straně druhého rychlostního stupně a odlehčení spojek na straně prvního rychlostního stupně
5. Nyní odlehčená první sada spojek je také přesunuta na stranu druhého rychlostního stupně.

Zubové spojky Zeroshift získávají oproti konvenčním systémům právě ve fázi řazení, kdy jsou v podstatě zařazeny oba rychlostní stupně najednou, jen se čeká, až dojde ke kontaktu zubových spojek na straně požadovaného rychlostního stupně. Po celou tuto dobu jsou ale kola stále poháněna, jelikož jedna sada zubových spojek stále zabírá s původním rychlostním stupněm. Vratný pohyb odlehčených kamenů je zajištěn pomocí tlačných pružin uložených mezi řadicími vidličkami a členy, jež určují jejich požadovanou polohu. Pokud tyto pružiny neplní dostatečně svůj úkol, je zde ještě pojistka v podobě zkosení na nečinné straně kamene, která jej vyrazí ze záběru dříve, než dojde k fatálním následkům.

Po kinematické stránce je čas nutný pro změnu rychlostního stupně rovný nule (zero), což je také původ názvu celého mechanismu Zeroshift. Celý průběh řazení včetně řazení z neutrální polohy je vyobrazen na obrázku 13 na následující straně.

Mechanismus Zeroshift má samozřejmě i své nevýhody. Tou hlavní nevýhodou jsou rázy vznikající při řazení. Pokud bychom uvažovali řadicí čas skutečně nulový, docházelo by v převodovém ústrojí při přeřazení k nekonečně velkým rázům. Přestože je

tedy po kinematické stránce čas řazení roven nule, po dynamické stránce se bude nulové hodnotě pouze blížit. Důvodem k tomu bude deformace zubových spojek a dalších součástí. Tato deformace však nebude znamenat odpojení pohonu od kol a výhoda Zeroshiftu tak zůstane zachována.



Obrázek 13: Postup řazení rychlostních stupňů [12]

3.5 Shrnutí uvažovaných variant řešení

Zde shrnu hlavní výhody a nevýhody jednotlivých variant představených v předešlých podkapitolách kapitolách. Kritickým parametrem pro rozhodování je mimo jiné čas řazení, proto je tato hodnota v přehledu vždy uvedena. **Stávající převodovka dosahuje časů řazení $t_{\text{řAZ}} = 200 \text{ ms}$.**

- **Mechanické variátory**
 - Výhody
 - Umožňují zvýšit využití optimální pracovní oblasti motoru (oblast maximálního výkonu, oblast maximálního točivého momentu), oproti stupňovým převodovkám
 - Velký celkový rozsah převodovky
 - **Nulový čas řazení**
 - Nevýhody
 - Nízká účinnost oproti stupňovým převodovkám, obzvláště v nižším zatížení
 - Nepříznivý dopad na dynamiku vozidla – při podřazování je odebrána energie z kol, což zapříčiňuje liknavost při prudkém sešlápnutí plynového pedálu
 - Úprava pohonného ústrojí za účelem využití variátoru by byla velice rozsáhlá a bylo by možno použít pouze velmi málo původních dílů
- **Automatické převodovky**
 - Výhody
 - Kompaktní rozměry a nízká hmotnost oproti běžným převodovkám
 - Nevýhody
 - Složitý systém řízení brzd a spojek ovládající jednotlivé části planetových soukolí
 - Kompromis mezi strukturou, případně parametry planetového soukolí a požadovanými převodovými poměry
 - **Čas řazení 200 – 300 ms (2012 Chevrolet Camaro ZL1) [14]**

- **Dvouspojkové převodovky**
 - Výhody
 - Účinnost srovnatelná s běžnými převodovkami
 - **Čas řazení na vyšší převodový stupeň až 8 ms, čas podřazování 600 – 900 ms (Bugatti Veyron) [13]**
 - Nevýhody
 - Velká náročnost na ovládání
 - Velký zástavbový prostor, málo použitelných sériových dílů
- **Zubové spojky Zeroshift**
 - Výhody
 - Podobný princip jako stávající řešení
 - Oproti DSG či variátorům malé zástavbové rozměry
 - Základní části převodovky mohou zůstat stejné
 - **Po kinematické stránce nulový čas řazení**
 - Nevýhody
 - Komplexnost celého mechanismu
 - Rázy vznikající při řazení

Porovnáním výše uvedených výhod a nevýhod jednotlivých uvažovaných řešení lze z rozhodovacího procesu v podstatě okamžitě vyřadit automatické převodovky, které ani u tři roky starých řešení nedosahují tak dobrých časů řazení, aby mohly konkurovat stávajícímu řešení v podobě zubových spojek. Použití mechanických variátorů taktéž není optimální, především kvůli nepříznivému dopadu na dynamickou odezvu vozidla, a zvýšené spotřebě paliva, která se hodnotí v samostatné disciplíně (Fuel efficiency).

Pro dosažení lepších dynamických vlastností vozidla se tedy jako vhodná řešení ukazují dvouspojkové převodovky a speciální zubové spojky Zeroshift. Použití dvouspojkové převodovky však nevyhovuje především kvůli jejím zástavbovým rozměrům. Navíc by si to vyžádalo velké úpravy i dalších přidružených částí (především bloku motoru).

Z těchto důvodů se jako ideální řešení nabízí spojky Zeroshift s potenciálně nejlepší úsporou, co se týče časů řazení a zástavbovými rozměry, které umožní realizaci

i do stávající skříně převodovky. Princip ovládní řadicích vidliček může zůstat stejný, takže nebude třeba upravovat vnější mechanismus řazení. Změní se pouze řadicí bubínek, řadicí vidličky, přibudou sestavy Zeroshift spojek a dojde k výměně ozubených kol za nová, vybavená taktéž Zeroshift spojkami.

4 Parametry stávající převodovky

V následující kapitole se zaměřím na představení některých úprav, které vyplynuly jako závěry mé bakalářské práce a které souvisejí s novými úpravami stávající převodovky. Dále také rozeberu možný přínos úprav navržených v této práci a popíši proces určování některých parametrů důležitých pro správný návrh nových součástí, nutných k realizaci těchto úprav.

4.1 Rozbor dříve navržených úprav

Mimo pevnostní kontroly jednotlivých částí převodovky navrhl také řadu úprav, které vychází z požadavků na vůz Formula Student/SAE. Tyto úpravy se týkají především snížení hmotnosti převodovky a úpravy kulisového mechanismu řazení - řadicího bubínku.

4.1.1 Snížení hmotnosti odebráním 5° a 6°

Už během vypracovávání bakalářské práce jsem si při vyhodnocování v závodech naměřených dat povšiml velmi krátké vzdálenosti ujeté na pátý a šestý rychlostní stupeň.

Na některých technicky náročných tratích, kde není postavena dostatečně dlouhá rovinka, nemusí vůz dosahovat ani na rychlosti optimální pro zařazení čtvrtého rychlostního stupně. Z těchto důvodů jsem navrhoval odebrat přebytečná ozubená kola a část řadicího mechanismu obstarávající pátý a šestý rychlostní stupeň. Celková úspora hmotnosti dosahuje hodnoty necelých 740 gramů. V porovnání s celým motorem o hmotnosti 60 kg, jehož součástí je i převodovka vypadá úspora hmotnosti téměř bezvýznamná, nejnovější vůz kategorie Formula Student/SAE z dílny CTU CarTech – tedy vůz FS.06 dosahuje celkové hmotnosti pouhých 197 kg.

V této diplomové práci se budu zabývat konstrukcí nového řadicího mechanismu Zeroshift, který využívá právě uvolněného místa na pozicích hnaných kol pátého a šestého rychlostního stupně, čímž týmu připravím alternativu v podobě možného řešení převodovky pro technicky náročné tratě.

Tabulka 1: Snížení hmotnosti převodovky odebráním pátého a šestého rychlostního stupně [1]

Součást	Hmotnost před úpravou [g]	Hmotnost po úpravě [g]	Snížení hmotnosti [g]
Pastorek V°	165	0	165
Kluzné ložisko V°	11	0	11
Podložka pastorku V°	2	0	2
Hnané kolo V°	472	366	106
Pastorek VI°	181	0	181
Kluzné ložisko VI°	18	0	18
Podložka pastorku VI°	2	0	2
Hnané kolo VI°	395	313	82
Řadicí vidlička V° a VI°	82	0	82
Vodící čep řadicí vidličky	89	0	89
Pastorek III° a IV°	317	297	20
Rozpěrné trubky	0	19	-19
Celkem			739

4.1.2 Úprava kulisového mechanismu řazení

Řadicí bubínek převádí svůj rotační pohyb na posuvný pohyb řadicích vidliček. K tomu slouží kulisový mechanismus, který je vyfrézován do jeho povrchu. Pokud dá řidič pokyn ke změně rychlostního stupně, dojde přes pákový mechanismus k pootočení řadicího bubínku o 60° a vidličky změní svoji polohu. Protože je však převodovka šestistupňová, nevejde se na řadicí bubínek poloha neutrálu. Samozřejmě by bylo možné tuto situaci řešit při návrhu tak, že by se bubínek pootáčel v každém kroku o menší úhel, ale stávající stav je výhodnější pro původní použití.

Motor s převodovkou totiž pochází z motocyklu Yamaha YZF-R6 a aby jezdec nemusel před křížovatkou podřazovat až na první rychlostní stupeň a pak na neutrál, je neutrální poloha umístěna mezi polohami odpovídajícími prvnímu a druhému rychlostnímu stupni. Jezdec pak může vyřadit na neutrál přímo z druhého rychlostního stupně.

Tato vlastnost se však pro použití ve voze kategorie Formula Student/SAE ukázala jako nevhodná, jelikož elektropneumatický systém spolu s pákovým mechanismem který ovládá, někdy zapříčiní zaseknutí v poloze neutrálu, pokud chce pilot řadit z prvního na druhý stupeň, či obráceně.

Proto jsem již dříve navrhl takový řadicí bubínek, který sice neumožňuje řadit šestý rychlostní stupeň, ale má plnohodnotnou polohu pro neutrál před prvním rychlostním stupněm. Během konstrukce nového řadicího bubínku pro mechanismus Zeroshift tedy zůstanu u varianty s plnohodnotnou polohou pro neutrál.

4.2 Odhad zlepšení parametrů vozu vybaveného převodovkou Zeroshift

V této podkapitole se budu věnovat matematickému modelování chování vozu na trati. Nejdříve sestrojím akcelerační a decelerační křivky pro vůz vybavený stávající převodovkou se zubovými spojkami a vozu se Zeroshift spojkami, které následně porovná. Na základě těchto křivek pak vypočtu maximální možnou rychlost vozu na tratích sestavených dle pravidel seriálu Formula Student/SAE. Závěrem odhadnu zlepšení času na kolo a času závodu vozu s tímto vylepšením na fiktivní trati, která by vyhovovala pravidlům seriálu Formula Student/SAE.

4.2.1 Zlepšení akcelerace v přímém směru

Za účelem zjištění a porovnání akceleračních schopností obou variant vozu jsem vytvořil program v software Microsoft Excel 2013, který reflektuje velké množství parametrů vozu. Především tedy hmotnostní parametry samotného vozu a jezdce, rozměrové parametry vozu, adhezní omezení, atd. Upravitelné jsou také hodnoty jednotlivých převodových poměrů, stejně jako poloha řadicího bodu (otáčky, při kterých pilot přeřadí na další rychlostní stupeň). Program zohledňuje i dopad aerodynamických doplňků vozu, tedy generovaný přítlak.

Jelikož se závody seriálu Formula Student/SAE obvykle jezdí na poměrně malých plochách, obvykle v jedné zatáčce závodního okruhu na kterém jsou pořádány, či v přilehlých servisních oblastech, je převýšení v rámci okruhu Formula Student/SAE velmi malé. Proto jsem ve výpočtech údaje o převýšení a sklonu dráhy zanedbal. Akceleraci vozu tedy lze určit z rovnice 1:

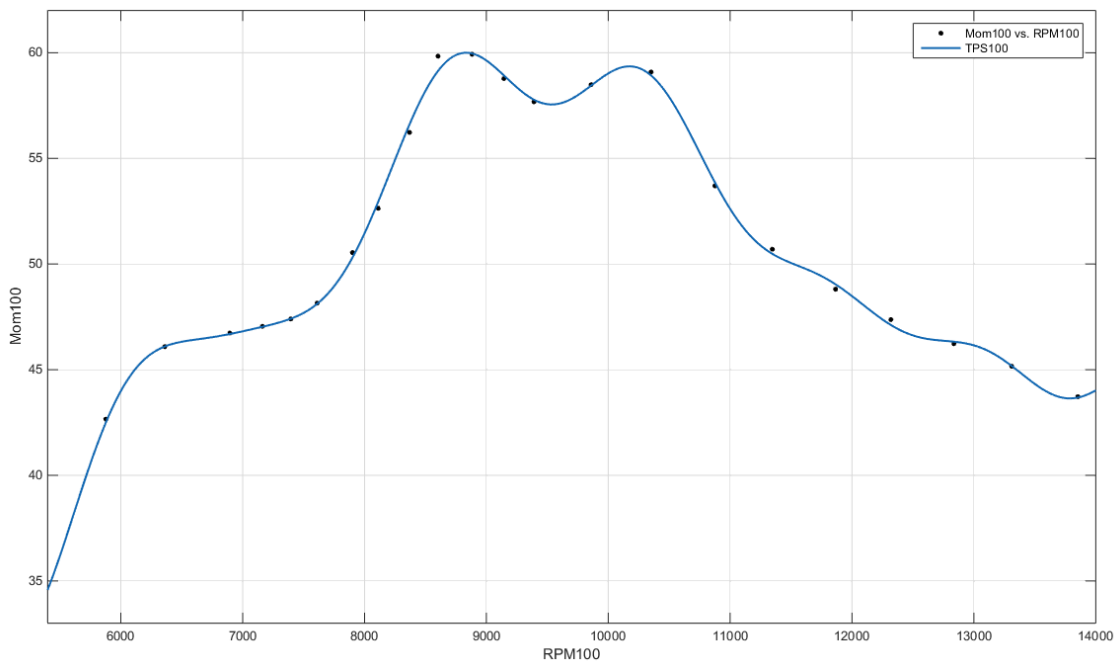
$$a_{vozu} = \frac{F_{hmáci} - O_{valení} - O_{vzduchu}}{m_{vozu} \cdot \delta} \quad (1)$$

$$O_{valení} = m_{vozu} \cdot g \cdot o_{valení} \quad (2)$$

$$O_{vzduchu} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzduchu} \cdot v_{vozu}^2 \cdot S_x \cdot c_x \quad (3)$$

Z výše uvedených rovnic je patrné, že zrychlení vozu je závislé na jeho aktuální rychlosti, navíc hnací síla, kterou vyvozuje motor je funkcí otáček motoru (tedy funkcí otáček kol, a tím pádem i funkcí rychlosti vozidla). Jelikož pístový spalovací motor nemůže pracovat v nulových otáčkách, je rozjezd vozidla řešen jako rozjezd na mezi adheze, což lze také poměrně dobře předpokládat. Motor má dostatečný krouticí moment na to, aby při zařazeném prvním rychlostním stupni byly adhezní podmínky překonány v celém rozsahu otáček. Pro další rychlostní stupně tato skutečnost neplatí, a proto je třeba určit krouticí moment motoru pro danou rychlost vozidla.

Toho jsem docílil využitím funkce *curve fitting* v software MathWorks Matlab. Vstupem do tohoto programu byly body vnější rychlostní charakteristiky motoru při plně otevřeném ovládacím členu (škrticí klapce). Tyto body jsou na obrázku 14 zobrazeny černě. Modrá křivka, která je spojuje, vyjadřuje funkci, která je součtem sedmi sinusovek. Konkrétní parametry této funkce jsou uvedeny níže v rovnici (4).

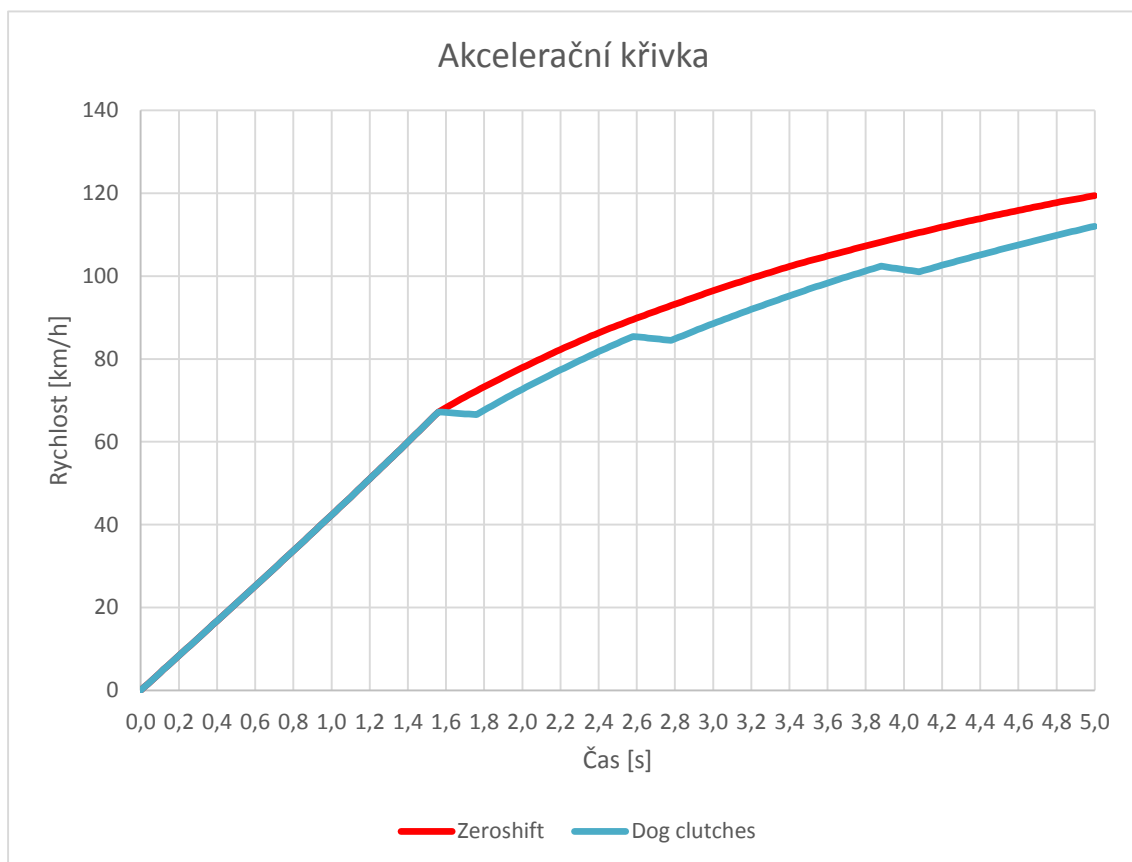


Obrázek 14: Náhrada naměřených bodů vnější rychlostní charakteristiky motoru

$$\begin{aligned}
Mk = & 78,86 \cdot \sin(0,0002948 \cdot RPM - 1,017) + \\
& 37,79 \cdot \sin(0,0006284 \cdot RPM - 0,6648) + \\
& 19,02 \cdot \sin(0,0009709 \cdot RPM + 5,609) + \\
& 2,596 \cdot \sin(0,00226 \cdot RPM + 6,047) + \\
& 0,984 \cdot \sin(0,004219 \cdot RPM + 2,339) + \\
& 3,949 \cdot \sin(0,001564 \cdot RPM + 3,625) + \\
& 2,188 \cdot \sin(0,002881 \cdot RPM + 2,665)
\end{aligned}
\tag{4}$$

Program na základě rychlosti v čase t vypočte jízdní odpory a zjistí točivý moment motoru dle výše uvedené funkce otáček motoru (4), který přes konstanty převodového ústrojí a kol přepočte na hnací sílu na kolech vozu. S těmito vstupy vypočte hodnotu zrychlení vozu v čase t a následně vypočte hodnotu rychlosti vozu v čase $t+0,02s$. Tento postup se neustále opakuje, čímž vznikají data nutná pro sestrojení akcelerační křivky.

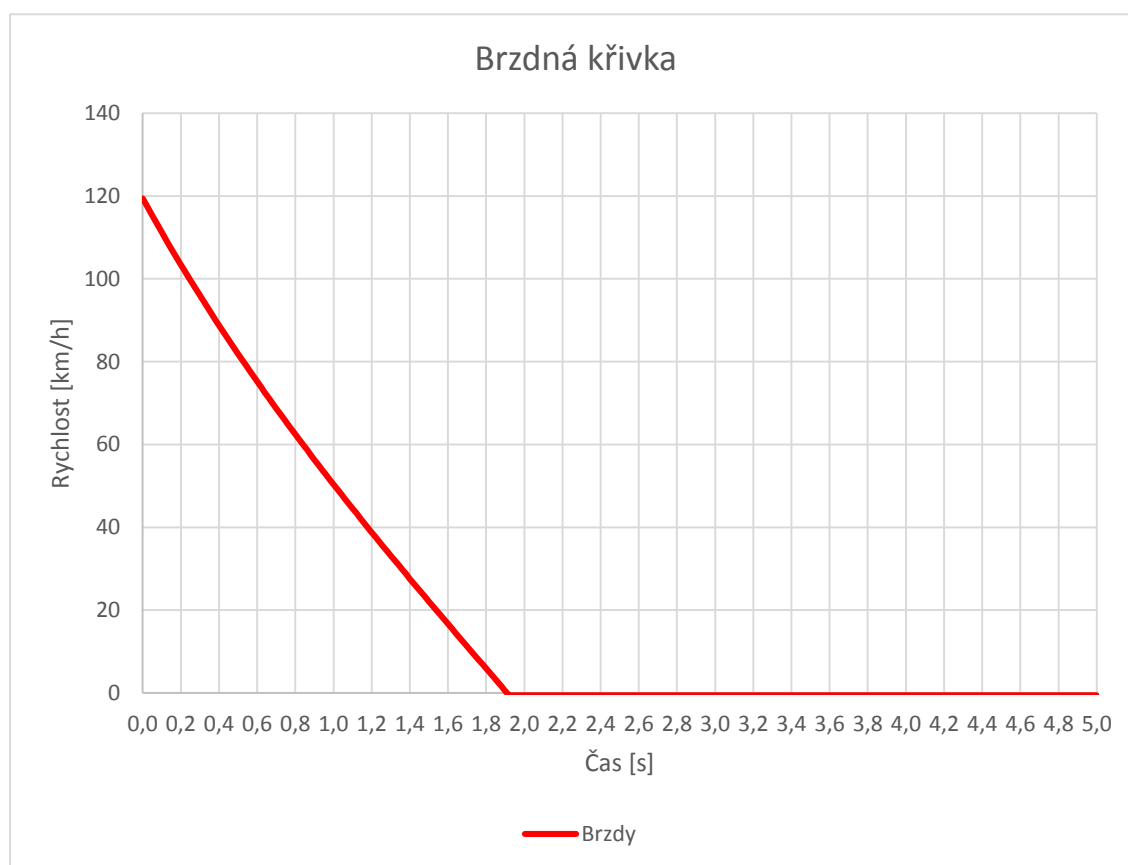
Výsledné akcelerační křivky jsou vyobrazeny níže na obrázku 15, jako závislosti rychlosti vozidla na čase v rozmezí 0 – 5s a jsou sestrojeny pro parametry vozu FS.05.



Obrázek 15: Porovnání akceleračních křivek pro vůz FS.05 vybavený převodovkou Zeroshift oproti tovární převodovce

Jelikož jsem při vytváření těchto odhadů nepočítal se změnou hmotnosti převodovky (a tedy ani celého vozu), jsou zpočátku rozjezdové křivky překryté. Zajímavou informací, kterou lze z obrázku 15 vyčíst je, že pokud by došlo k vybavení vozu FS.05 touto převodovkou, došlo by ke snížení času potřebného k rozjezdu z 0 na 100 km/h z původních 3,72 s na 3,24 s. V absolutních číslech tedy zlepšení o **0,48 s** (při dvou přeřazeních), což je zlepšení o **13%**.

Decelerační křivka se z výše zmíněných důvodů nezmění a zůstává stejná pro stávající řešení i pro Zeroshift (obrázek 16).

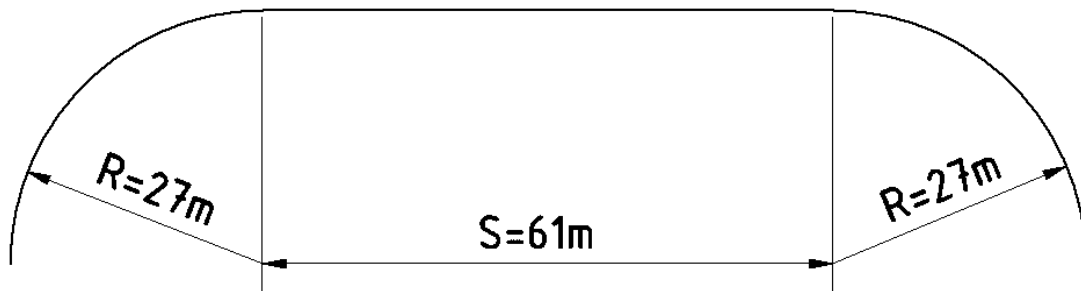


Obrázek 16: Decelerační křivka vozu FS.05

Tyto akcelerační a decelerační křivky použiji v následujících podkapitolách k určení maximální rychlosti vozu na trati odpovídající pravidlům seriálu Formula Student/SAE.

4.2.2 Zlepšení maximální rychlosti

V pravidlech seriálu Formula Student/SAE je uvedeno, že maximální poloměr zatáčky na trati je $R = 27 \text{ m}$ a maximální délka rovinky $S = 61 \text{ m}$. Tento úsek lze označit jako úsek ideální pro dosažení maximální rychlosti vozu. Tato část trati je zobrazena na obrázku 17.



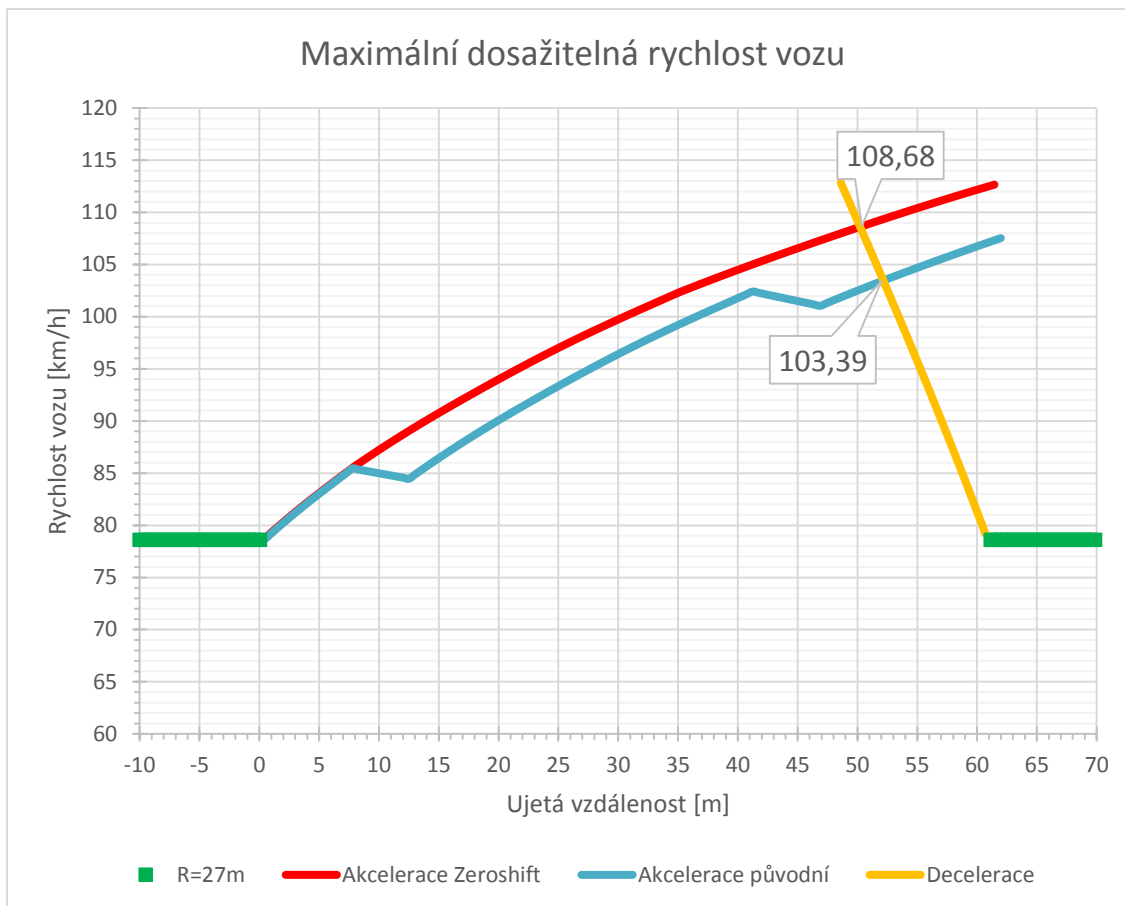
Obrázek 17: Ideální úsek pro dosažení maximální rychlosti vozu

Maximální rychlost, kterou může vůz projíždět zatáčky na začátku a konci rovinky lze vypočítat dle jednoduchého vztahu:

$$v_{R27} = \sqrt{R_{27} \cdot g \cdot \mu} = \sqrt{27 \cdot 9,81 \cdot 1,8} = 21,83 \text{ m/s} = 78,6 \text{ km/h} \quad (5)$$

Takto vypočtená maximální rychlost vozu v zatáčce tvoří spolu s maximální povolenou délkou rovného úseku trati okrajové podmínky, do kterých lze doplnit akcelerační a decelerační křivky vozu. Po sestrojení grafu rychlosti vozidla na dané dráze (viz obrázek 18 na následující straně), je možné jednoduše odečíst maximální možnou rychlost vozu na trati. V našem případě jsou to tedy hodnoty $103,4 \text{ km/h}$ pro vůz vybavený tovární převodovkou oproti $108,7 \text{ km/h}$ pro vůz s převodovkou Zeroshift. V absolutních číslech: maximální rychlost vozu naroste o **5,3 km/h**, tedy o **5,1%**.

Všechny tyto křivky a výsledné hodnoty byly opět vypočteny na základě parametrů vozu FS.05.



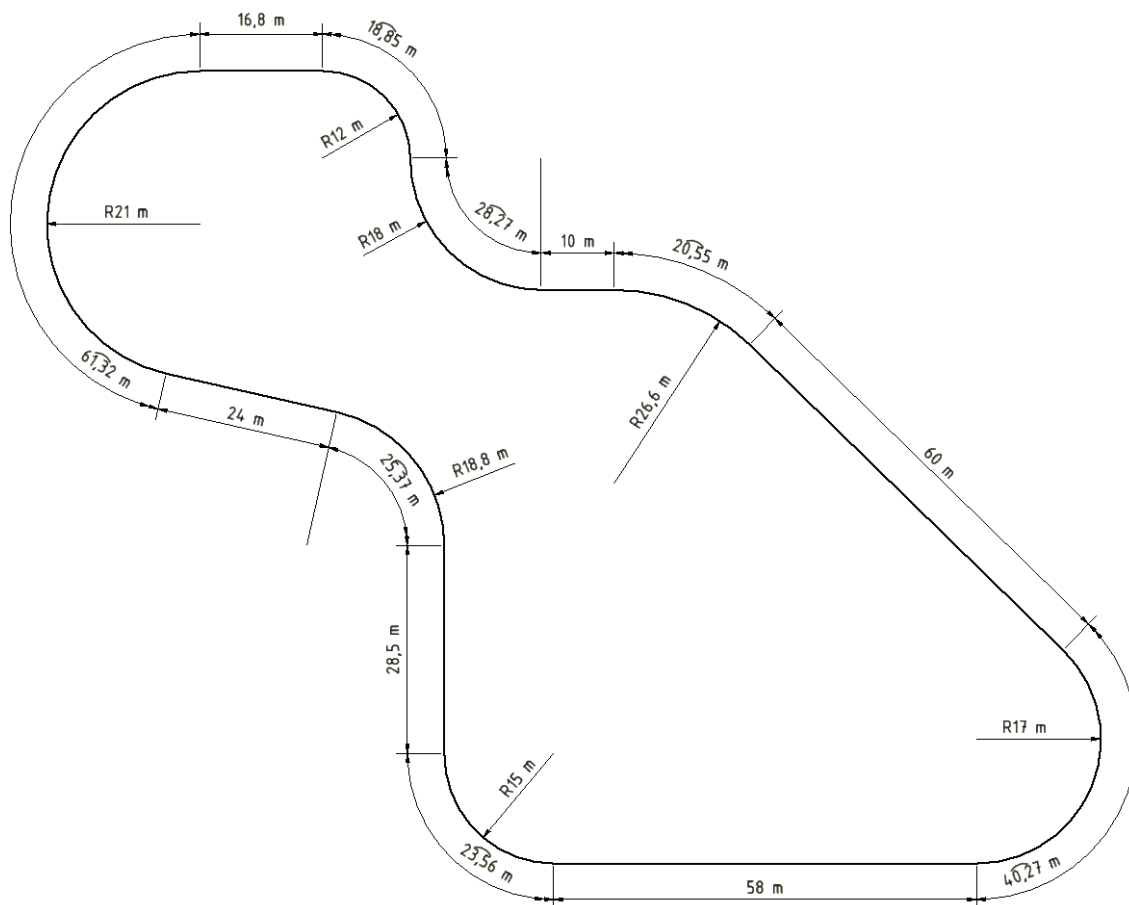
Obrázek 18: Maximální dosažitelná rychlost vozu na trati

4.2.3 Zlepšení času na kolo a času závodu

Pro účely odhadu vylepšení časů na jedno kolo závodu je potřeba nejdříve stanovit trať, jejíž parametry budou sloužit jako vstupní data výpočetního programu.

Jelikož se tratě seriálu Formula SAE staví vždy znovu tak, že organizátoři vytyčí trať sadou kuželů, nejsou tratě pevně dány, a jejich přesné rozložení se každý rok mění. Přesné rozložení včetně délky rovinek, úhlu a poloměru oblouků tedy není možno zpětně dohledat. Někteří pořadatelé sice poskytují plánek trati, bohužel však bez výše zmíněných rozměrů. Z tohoto důvodu jsem pro účely tohoto výpočtu vytvořil vlastní smyšlenou trať, která odpovídá pravidlům závodu Formula Student/SAE. Na této trati budu porovnávat výkony vozu FS.05 s původní tovární převodovkou a výkony stejného vozu vybavenou systémem Zeroshift s předpokladem nulového času řazení.

Rozvržení této pomyslné trati je včetně délek a poloměrů zatáček vyobrazeno na obrázku 19.



Obrázek 19: Schéma závodního okruhu pro výpočet časů na kolo

Pro stanovení časů na kolo je nutné znát maximální dosažitelnou rychlost vozu v jednotlivých zatáčkách. Tu lze vypočítat stejně, jako v kapitole 4.2.2, podle rovnice 5. Výsledky maximálních rychlostí vozu v jednotlivých zatáčkách jsou uvedeny v tabulce 2. Pro potřeby značení předpokládám průjezd vozu po směru hodinových ručiček, zatáčka číslo 1 následuje po rovince o délce 58 metrů a má poloměr 15 metrů.

Tabulka 2: Maximální rychlosti vozu v zatáčkách

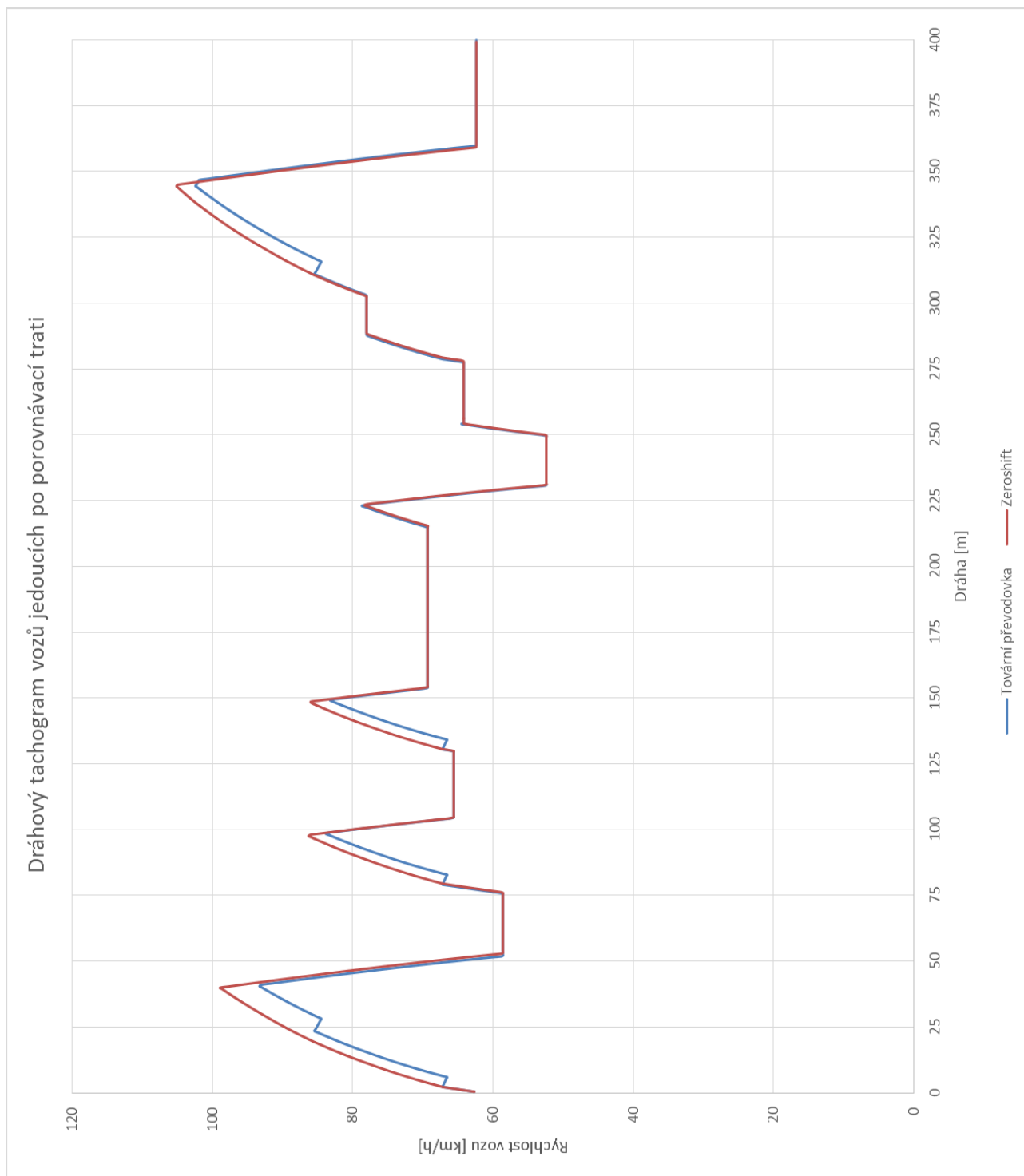
Číslo zatáčky	Poloměr zatáčky [m]	Délka zatáčky [m]	Maximální rychlost [m/s]	Maximální rychlost [km/h]
1	15	23,56	16,27	53,5
2	18,8	25,37	18,22	65,6
3	21	61,32	16,48	59,3
4	12	18,85	14,56	52,4
5	18	28,27	17,83	64,2
6	26,6	20,55	21,67	78,0
7	17	40,27	17,33	62,4

K takto stanoveným maximálním rychlostem v jednotlivých zatáčkách okruhu je možno stejnou metodou, jakou jsem v kapitole 4.2.2 stanovil maximální rychlost vozu, doplnit akcelerační a decelerační křivky vozu pro celou trať.

Akcelerační křivky, které jsem vytvořil výše, jsou diskretizovány s časovým úsekem 0,02 s. Jelikož jsem data pro dráhový tachogram skládal z těchto akceleračních křivek, došlo během výpočtu ke kumulaci drobných chyb, které zapříčinily, že dráha vozu po sečtení všech úseků dráhového tachogramu je mírně kratší, než skutečná délka okruhu. Po korekci těchto chyb již lze mezi sebou obě varianty přímo porovnat.

Vůz se stávající převodovkou dokáže projet jedno kolo trati za 21,024 s, vůz s převodovkou Zeroshift za 20,74 s. To je zlepšení o **0,284 s** v každém kole, relativně pak o **1,35%**. Disciplína Endurance se jede na vzdálenost přibližně 22 kilometrů, což pro tuto trať odpovídá 54 odjetým kolům. Vůz tak může být v této hlavní a nejvíce bodované disciplíně celkově rychlejší až o:

$$0,284 \cdot 54 = 15,336 \text{ s} \quad (6)$$



Obrázek 20: Dráhový tachogram

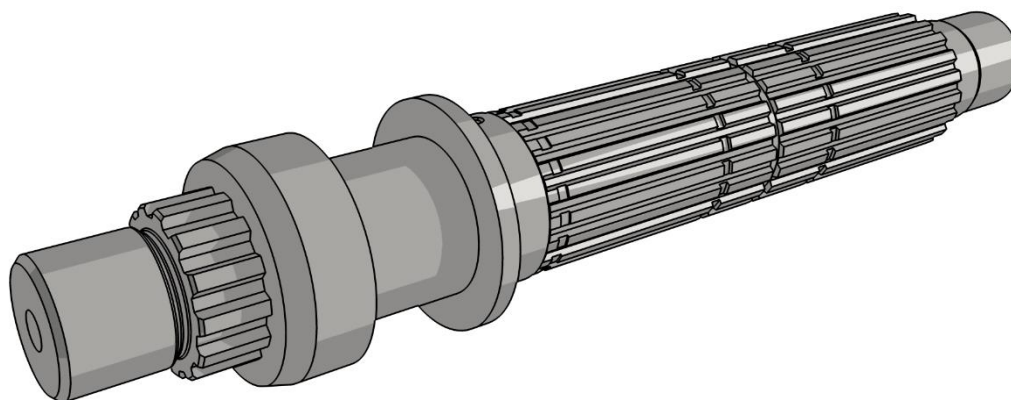
4.3 Parametry stávajících součástí

Z důvodu snahy zachovat co nejvíce továrních dílů převodovky je nutné znát jejich parametry, na základě kterých je potřeba řešit návaznost nových součástí. Především se jedná o:

- drážkování na výstupním hřídeli, které bude sloužit k přenosu točivého momentu z unašečů řadicích kamenů Zeroshift
- parametry ozubených kol, což umožní vyrábět pouze hnaná kola, která musí být vybavena speciálními zubovými spojkami a tím snížit náklady na realizaci projektu

4.3.1 Parametry výstupního hřídele

Parametry drážkování výstupního hřídele se podařilo zjistit z technické dokumentace. Konkrétně se jedná o normalizované evolventní drážkování dle ISO 4156 s úhlem záběru 30° , počet drážek je 20 a modul 1,25 mm. Toto drážkování zůstane zachováno a bude použito pro přenos točivého momentu mezi výstupním hřídelem a unašečem řadicích kamenů.



Obrázek 21: Výstupní hřídel převodovky [1]

4.3.2 Identifikace parametrů ozubených kol

Kvůli úpravám zubových spojek, jež jsou součástí hnaných ozubených kol, bude potřeba vyrobit tato kola znovu, a to technologií pětiosého frézování. Momentálně připadají do úvahy dva scénáře:

- Využilo by se výroby hnaných kol k návrhu a realizaci nového odstupňování převodových stupňů a vyrobily by se čtyři páry ozubených kol pro čtyři rychlostní stupně. Tato varianta je sice nákladnější, ale umožnila by týmu dosáhnout ještě lepších výsledků.
- Odstupňování převodovky zůstane stejné, jako je tomu v tovární variantě. V tomto případě by bylo výhodné znát parametry původních hnaných kol, což by umožnilo použít stávající hnací kola, která by tak nemusela být znovu vyráběna.

Řešením ideálního rozložení rychlostních stupňů se ve své práci věnovat nebudu, a proto budu prozatím řešit druhou z nabízených variant, která by umožnila levnější výrobu a testování nového systému. Z tohoto důvodu budu na následujících stranách řešit dopočítávání parametrů stávajících ozubených kol na základě rozměrů, které je možno změřit na již existujících kolech. Pro tyto výpočty je bohužel potřeba provést jeden předpoklad. Ten se týká úhlu záběru, který není možné ze stávajících kol jednoduše změřit. Pro následující výpočty tedy budu předpokládat běžný úhel záběru $\alpha = 20^\circ$. Na následujících stranách zanechám celý postup pro určení hlavních parametrů ozubených kol.

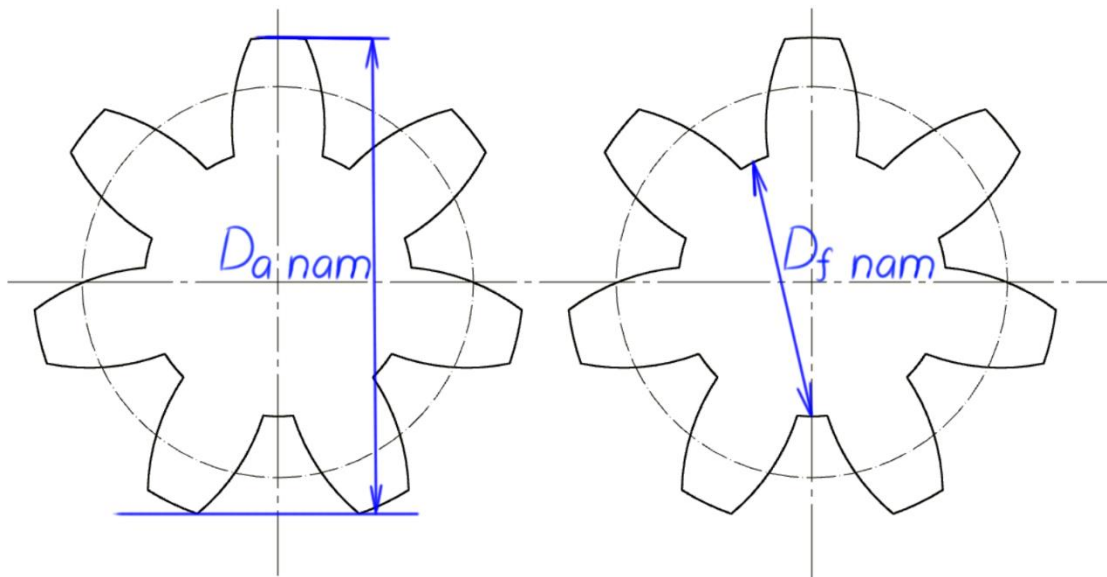
Níže je metodika popsána na základě údajů, které přísluší hnanému kolu druhého rychlostního stupně. Na závěr pak vypíši důležité hodnoty pro všechny rychlostní stupně v tabulce.

Základním parametrem, které lze určit bez jakýchkoli pomůcek je počet zubů kola. Změření šířky ozubení posuvným měřítkem je taktéž triviální. V tomto případě:

$$z = 32$$

$$b = 13,6 \text{ mm}$$

Dále je potřeba změřit průměr hlavové a patní kružnice. Pokud má ozubené kolo sudý počet zubů, je možné toto měření provést přímo. V případě lichého počtu zubů lze hodnotu určit změřením rozměru dle obrázku 22 a dopočtením hodnoty nepřímou pomocí vztahu 7. Přestože se metoda měření hlavové a patní kružnice mírně liší, je rozdíl mezi skutečnou hodnotou a hodnotou D_f naměřené u reálného kola zanedbatelný. Takové kolo má obvykle alespoň 17 zubů kvůli zohlednění podřezání, čímž se úhel při měření D_f stává velmi malý.



Obrázek 22: Schéma měření hlavového a patního průměru při lichém počtu zubů ozubeného kola

$$D_{a,f} = \frac{D_{a,f \text{ naměřené}}}{\cos\left(\frac{180}{z}\right)} \quad (7)$$

V tomto případě je však počet zubů kola sudý a proto je možné tyto hodnoty odměřit přímo:

$$D_a = 87 \text{ mm}$$

$$D_f = 75,6 \text{ mm}$$

Následně je nutné vypočíst skutečnou hodnotu Z^W , která určí počet zubů, přes které se bude měřit rozměr přes zuby:

$$Z^W = \left(\frac{\alpha}{180}\right) \cdot z + 0,5 = \left(\frac{20}{180}\right) \cdot 32 + 0,5 = 4,05 \quad (8)$$

Z rovnice 8 vyplývá, že se bude měřit rozměr přes 4 a přes 5 zubů. Tyto hodnoty jsem měřil vždy třikrát přes různé zuby a výsledky jsou uvedeny v tabulce

Tabulka 3: naměřené rozměry přes zuby

Rozměr přes 4 zuby	W_4	27,69	27,74	27,7	mm
Rozměr přes 5 zubů	W_5	35,08	35,05	35,08	mm

Když tyto hodnoty zprůměrujeme a odečteme od sebe, dostaneme hodnotu zubové rozteče p_b .

$$p_b = \frac{35,08 + 35,05 + 35,08}{3} - \frac{27,69 + 27,74 + 27,7}{3} = 7,36 \text{ mm} \quad (9)$$

Jelikož mají ozubená kola pouze přímé zuby, je tato hodnota rovna normálové zubové rozteči p_{bn} . Z té je možno vypočítat skutečnou hodnotu modulu.

$$m_n = \frac{p_{bn}}{\pi \cdot \cos \alpha_n} = \frac{7,36}{\pi \cdot \cos 20^\circ} = 2,493 \text{ mm} \quad (10)$$

Tuto hodnotu jsem porovnal s řadou normalizovaných modulů (obrázek 23), a přestože se jedná o velkosériovou výrobu, kde dodržení normalizovaných modulů není nutné, je vzhledem k velmi malé odchylce téměř jisté, že měřené kolo má modul

$$m = 2,5 \text{ mm}$$

Hodnoty v milimetrech									
Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2		
0,05	0,055	0,5	0,55	5	5,5	50	55		
0,06	0,07	0,6	0,7	6	7	60	70		
0,08	0,09	0,8	0,9	8	9	80	90		
0,1	0,11	1	1,125	10	11	100			
0,12	0,14	1,25	1,375	12	14	ČSN 01 4608 odpovídá normě ISO 54, ta však definuje moduly pouze v intervalu od 1 mm do 50 mm.			
0,15	0,18	1,5	1,75	16	18				
0,2	0,22	2	2,25	20	22				
0,25	0,28	2,5	2,75	25	28				
0,3	0,35	3	3,5	32	36				
0,4	0,45	4	4,5	40	45				
Platí pro čelní a šroubová kola s evolventním ozubením a kuželová kola s přímými zuby.									
Stanoví:									
– hodnoty normálních modulů $m = m_n$ pro čelní a šroubová kola;									
– hodnoty vnějších čelních modulů $m = m_e$ pro kuželová kola.									

Obrázek 23: Normalizované moduly [5]

Jelikož již známe modul ozubení, můžeme jednoduše spočítat průměr roztečné kružnice D a z něj i průměr základní kružnice D_b

$$D = m \cdot z = 2,5 \cdot 32 = 80 \text{ mm} \quad (11)$$

$$D_b = D \cdot \cos \alpha = 80 \cdot \cos 20^\circ = 75,18 \text{ mm} \quad (12)$$

Dále je možné vypočítat jednotkové posunutí základního profilu x :

$$W_i = m_n \cdot \cos \alpha \cdot [(Z_i^W - 0,5) \cdot \pi + 2x \tan \alpha + z \cdot \text{inv } \alpha_t] \quad (13)$$

$$27,71 = 2,5 \cdot \cos 20^\circ \cdot [(4 - 0,5) \cdot \pi + 2x \tan 20^\circ + 32 \cdot 0,0149]$$

$$\Rightarrow x = 0,443$$

A celkové posunutí základního profilu

$$x \cdot m = 0,443 \cdot 2,5 = 1,109 \text{ mm} \quad (14)$$

Dále vypočteme výšku hlavy zubu a výšku paty zubu dle rovnic 15 a 16 a celkovou výšku zubu dle rovnice 17

$$h_a = \frac{D_a}{2} - \frac{D}{2} = \frac{87}{2} - \frac{80}{2} = 3,5 \text{ mm} \quad (15)$$

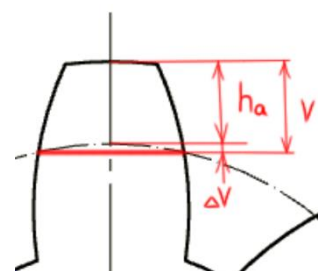
$$h_f = \frac{D}{2} - \frac{D_f}{2} = \frac{80}{2} - \frac{75,6}{2} = 2,2 \text{ mm} \quad (16)$$

$$h = h_a + h_f = 3,5 + 2,2 = 5,7 \text{ mm} \quad (17)$$

Zbývá určit jednotkovou výšku hlavy zubu κ

$$\kappa = \frac{h_a - m \cdot x}{m} = \frac{3,5 - 1,109}{2,5} = 0,96 \quad (18)$$

Samozřejmě je potřeba ověřit přesnost těchto výpočtů a také základního předpokladu ohledně úhlu záběru. K tomu slouží měření tloušťky jednoho zubu.



Obrázek 24: Schéma k měření tloušťky zubu

$$s = m_t \cdot (0,5\pi + 2x \cdot \tan \alpha_n) = 2,5 \cdot (0,5\pi + 2 \cdot 0,443 \cdot \tan 20^\circ) = 4,73 \text{ mm} \quad (19)$$

$$\Delta V = r \cdot \left(1 - \cos \frac{s}{2r}\right) = \frac{80}{2} \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{4,73}{80}\right)^{[rad]}\right) = 0,0696 \text{ mm} \quad (20)$$

$$V = h_a + \Delta V = 3,5 + 0,0696 = 3,5696 \text{ mm} \quad (21)$$

$$T_T = 2 \cdot r \cdot \sin \left(\frac{s}{2r}\right) = 2 \cdot \frac{80}{2} \cdot \sin \left(\frac{4,73}{80}\right) = 4,73 \text{ mm} \quad (22)$$

Hodnotu T_T jsem porovnal s průměrem tří hodnot naměřených talířkovým mikrometrem. Tato naměřená hodnota $T_N = 4,78 \text{ mm}$ se liší o hodnotu ΔT

$$\Delta T = T_T - T_N = 4,73 - 4,78 = -0,05 \text{ mm} \quad (23)$$

Z takto malého rozdílu mezi vypočtenou a skutečně naměřenou hodnotou lze usuzovat, že předpoklady výpočtu jsou platné a vypočtené hodnoty odpovídají skutečnému ozubení. Měření kola čtvrtého rychlostního stupně dosahuje ještě lepší shody. Výjimkou je měření kola třetího rychlostního stupně. Zde dosahuje kontrolní

výpočet poměrně nepříznivého výsledku $\Delta T = 0,158 \text{ mm}$. Tento rozpor může pocházet z různých zdrojů. Samozřejmě se nabízí varianta, kdy předpokládaný úhel záběru neodpovídá skutečnosti. Je zde ale ještě další možnost – jelikož bylo měření prováděno na ozubených kolech z dříve používané převodovky, je možné, že bylo kolo pouze nadměrně opotřebené. Zaprvé proto, že naměřená hodnota je menší, než předpokládaná a zadruhé, jelikož třetí rychlostní stupeň je na rychlejších tratích více používaný, než rychlostní stupeň druhý a čtvrtý. Z těchto důvodů považuji výsledky měření za vypovídající.

Tabulka 4: Výsledky měření stávajících ozubených kol

Hnané kolo:		1°	2°	3°	4°	
Počet zubů	z	31	32	30	26	
Šířka zubů	b	15	13,6	13,1	13,2	mm
Modul z řady	m	2,75	2,5	2,5	2,75	mm
Průměr roztečné kružnice	d	85	80	75	71,5	mm
Průměr základní kružnice	d_b	80,11	75,18	70,48	67,19	mm
Jednotkové posunutí základního profilu	x	0,195	0,443	0,317	0,170	
Průměr hlavové kružnice	d_a	92	87	81,25	78,00	mm
Průměr patní kružnice	d_f	79,8	75,6	69,80	65,20	mm
Výška hlavy zubu	h_a	3,6	3,5	3,13	3,25	mm
Výška paty zubu	h_f	2,7	2,2	2,60	3,15	mm
Jednotková výška hlavy zubu	κ	1,10	0,96	0,93	1,01	
Kontrolní výpočet	ΔT	-0,099	-0,045	0,158	0,016	mm

Podrobné výsledky jsou uvedeny v příloze 1.

5 Konstrukční řešení úprav

K přestavbě vnitřního mechanismu stávající převodovky na mechanismus Zeroshift je zapotřebí navrhnout nové díly převodovky s respektováním především zástavbových rozměrů uvnitř stávající skříně převodovky, což má za cíl umožnit tuto koncepci vyrobit a otestovat i bez výroby velmi nákladné nové skříně. V následující kapitole se budu věnovat právě konstrukčním řešením nových dílů převodovky.

5.1 Návrh unašeče řadicích kamenů

Unašeč řadicích kamenů zajišťuje přenos točivého momentu z řadicích kamenů na výstupní hřídel převodovky. Tento přenos je realizován pomocí drážkování, které se musí shodovat jak pro unašeč, tak pro hřídel, na kterém je unašeč nasazen. Z tohoto důvodu jsem již dříve v kapitole 4.3.1 identifikoval stávající drážkování výstupního hřídele, díky čemuž je možno tento původní výstupní hřídel použít bez dalších úprav.



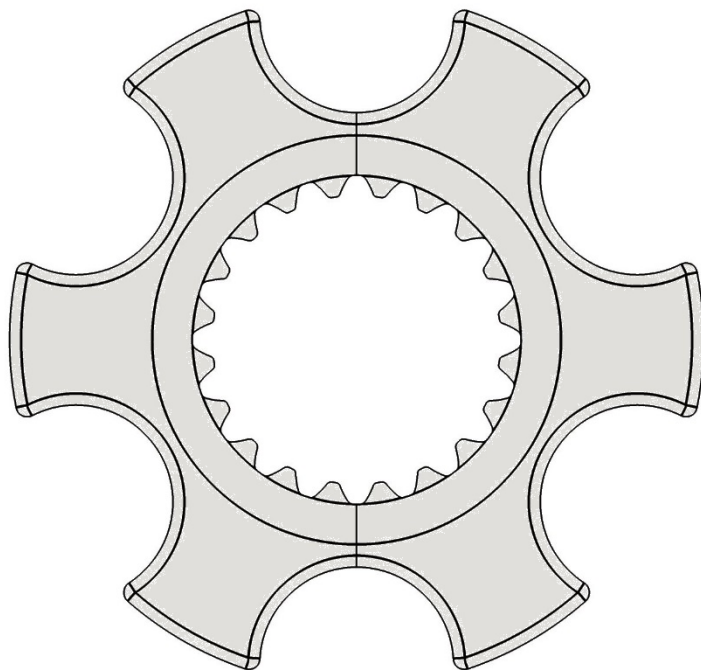
Obrázek 25: Unašeč Zeroshift [15]

V originální Zeroshift převodovce jsou kameny uloženy v sofistikovaně tvarovaných drážkách (viz obrázek 25), které sice zajišťují perfektní vedení kamenů ve směru posuvu, ale jsou náročné a drahé na výrobu a proto se toto provedení příliš nehodí pro prototypovou výrobu, což je cíl mého návrhu.

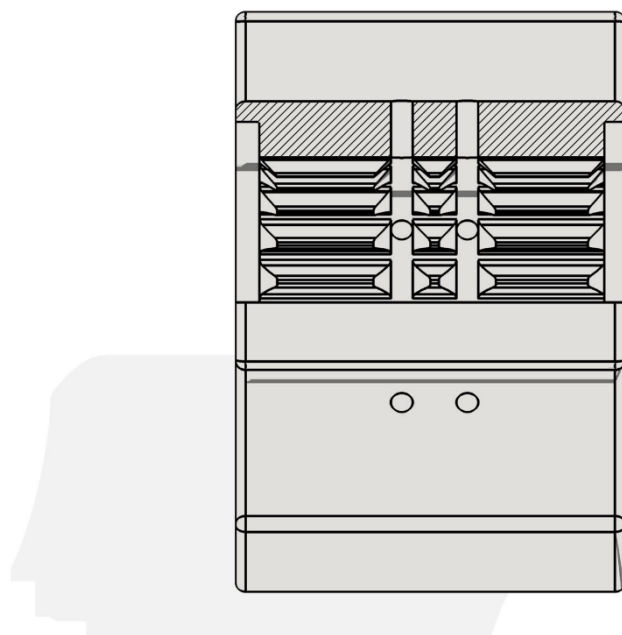
Z tohoto důvodu tedy použiji na výrobu výrazně jednodušší profil a to profil kruhový, jež je možné vyrobit buď frézováním, nebo vrtáním a následným vystružováním. Při zachování dostatečné velikosti zubových spojek je možné na obvodu unašeče umístit celkem šest řadicích kamenů, tedy tři kameny pro každý rychlostní stupeň. Řešení profilu je patrné z obrázku 26.

Další z důležitých konstrukčních problémů je zajištění dostatečného mazání důležitých komponent mechanismu řazení. V tomto případě především kontaktní plochy mezi řadicími kameny a řadicí vidličkou. U tovární převodovky jsou k tomu určeny radiálně vyvrtané otvory ve výstupním hřídeli a na straně ozubeného kola, které supluje

i funkci unašeče je v drážkování vysoustružená drážka s dalšími radiálními otvory, které ústí právě v kontaktní ploše vidličky a ozubeného kola. Za účelem univerzálnosti konstrukce jsou mazací otvory zdvojené tak, že lze použít dva stejné unašeče, jak mezi kola prvního a třetího, tak mezi kola druhého a čtvrtého rychlostního stupně. Tato úprava je zachycena na obrázku 27.



Obrázek 26: Profil unašeče řadicích kamenů



Obrázek 27: Provedení mazacích kanálů

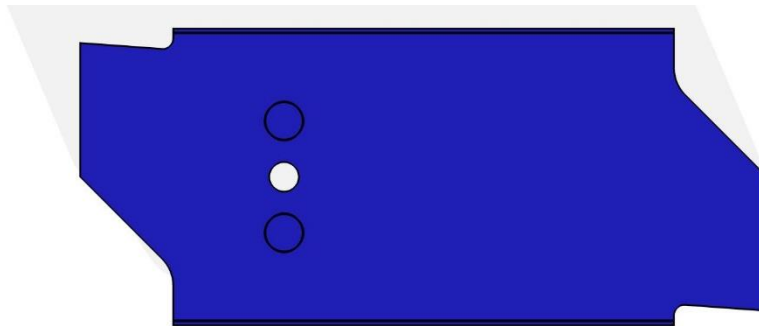
Při celkové délce unašeče 37 mm je samotné drážkování (po odečtení vybrání pro mazání) dlouhé 28,7 mm. Pro kontrolní výpočet uvažuji, že motor poskytuje maximální točivý moment 59 Nm a je zařazen první rychlostní stupeň, což odpovídá maximálnímu možnému zatížení výstupní hřídele.

$$p = \frac{Mk_{motor} \cdot i_{primár} \cdot i_1}{0,45 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot l \cdot \psi} = \frac{59\,000 \cdot \left(\frac{85}{41}\right) \cdot \left(\frac{31}{12}\right)}{0,45 \cdot 1,25^2 \cdot 20^2 \cdot 28,7 \cdot 0,75} = 52,2 \text{ MPa} \quad (24)$$

Jako materiál unašeče řadicích kamenů volím **16MnCr5**, což je vysokopevnostní materiál vhodný k cementování a kalení s dovoleným tlakem v drážkování 156,2 MPa.

5.2 Návrh řadicích kamenů

Řadicí kameny jsou v sadě třech kusů uloženy v unašeči pouze s jedním stupněm volnosti. Jsou mezi sebou propojeny kroužky, do kterých zapadají řadicí vidličky. Tyto vidličky určují jejich polohu v osové směru, tedy posouvají řadicí kameny do a ze záběru.



Obrázek 28: Řadicí kámen

Průměr řadicích kamenů vychází ze zvoleného průměru dutin v jejich unašeči a odpovídá také jejich celková délka. Dva slepé otvory patrné z řezu kamenem na obrázku 29 slouží ke kolíkovému spojení s propojovacím kroužkem, který umožňuje celou sadu kamenů ovládat jednou vidličkou. Tyto kolíky nepřenášejí točivý moment, ale pouze sílu v osové směru, která je vyvolaná buďto pootočením řadicího bubínku (a tedy posunutím vidliček) nebo vypružením vidliček. Ze zástavbových rozměrů v převodovce plyne maximální možný zdvih kamenů $x = 4,5 \text{ mm}$, což dává při tuhosti vypružení

vidliček $k = 36,1 \text{ N/mm}$ (tato hodnota bude objasněna dále v kapitole 5.5) maximální sílu působící na kolíkové spoje:

$$F_A = k \cdot x = 36,1 \cdot 4,5 = 162,45 \text{ N} \quad (25)$$

Kontrola kolíků na stříh a otláčení:

Počet kolíků $i = 6$

Průměr kolíků $d_k = 2 \text{ mm}$

Délka kolíků $l = 12 \text{ mm}$

Hloubka otvoru pro kolíky v kamenech $l_1 = 7 \text{ mm}$

Materiál kolíků 11 140.0 (35S20) – $\tau_{Ds} = 192 \text{ MPa}$

Materiál řadicích kamenů 16 420.4 (15NiCr13) – $p_D = 1270 \text{ MPa}$

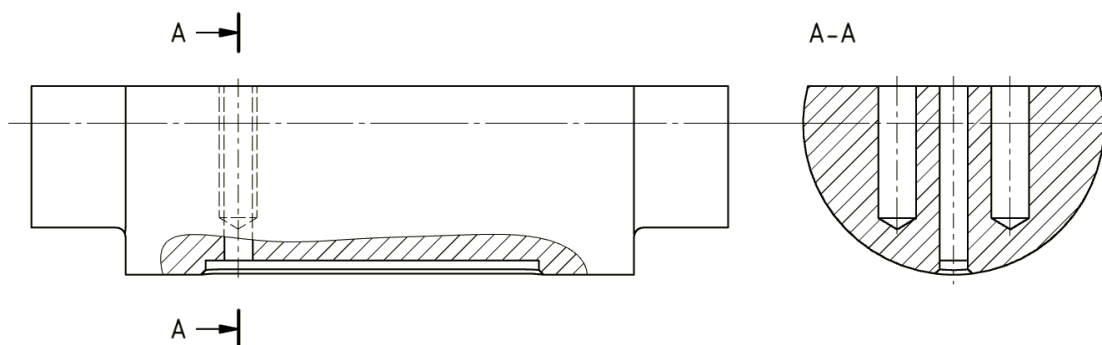
Materiál kroužků 11 373.0 (S235JRG1) – $p_D = 111,6 \text{ MPa}$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} = \frac{162,45}{6 \cdot \frac{\pi \cdot 2^2}{4}} = 8,6 \text{ MPa} < 192 \text{ MPa} \quad (26)$$

$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{F}{i \cdot d \cdot l_1} = \frac{162,45}{6 \cdot 2 \cdot 7} = 1,9 \text{ MPa} < 1270 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$p_2 = \frac{F}{S} = \frac{F}{i \cdot d \cdot l_2} = \frac{162,45}{6 \cdot 2 \cdot (12 - 7)} = 2,7 \text{ MPa} < 111,6 \text{ MPa} \quad (28)$$

Kolíkový spoj tedy **vyhovuje**.



Obrázek 29: Řez řadicím kamenem

Třetí, průchozí otvor, je olejový kanál. Ústí do dutiny vyfrézované ve válcové ploše kamene, jejíž úkolem je propojení olejového kanálu unašeče s kanálem v kameni. Tak je dosaženo stálé dodávky mazacího oleje jak pod řadicí kámen, tak do vnějšího kroužku. Tato cesta zůstává nepřerušovaná v obou krajních polohách kamene i všech polohách mezi tím.

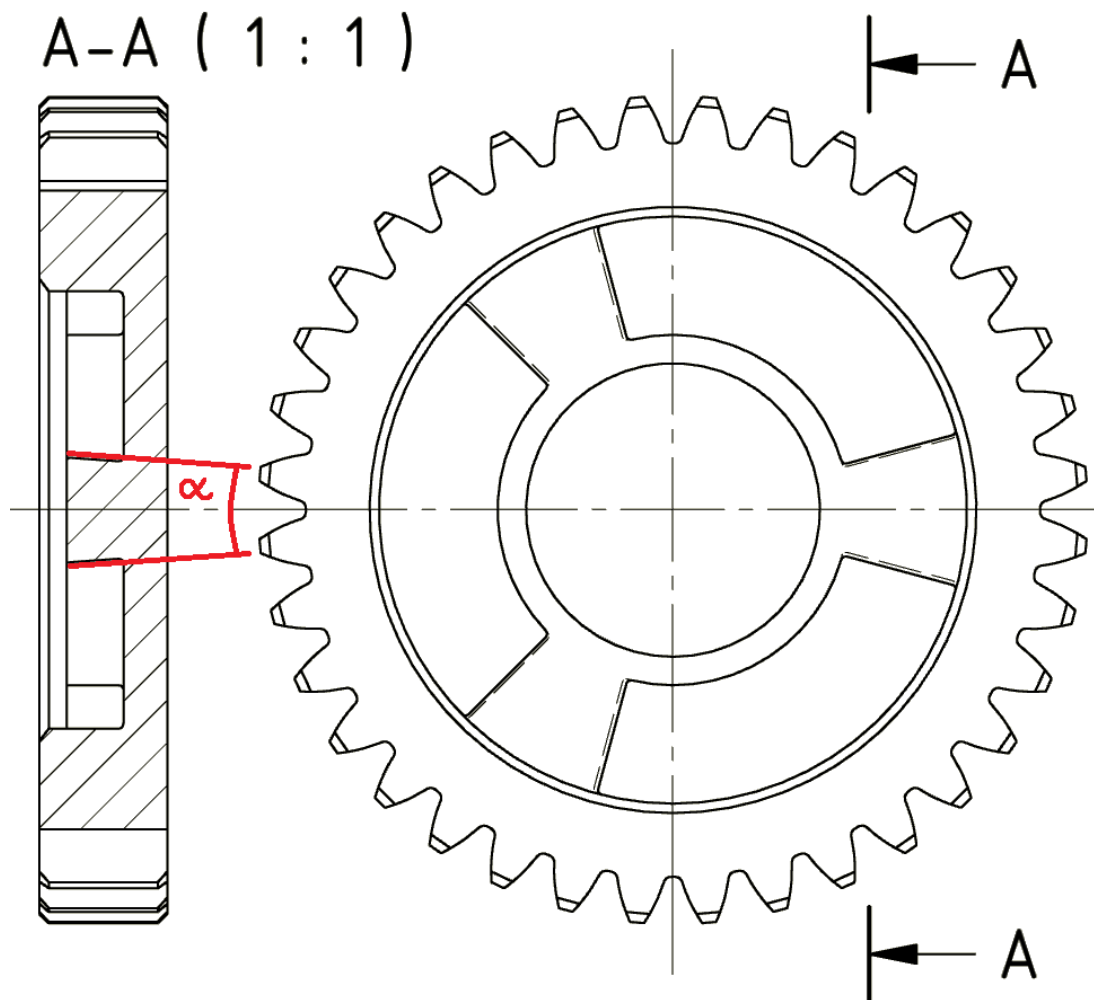
Na koncích kamene je zkosení pod úhlem 45° . Je to bezpečnostní prvek, který zajišťuje vyhození kamenu z roviny záběru, pokud by nedošlo k jeho včasnému vysunutí. Tento prvek je velice důležitý, jelikož jsou v převodovce v podstatě zařazeny oba rychlostní stupně najednou a pokud by kameny nebyly vysunuty včas, došlo by k odebrání posledního stupně volnosti převodovky, jejímu zablokování a okamžité destrukci.

Jelikož řadicím vidličkám je pokyn pro zařazení i vyřazení rychlostního stupně udělen řadicím bubínkem ve stejný okamžik, musí být ozubce na každém kamenu podřezány tak, aby při zatížení byly vtahovány do záběru. Toto podřezání je patrné jak z obrázku 28, kde je na opačné straně od bezpečnostního zkosení, tak na řezu ozubeným kolem na obrázku 30, kde je zvýrazněn úhel podřezání α .

Minimální úhel tohoto podřezání závisí především na tuhosti uložení řadicích vidliček a na minimálním momentu motoru, při němž se má převodovka během řazení chovat jako bezprodlevová. Nedostatečný úhel podřezání by měl za následek vyskočení kamenů ze záběru ještě před jejich odlehčením, což by vedlo k přerušení toku výkonu převodovkou a vůz by se v tu chvíli choval, jako kdyby byl vybaven běžnou nesynchronizovanou převodovkou se zubovými spojkami, tedy takovou převodovkou, jakou je vybaven nyní.

Vzhledem k rychlostní charakteristice používaného motoru z motocyklu Yamaha YZF-R6, která je na obrázku 31. se jako vhodný minimální moment nabízí hodnota 20 Nm , kterou motor produkuje v celém pásmu otáček, pokud je škrticí klapka otevřena alespoň na 50%.

Po sestavení řadicích kamenů a jejich unašečů je možné odměřit vnější a vnitřní průměr zubových spojek $R_e = 29,888 \text{ mm}$ a $R_i = 22,158 \text{ mm}$. Z těchto hodnot je možné snadno určit střední poloměr záběru zubových spojek.



Obrázek 30: Podřezání zubových spojek

$$R_s = \frac{R_e + R_i}{2} = \frac{29,888 + 22,158}{2} \doteq 26 \text{ mm} \quad (29)$$

Pokud předpokládám pro vtahování kamenů do záběru nejméně vhodný případ, tedy řazení ze třetího na čtvrtý rychlostní stupeň, vypočtu krouticí moment na výstupní hřídel v okamžiku přeřazení jako:

$$Mk = Mk_{motor} \cdot i_{primár} \cdot i_3 = 20 \cdot \left(\frac{85}{41}\right) \cdot \left(\frac{30}{18}\right) = 69,1 \text{ Nm} \quad (30)$$

Z čehož je možné vyjádřit tečnou sílu působící na zubové spojky:

$$F_T = \frac{Mk}{R_s} = \frac{69,1}{0,026} = 2657,7 \text{ N} \quad (31)$$

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

$$F_A = F_T \cdot \tan \alpha = 2657,7 \cdot \tan 4^\circ = 185,8 \text{ N} \quad (32)$$

Jelikož je axiální síla vtahující řadicí kameny do záběru (dle rovnice 32) větší, než axiální síla působící od vypružení řadicích vidliček (dle rovnice 25), dochází při přecházení ze třetího na čtvrtý rychlostní stupeň k řazení za stálého toku výkonu, jelikož kameny zůstanou v záběru. Toto je podmíněno faktem, že motor vozu bude během řazení produkovat alespoň 20 Nm točivého momentu, jak jsem zvolil na začátku výpočtu.

Vzdálenost krajní polohy řadicích kamenů od neutrální je dle omezení zástavbovým prostorem $4,5 \text{ mm}$. V neutrálním stavu požadují vůli mezi zubovými spojkami na čelech kol a řadicími kameny alespoň 1 mm . Šířka kontaktní plochy zubové spojky je tedy $3,5 \text{ mm}$.

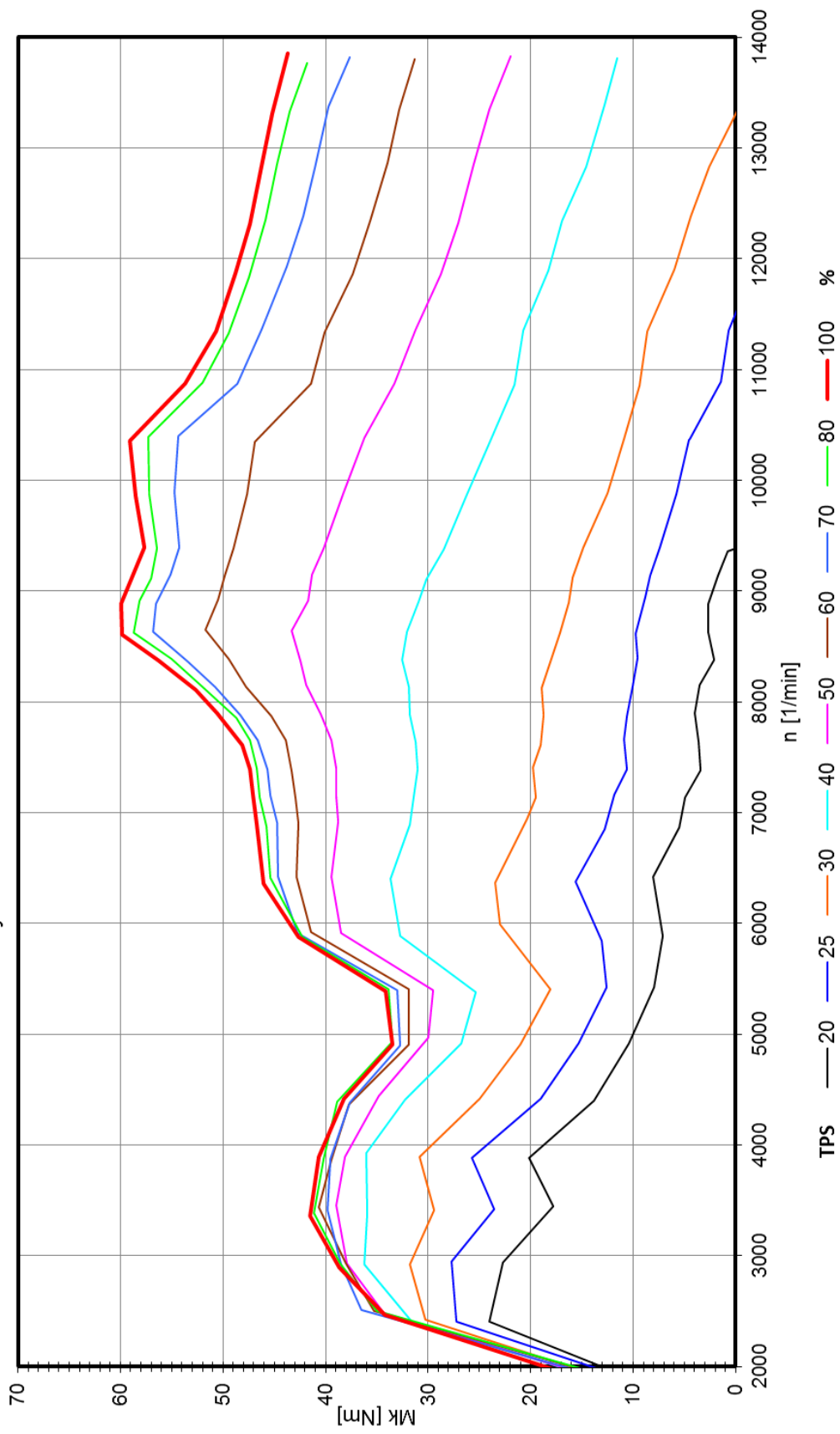
Kontrola kontaktního tlaku v zubových spojkách:

Maximální točivý moment motoru	$Mk_{max} = 59 \text{ Nm}$
Hodnota primárního převodu	$i_{primár} = 85/42$
Hodnota převodu I°	$i_1 = 31/12$
Počet řadicích kamenů	$i = 6$
Materiál řadicích kamenů	14220.4 (16MnCr5) – $p_C = 1270 \text{ MPa}$
Materiál ozubených kol	16420.4 (15NiCr13) – $p_C = 1270 \text{ MPa}$

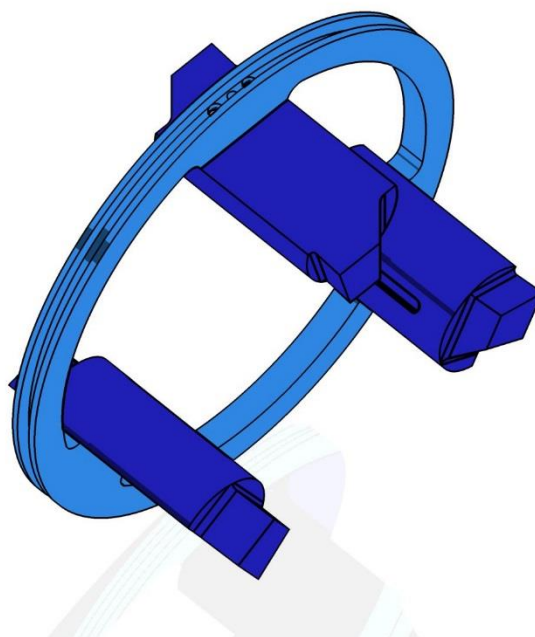
$$\begin{aligned}
 p &= \frac{F_T}{S} = \frac{Mk_{max} \cdot i_{primár} \cdot i_1}{i \cdot b \cdot (R_e - R_i) \cdot R_S} = \\
 &= \frac{59\,000 \cdot \left(\frac{85}{42}\right) \cdot \left(\frac{31}{12}\right)}{3 \cdot 3,5 \cdot (29,888 - 22,158) \cdot \frac{29,888 + 22,158}{2}} = \\
 &= 146 \text{ MPa} < 1270 \text{ MPa}
 \end{aligned} \quad (31)$$

Zubové spojky jsou dimenzovány **dostatečně**.

Částečná rychlostní charakteristika motoru Yamaha YZF-R6



Obrázek 31: Částečná rychlostní charakteristika motoru [1]



Obrázek 32: Řadicí kameny spojené kroužkem

Sestava tří kamenů na obrázku 32 je jednou ze dvou sad kamenů, jejichž axiálním posunutím dochází k zařazení zvoleného rychlostního stupně. Pro správnou funkci Zeroshift mechanismu je nutné, aby druhá sada byla zrcadlově obrácena, jak je patrné z obrázku 13. Tato druhá sada se liší pouze v kamenech, propojovací kroužek zůstává stejný pro obě sady. V kroužcích jsou v příslušných místech vyvrtané tři kruhové otvory pro každý kámen. Dva slouží k přenosu sil, jak již bylo objasněno výše, a třetím je mazací kanál, jež ústí do stykové plochy kroužku a řadicí vidličky, která musí být kvůli minimalizaci opotřebení mazána.

5.3 Návrh zubových spojek

Po sestavení modelu kamenů a unašeče je možné odečíst poloměr nejkrajnějšího bodu řadicích kamenů. Tento poloměr

$$R_{max} = 30,017 \text{ mm}$$

je zároveň minimálním poloměrem dutiny v ozubených kolech, a aby byla mezi řadicími kameny a ozubeným kolem dostatečná vůle, volím vnější poloměr dutiny v kolech

$$R_e = 31 \text{ mm}$$

Úhel podřezání zubových spojek na ozubených kolech musí odpovídat úhlu podřezání na řadicích kamenech, jinak by se mezi zubovými spojkami kol a řadicími kameny nevytvořila kontaktní plocha, ale docházelo by pouze k čarovému dotyku, což by vedlo k nadměrnému opotřebení jak zubových spojek, tak řadicích kamenů.

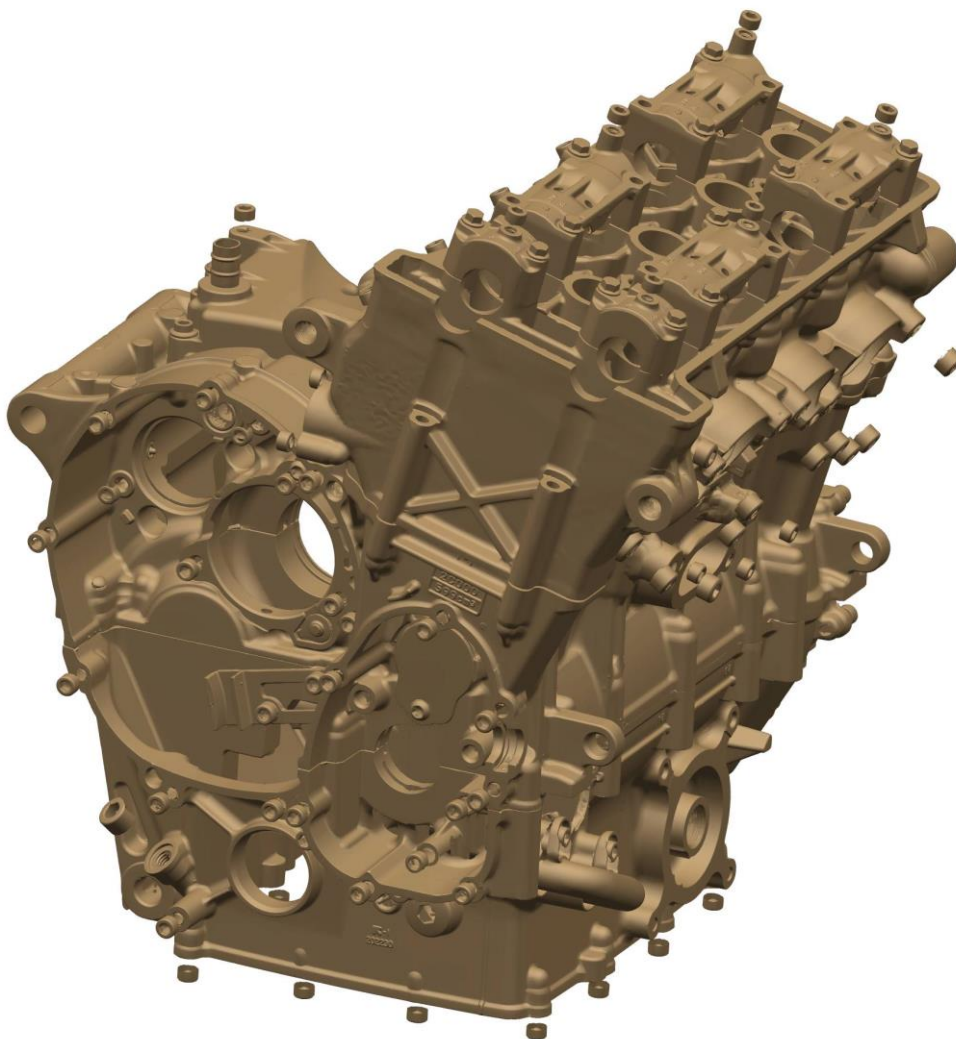
5.4 Návrh řadicích vidliček

Řadicí vidličky jsou velmi důležitou součástí vnitřního mechanismu řazení převodovky. Jejich účelem je přenášet posuvný pohyb z kulisového mechanismu řadicího bubínku na řadicí spojky, v tomto případě tedy na propojovací kroužek řadicích kamenů, jež je zobrazen na obrázku 32. Základním požadavkem na konstrukční provedení řadicích vidliček je jejich tuhost. Čím tužší řadicí vidličky jsou, tím rychleji a přesněji probíhá celý proces řazení. Proti tomuto požadavku však jdou především nároky na zástavbový prostor.

V továrním provedení převodovky motocyklu Yamaha YZF-R6 je šest rychlostních stupňů, které jsou řazeny zubovými spojkami na čelech ozubených kol. Při přeřazení dochází k posouvání celých kol po vstupní nebo výstupní hřídeli převodovky podle toho, který rychlostní stupeň je právě zařazován. K tomu slouží dohromady tři řadicí vidličky a každá tak obsluhuje zubové spojky pro aktivaci dvou rychlostních stupňů.

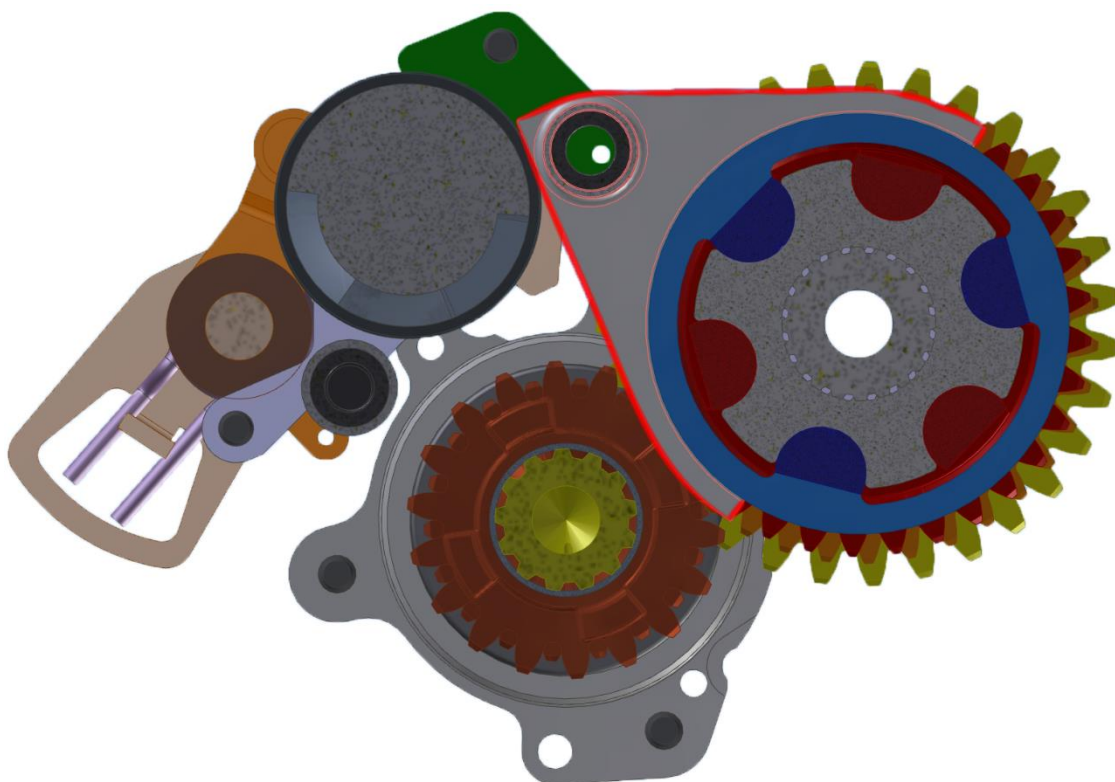
Jelikož technologie Zeroshift vyžaduje pro každý rychlostní stupeň dvě sady zubových spojek, je i přes snížení počtu rychlostních stupňů na 4 nutno přidat čtvrtou řadicí vidličku. Ve stávající převodovce jsou připraveny dva vodící čepy pro řadicí vidličky. Jeden sloužil pro vidličky ovládající spojky na výstupním hřídeli a druhý pro jednu vidličku ovládající spojky na hřídeli vstupním. Pro prototypovou výrobu je opět nutné zvolit sice kompromisní řešení na úkor tuhosti řadicích vidliček, ale vhodným tvarováním vidliček je možné použít stávající čepy pro řadicí vidličky, čímž je možné se vyhnout velkým zásahům do skříně převodovky.

Pro získání přesných dat o osových vzdálenostech vstupního a výstupního hřídele, obou vodících čepů pro řadicí vidličky a řadicího bubínku jsem použil data získaná ze 3D skenu bloku motoru, který je na obrázku 33. S těmito hodnotami jsem poté mohl přesně určit obálky hřídelů a ozubených kol k návrhu tvaru řadicích vidliček.

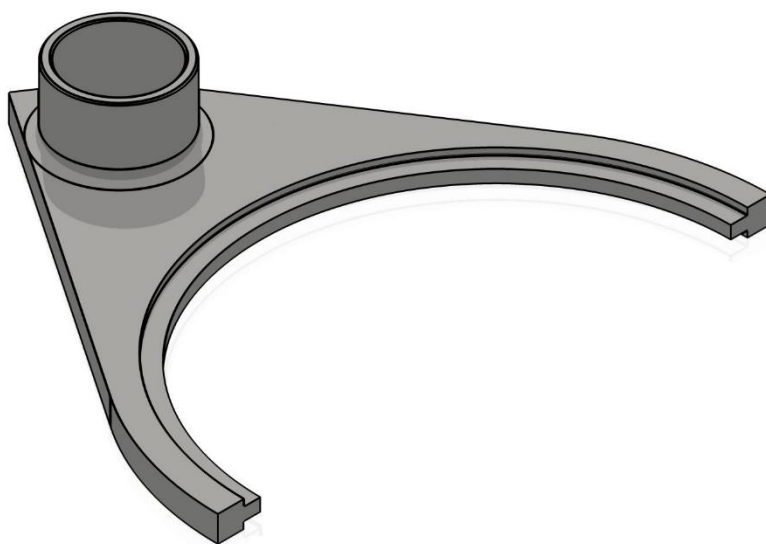


Obrázek 33: Blok motoru a skříň převodovky motocyklu Yamaha YZF-R6

Návrh tvaru prvního páru řadicích vidliček je vcelku jednoduchý, díky krátké vzdálenosti mezi prvním čepem a výstupní hřídelí (viz obrázek 34). Tyto vidličky jsou rovinné a mohou být vyrobeny vypalováním na laseru s následným doobrobením funkčních ploch – především tedy kontaktní plochy mezi řadicí vidličkou a vodícím kroužkem, který vidlička ovládá. Na straně přilehlé k řadicímu bubínku je tvar vidličky zploštělý, aby nemohlo dojít k pootočení klece vidličky, která bude vedena řadicím bubínkem a přes kterou bude realizováno vypružení vidliček. Abych minimalizoval přičení vidliček na vodícím čepu vidličky, je do ní přivařena trubka o délce 14 mm a vnitřním průměru 14 mm, což odpovídá průměru vodícího čepu. Výsledný model prvního páru řadicích vidliček je na obrázku 35.



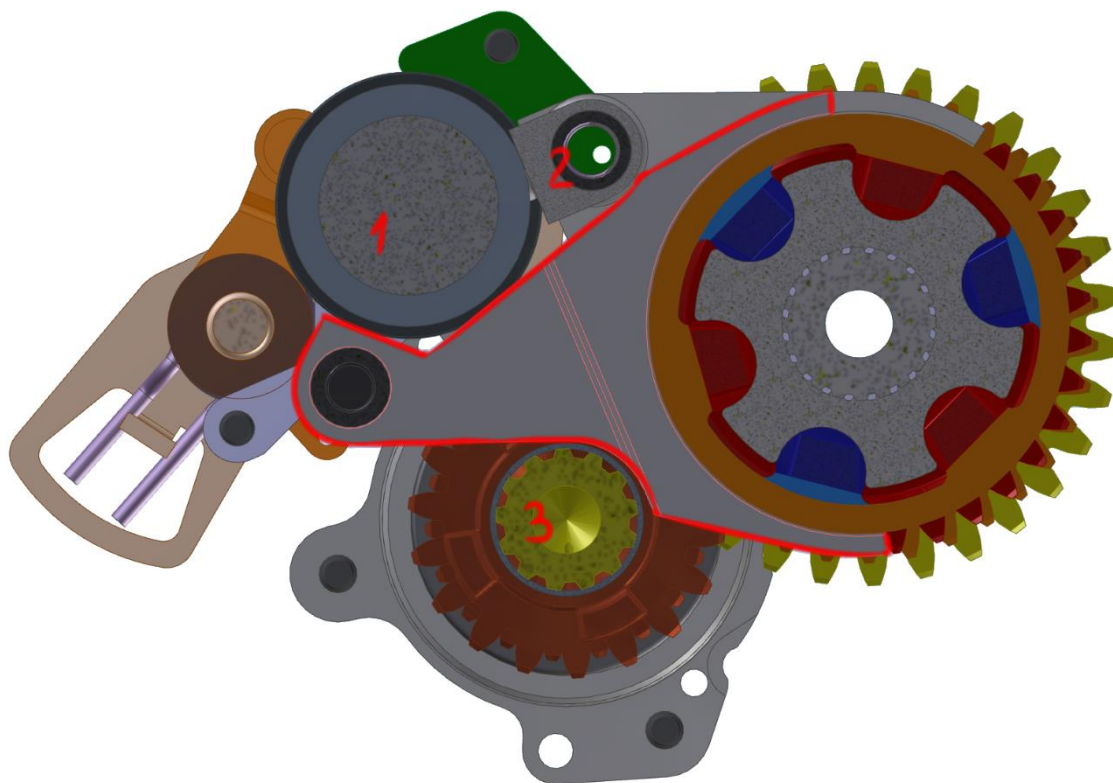
Obrázek 34: Půdorys řadicích vidliček B/C



Obrázek 35: Řadicí vidlička B/C

Řadicí vidličky značím písmeny A, B, C a D popořadě tak, jak jsou v převodovce umístěny ve směru od primárního převodu.

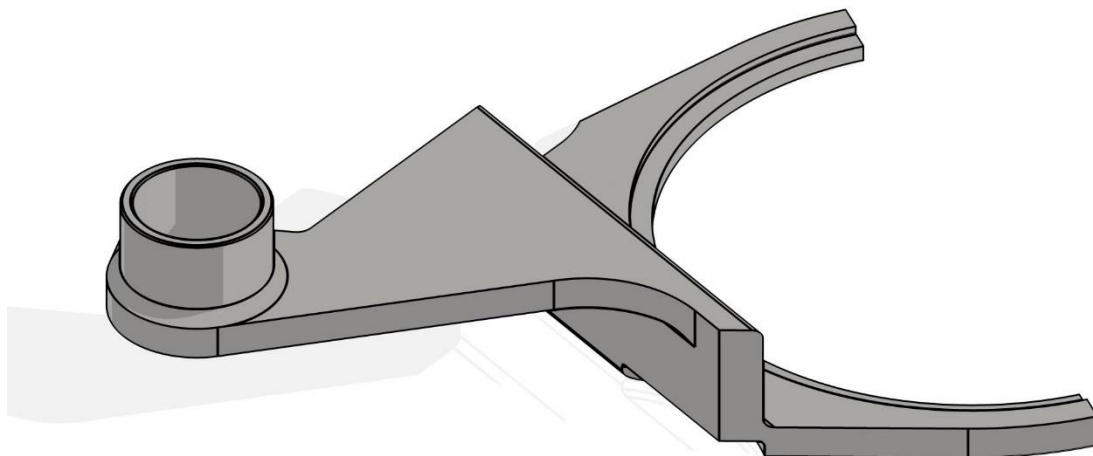
Návrh druhého páru řadicích vidliček je výrazně obtížnější, jelikož tyto vidličky jsou uloženy na druhém čepu, který původně sloužil k vedení vidličky ovládací spojky na vstupním hřídeli. Řešení tvaru půdorysu je vyznačeno na obrázku 36, ze kterého je patrné, že je zapotřebí zabránit kolizím s řadicím bubínkem (1), čepem vidliček B/C (2) a vstupní hřídelí převodovky (3). Stejně jako u vidliček B/C je na straně přilehlé k řadicímu bubínku plocha, která zamezuje rotaci klece vidličky.



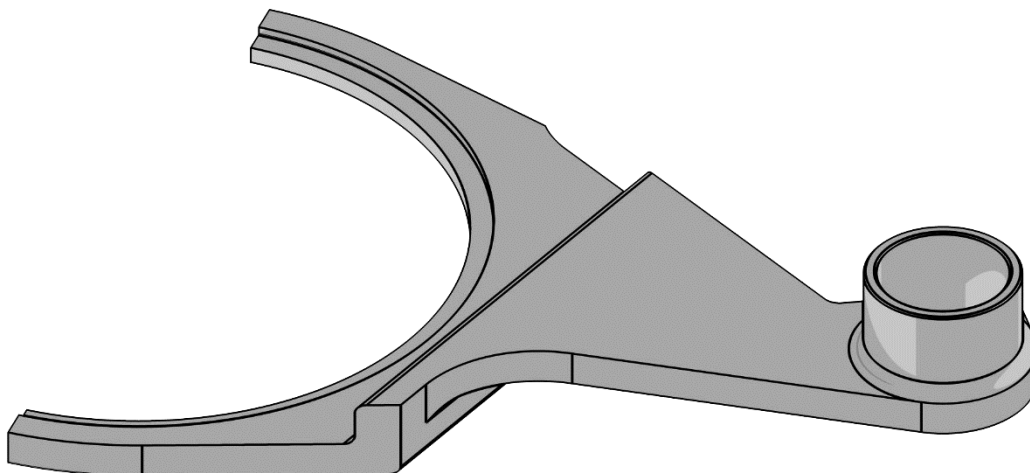
Obrázek 36: Půdorys řadicích vidliček A/D

Kvůli zástavbovým rozměrům vypružení řadicích vidliček a omezením daným stávající skříní je nutné, aby tato druhá sada vidliček byla zahnutá. Přímé vidličky, jako v případě předchozího páru (B/C), by svou klecí vypružení kolidovaly s bočními stěnami skříně převodovky nebo mezi sebou.

Zároveň musí ohyb řadicích vidliček B/C kopírovat půdorys vidliček A/D, aby v krajních polohách, při kterých jsou řadicí vidličky v blízkosti, nedošlo k jejich vzájemnému kontaktu. Těmito okrajovými podmínkami je víceméně určen tvar druhého páru řadicích vidliček. Výsledné modely druhého páru řadicích vidliček jsou na obrázcích 37 a 38.



Obrázek 37: Řadicí vidlička A

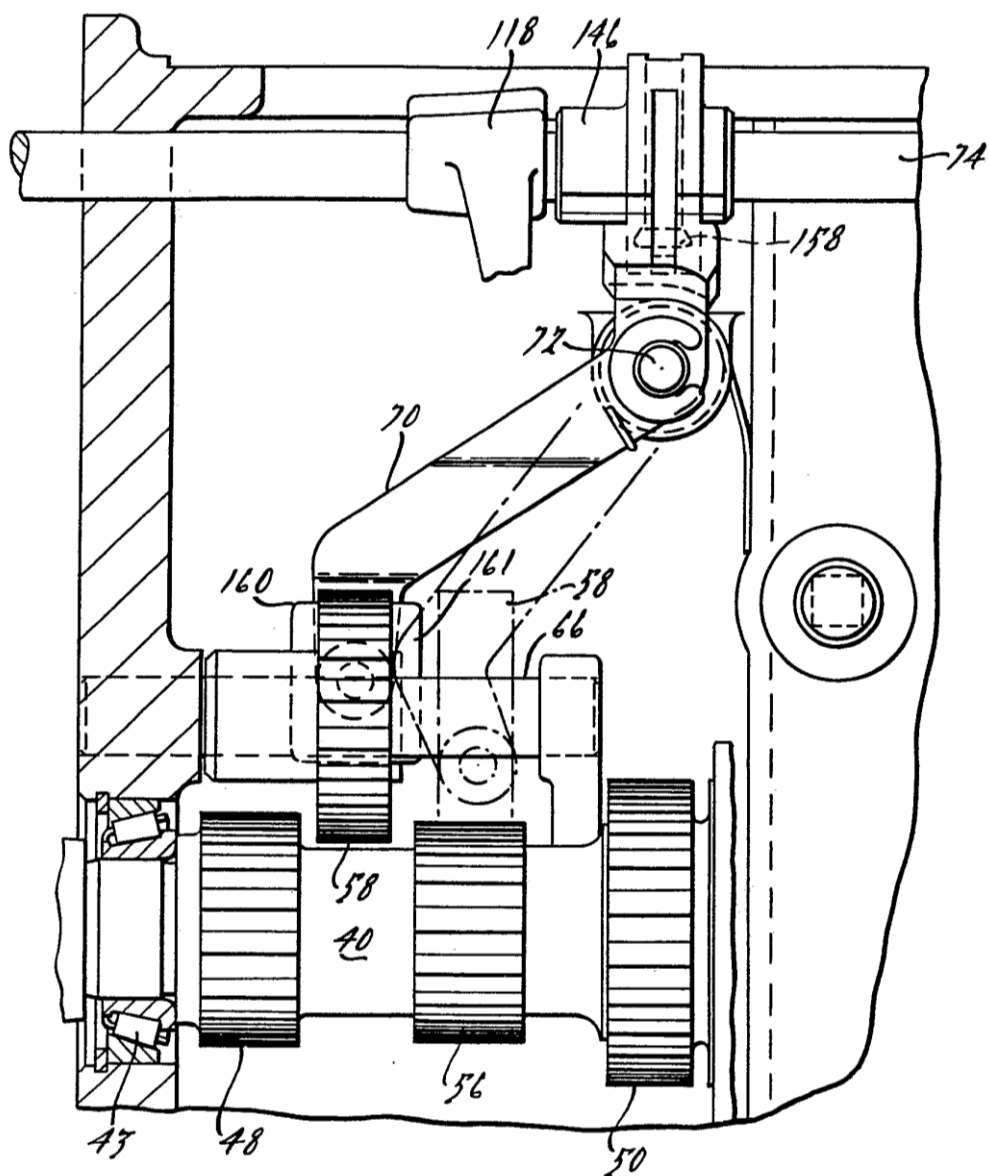


Obrázek 38: Řadicí vidlička D

Vedení řadicích vidliček A/D na vodicím čepu je řešené stejně jako u páru B/C, tedy přivařenou trubkou o délce 14 mm a vnitřním průměru taktěž 14 mm.

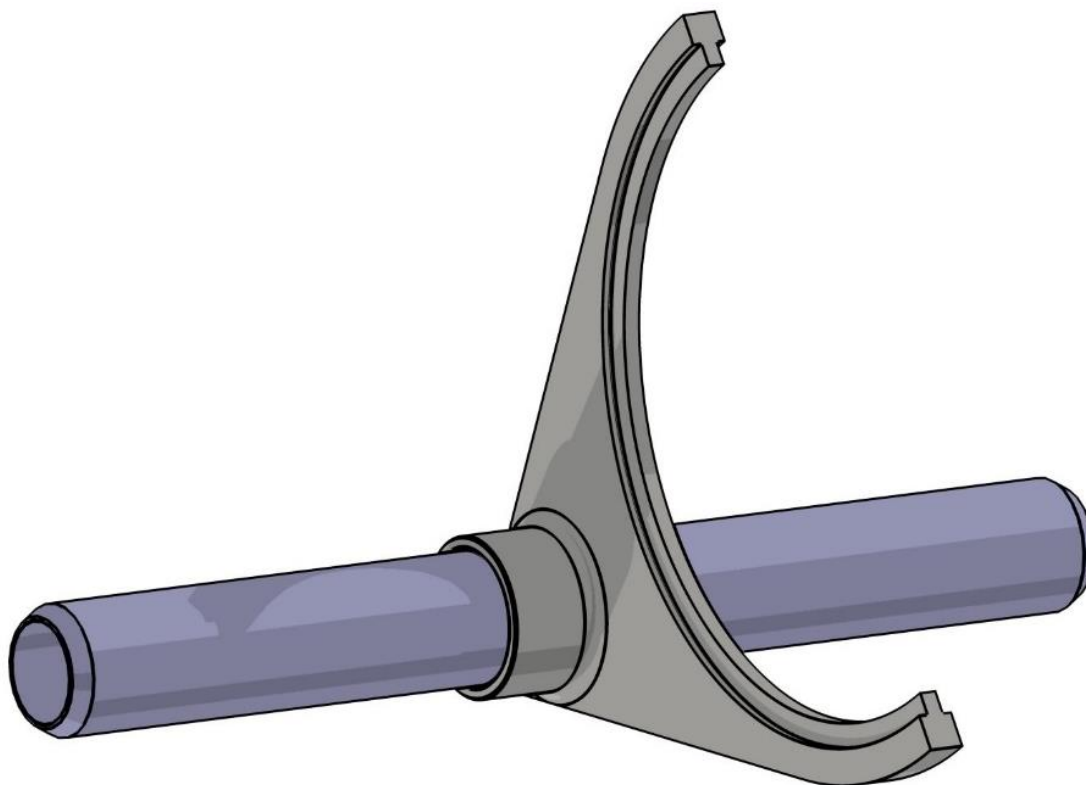
5.4.1 Tuhost řadicích vidliček

U některých manuálních automobilových převodovek ovládaných řadicí pákou jsou řadicí vidličky uloženy ve skříni převodovky pevně, a k přesunutí řadicích spojek dochází jejich pootočením okolo klopné osy. Jelikož jsou synchronizační spojky uloženy na hřídelích s poměrně velkou vůlí, může v případě rozdílných tuhostí obou ramen vidličky dojít ke vzpříčení synchronizační spojky, a zařazení požadovaného rychlostního stupně tak není možné. Takový mechanismus je naznačen níže na obrázku 39.



Obrázek 39: Řadicí mechanismus s požadavkem na stejnou tuhost obou ramen řadicích vidliček [16]

Sekvenční převodovky využívají jiného principu a řadicí vidličky jsou uloženy posuvně na čepu řadicích vidliček. Posuvný pohyb vidliček je vyvozen posuvem nebo pootočením kulisového mechanismu, do kterého vidlička zapadá. Ta však nekoná rotační pohyb jako v předchozím případě, ale pouze pohyb posuvný.



Obrázek 40: Uložení upravených řadicích vidliček v převodovce Yamaha YZF-R6

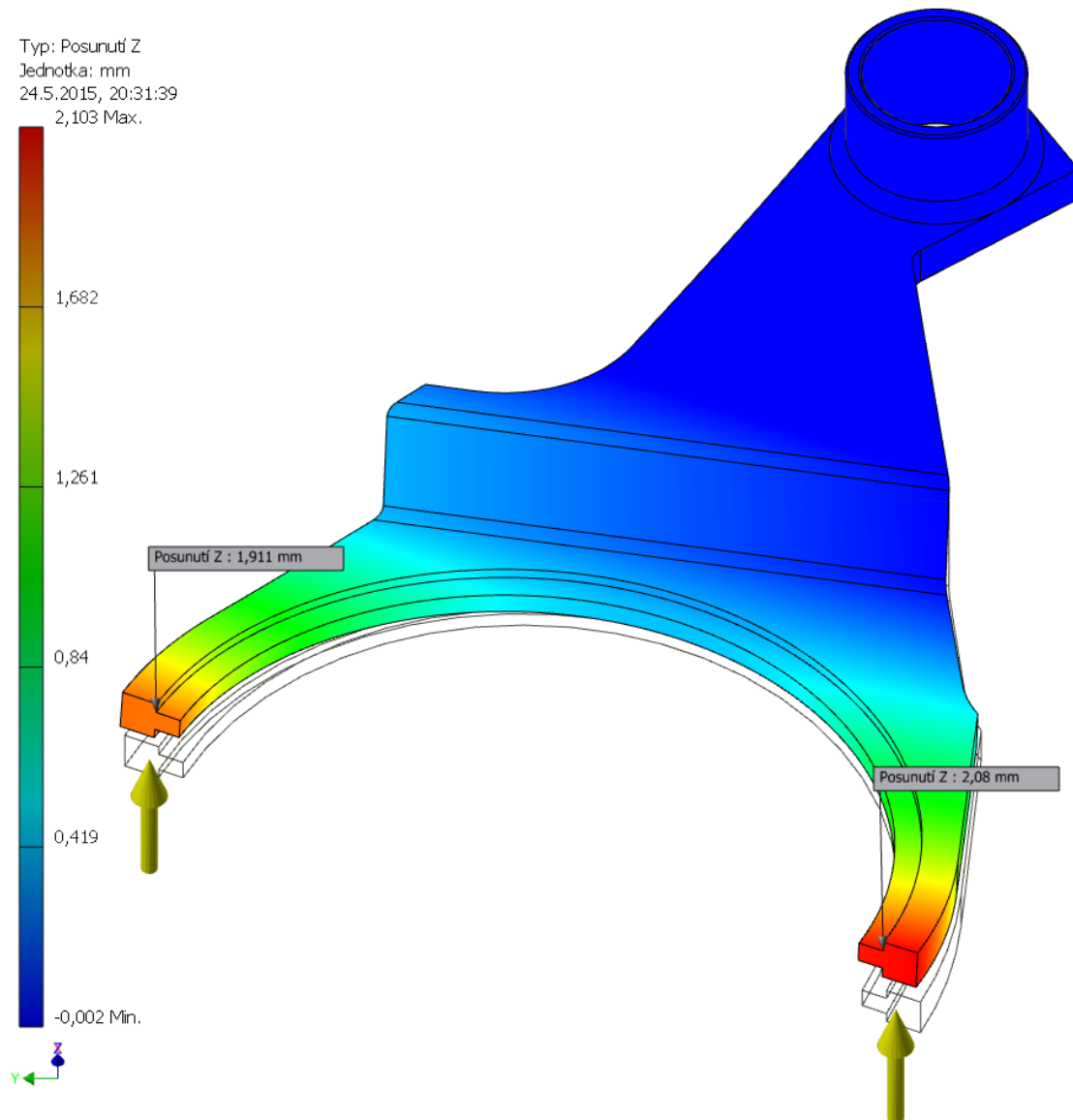
Rozdílná tuhost jednotlivých ramen vidličky zapříčiní, že tužší rameno přenesse větší část zatížení, než rameno poddajnější. Tím v uložení vidličky vznikne klopný moment a vlivem vůle v uložení vidličky na vodícím čepu dojde k přesunutí kontaktní plochy a geometrickému součtu působících momentů.

$$M_{\Sigma} = \sqrt{1^2 + 0,1^2} = 1,0049 \quad (32)$$

Z rovnice 32 je patrné, že při desetiprocentním rozdílu tuhostí ramen vidliček dojde ke zvýšení kontaktního tlaku v uložení vidličky pouze o **0,5%**. Díky tomu je možné i takovýto rozdíl v tuhosti ramen vidličky zanedbat.

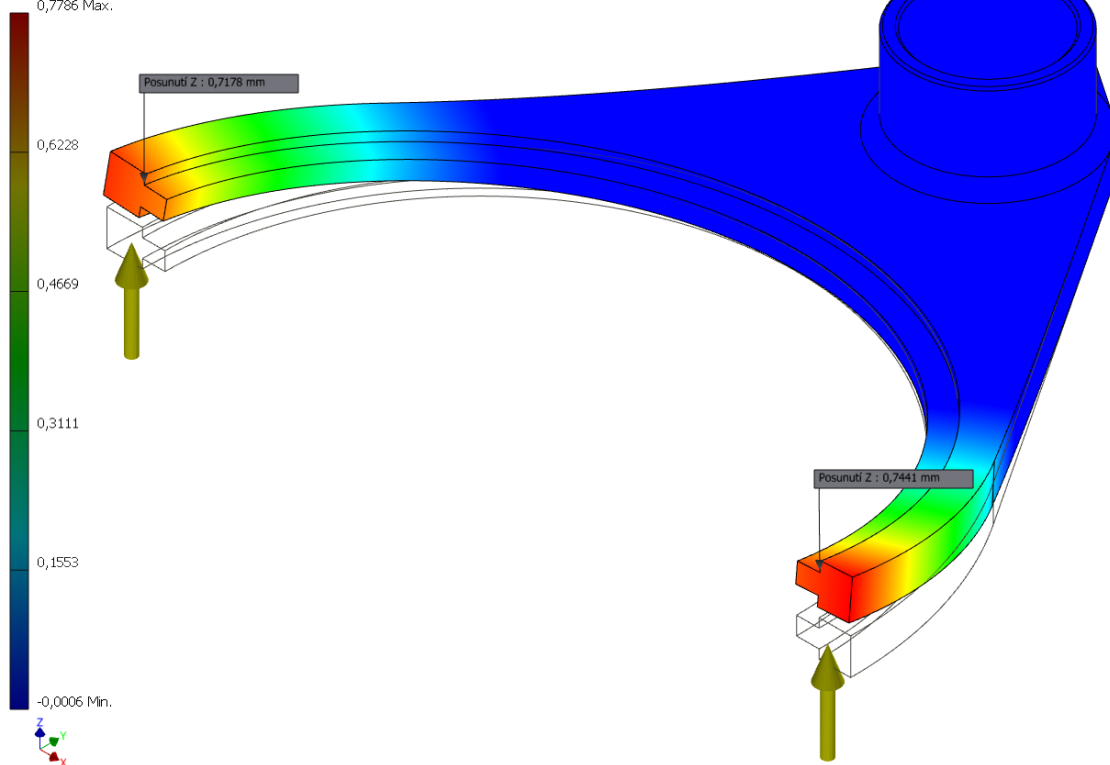
Přesto však na obrázcích 42, 43 a 44 uvádím výsledné hodnoty průhybů vidliček při zatížení každého z ramen silou o velikosti 100 N. Vidličky jsou uloženy pevnou vazbou

ve válcovém otvoru pro vodící čep. **Takovýto model však nemá s reálným zátěžným stavem nic společného a slouží pouze pro porovnání tuhostí obou ramen vidliček.**



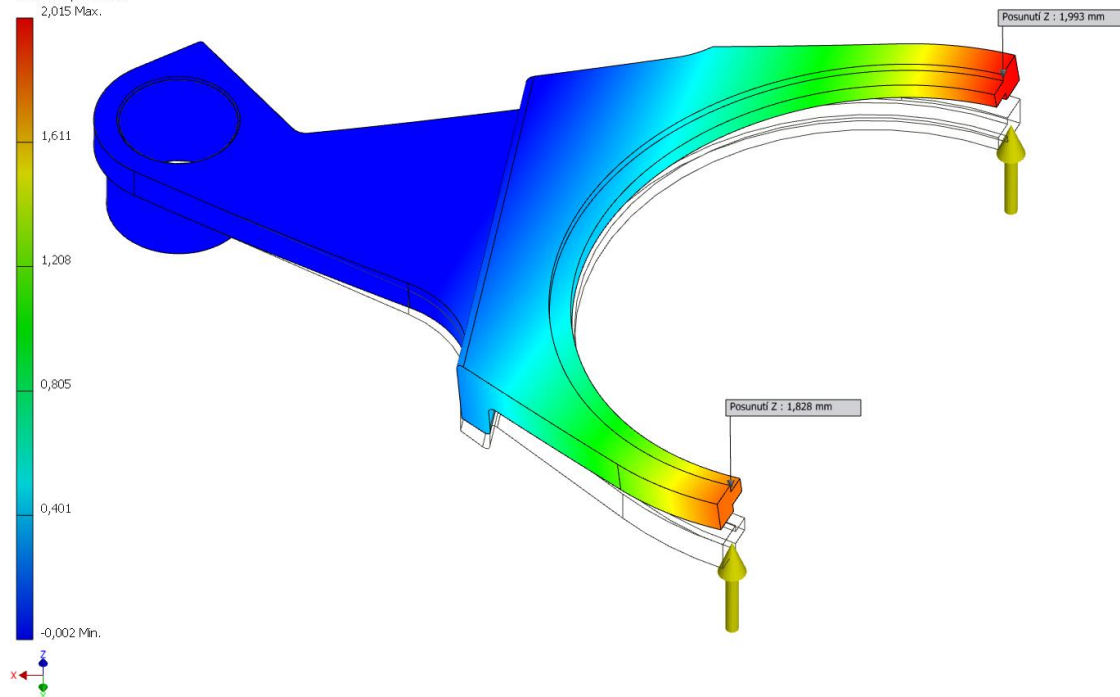
Obrázek 41: Průhyb vidličky A pod fiktivním zatížením

Typ: Posunutí Z
Jednotka: mm
24.5.2015, 20:38:51
0,7786 Max.



Obrázek 42: Průhyb vidliček B a C pod fiktivním zatížením

Typ: Posunutí Z
Jednotka: mm
24.5.2015, 20:42:10
2,015 Max.



Obrázek 43: Průhyb vidličky D pod fiktivním zatížením

Rozdíl tuhostí ramen vidličky A (vstupní hodnoty pocházejí z obrázku 41):

$$\Delta k = \frac{2,08}{1,911} = 1,088 \Rightarrow 8,8\% \quad (33)$$

Rozdíl tuhostí ramen vidliček B a C (vstupní hodnoty pocházejí z obrázku 42):

$$\Delta k = \frac{0,7441}{0,7178} = 1,037 \Rightarrow 3,7\% \quad (34)$$

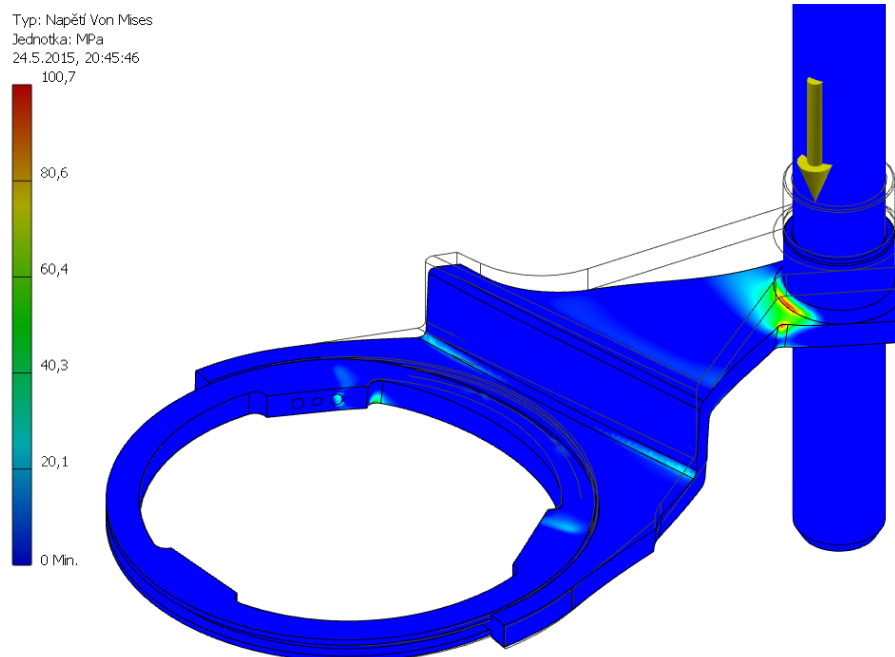
Rozdíl tuhostí ramen vidličky D (vstupní hodnoty pocházejí z obrázku 43):

$$\Delta k = \frac{1,993}{1,828} = 1,090 \Rightarrow 9,0\% \quad (35)$$

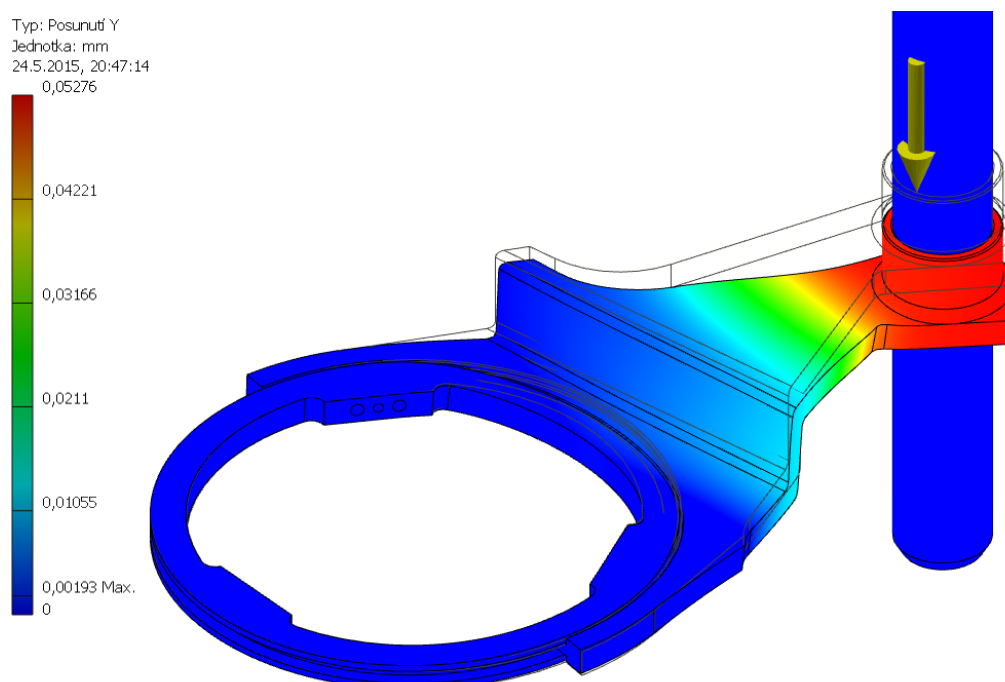
Jak je vidět z rovnic 33, 34 a 35, rozdíl tuhosti jednotlivých ramen vidličky nepřesáhl hodnotu 10%. Tyto hodnoty považuji za uspokojivé vzhledem ke konstrukci vnitřního mechanismu řazení převodovky a jeho nízké náchylnosti ke vzpříčení řadicích vidliček. Podrobné výsledky těchto MKP analýz jsou v příloze 2.

5.4.2 Zatížení řadicích vidliček

Návrh řadicích vidliček je však potřeba zkontrolovat po pevnostní a deformační stránce především v reálných zátěžných podmínkách. Proto jsem provedl další sadu MKP výpočtů, které reflektují okrajové podmínky, jež budou působit během řazení jednotlivých rychlostních stupňů. Mimo kinematické okrajové podmínky vyplývající z uložení řadicích vidliček, jsou to také síly působící na řadicí vidličky od jejich vypružení. Dimenzováním tohoto vypružení se budu věnovat v kapitole 5.5, ale pro zachování kontinuity kapitol je nutné vyjít z výsledků návrhu vypružení, čímž je tuhost použitých pružin $k = 36,1 \text{ N/mm}$ a požadovaného zdvihu vidliček $x = 4,5 \text{ mm}$ (viz kapitola 5.2). Z těchto hodnot pak vychází maximální síla působící na řadicí vidličky $F_A = 162,45 \text{ N}$, jak vychází z rovnice 25.

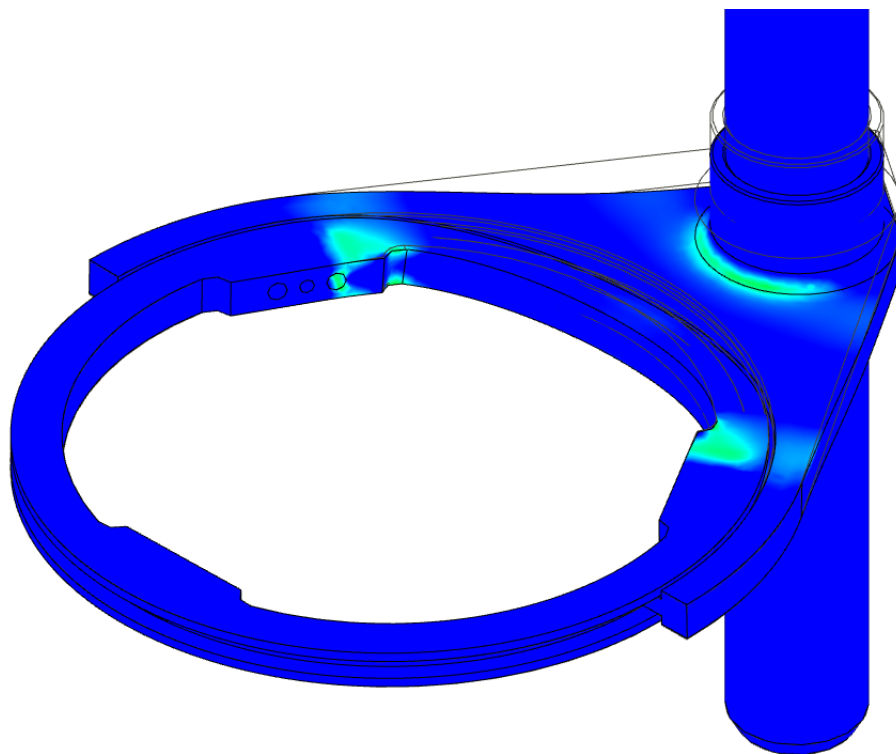


Obrázek 44: Napjatost řadicí vidličky A při provozním zatížení



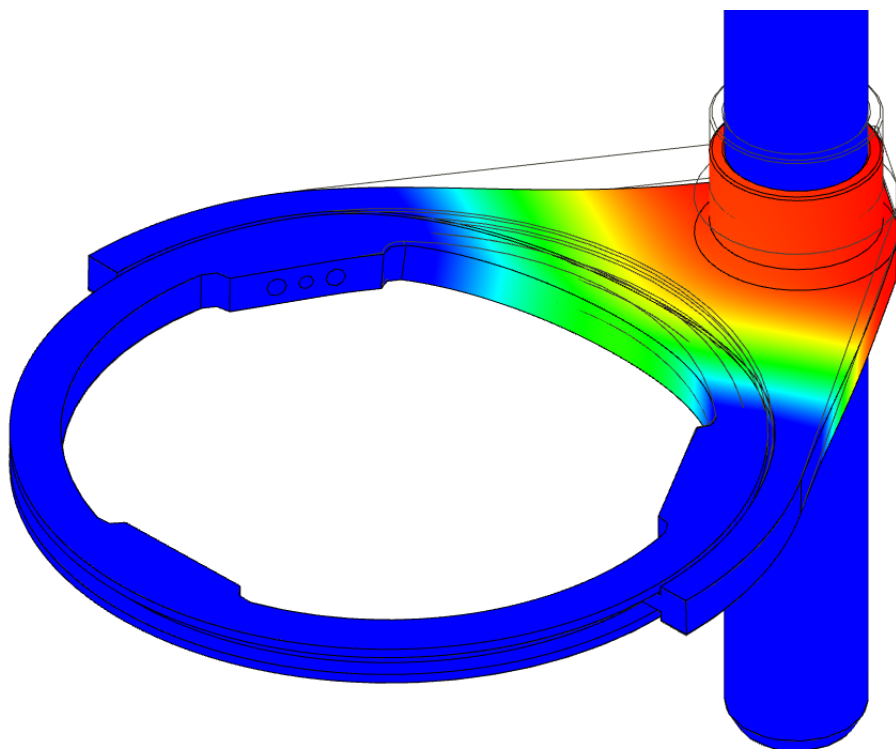
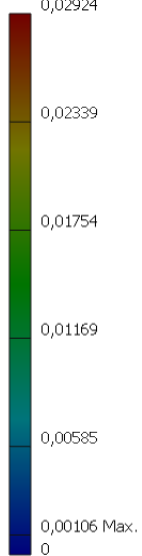
Obrázek 45: Deformace řadicí vidličky A při provozním zatížení

Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
24.5.2015, 20:50:24
89,25

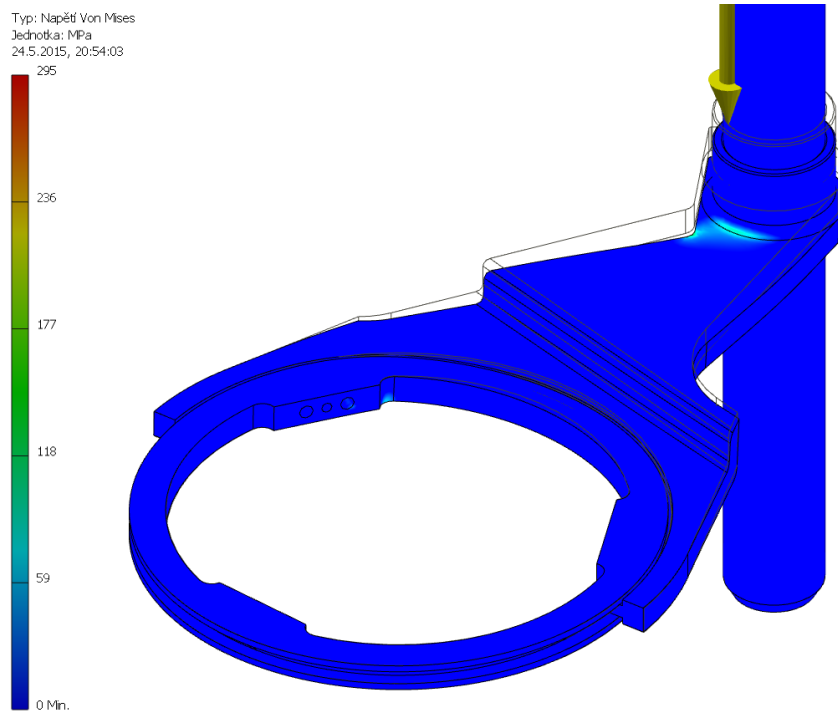


Obrázek 46: Napjatost řadicích vidliček B a C při provozním zatížení

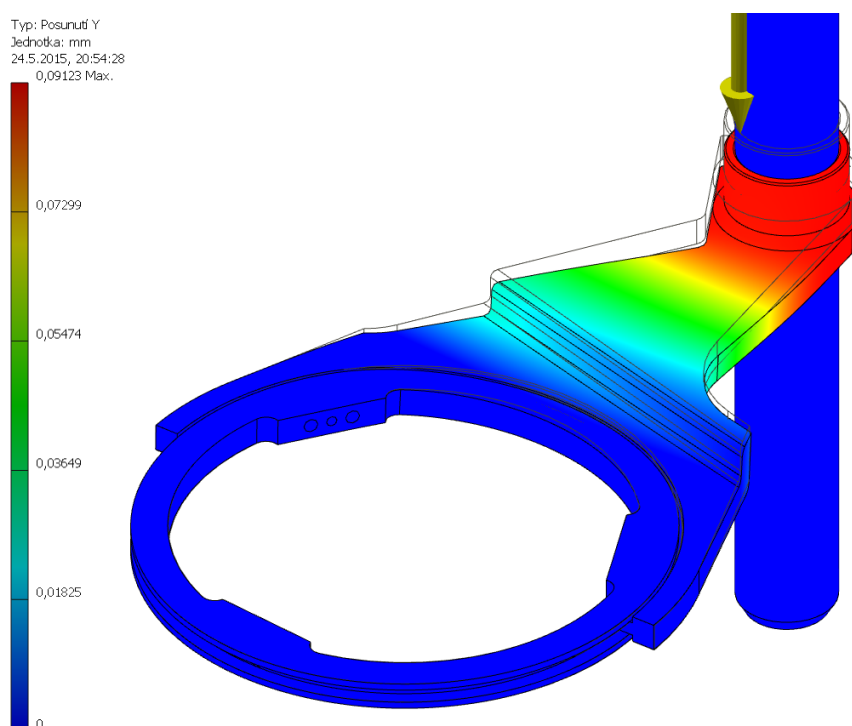
Typ: Posunutí Z
Jednotka: mm
24.5.2015, 20:51:13
0,02924



Obrázek 47: Deformace řadicích vidliček B a C při provozním zatížení



Obrázek 48: Napjatost řadicí vidličky D při provozním zatížení



Obrázek 49: Deformace řadicí vidličky D při provozním zatížení

Z výsledků těchto MKP analýz vycházejí následující hodnoty o chování řadicích vidliček pod zatížením:

- Maximální ekvivalentní napětí
 - Vidlička A $100,7 \text{ MPa}$
 - Vidličky B a C $89,25 \text{ MPa}$
 - Vidlička D $295,0 \text{ MPa}^1$
- Maximální deformace ve směru zatížení
 - Vidlička A $0,053 \text{ mm}$
 - Vidličky B a C $0,029 \text{ mm}$
 - Vidlička D $0,091 \text{ mm}$

Výše uvedené výsledky z MKP analýz (podrobné výsledky lze najít v příloze 3) lze použít jako podklady k volbě materiálu, ze kterého je potřeba tyto vidličky vyrobit. Vidličky B a C mohou vzniknout jako výpalek vyrobený technologií řezání laserem s následným doobrobením a přivařením vodící trubky. Vidličky A a D je vhodné kvůli jejich tvarové složitosti a požadavku na kusovou výrobu vyrobit frézováním z celistvého bloku materiálu.

Jako dobrý kandidát se nabízí ocel **S355JO** s parametry $Re = 333 \text{ MPa}$ a zaručenou svařitelností do tloušťky materiálu 25 mm . [4]

Celková deformace řadicích vidliček ve směru zatížení nepřesáhla jednu desetinu milimetru, což považuji za dobrou hodnotu vzhledem k velmi omezeným možnostem tvarování vidliček s ohledem na zástavbový prostor.

Jako poslední výstup z návrhu řadicích vidliček potřebný pro další kroky, především v návrhu jejich vypružení, je celková hmotnost sestavy nejtěžší řadicí vidličky a sestavy řadicích kamenů s propojovacím kroužkem.

$$\begin{aligned} \Sigma m &= m_{\text{vidlička A}} + m_{\text{kroužek}} + m_{\text{kamenů}} + m_{\text{kolíků}} = \\ &= 93 + 30 + 3 \cdot 32 + 6 \cdot 0,03 = 219,18 \text{ g} \end{aligned} \quad (36)$$

5.5 Návrh vypružení řadicích vidliček

Dalším zásadním prvkem mechanismu Zeroshift je pružné uložení řadicích vidliček. Jeho účelem je umožnit řadicím vidličkám ponechat řadicí kameny v záběru, dokud jsou zatíženy, přestože již došlo k pootočení vnitřního řadicího mechanismu – řadicího bubínku. Při absenci vypružení řadicích vidliček by došlo současně k deaktivaci zubové spojky původního rychlostního stupně a aktivaci zubové spojky nového

¹ Ve stejném místě na druhém rameni vidličky je podobná špička, avšak s hodnotou $187,7 \text{ MPa}$. Obě tyto hodnoty ekvivalentního napětí považuji za nepřesné, jelikož se tyto špičky napětí projevují pouze v jednom uzlu kontaktu mezi vidličkou a kroužkem. Přesto je však respektuji jako vstupní hodnotu pro volbu materiálu.

rychlostního stupně najednou. Tím by se mechanismus Zeroshift degradoval na běžnou nesynchronizovanou převodovku se zubovými spojkami.

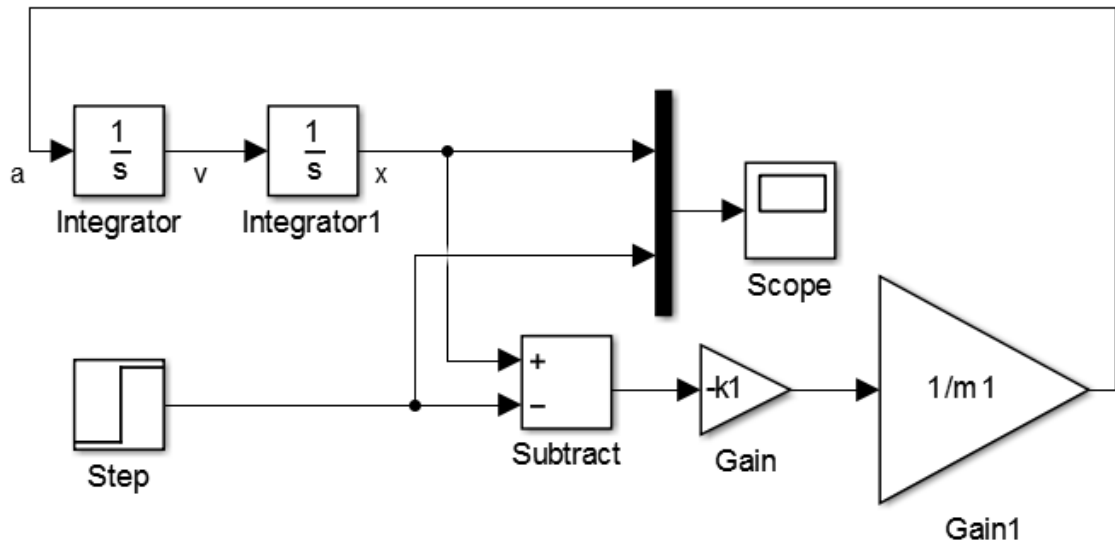
Vypružení je realizováno tak, že řadicí bubínek převádí svůj otáčivý pohyb na posuvný pohyb klece řadicí vidličky, ve které je vidlička uložena mezi dvěma tlačnými pružinami. Pokud jsou řadicí kameny v záběru a pilot vydá pokyn k přeřazení, dojde pootočením bubínku k posunutí klece vidličky a kompresi jedné z tlačných pružin. Ta poté působí na vidličku silou, jež se vidličku a řadicí kameny snaží vysunout ze záběru. Ve chvíli, kdy dojde k odlehčení řadicích kamenů vlivem efektivního zařazení nového rychlostního stupně, vymizí axiální síla udržující kameny v záběru a pružina začne celou sestavu vidličky a řadicích kamenů vysunovat ze záběru.

Z dat naměřených během jízdy vozu jsem odečetl, že původní převodovka řadí za přibližně 0,2 s. Tuto hodnotu беру jako referenční pro odhad vypružení. Původní převodovka má na zubových spojkách čtyři až pět zubů (podle toho, o jaký rychlostní stupeň se jedná), zubové spojky Zeroshift mají pouze tři zuby, což umožňuje prodloužit čas nutný pro vyřazení původního rychlostního stupně. Přesto však provedu zjednodušení a budu uvažovat, že řadicí kameny je potřeba vysunout ze záběru během 0,1 s. Z konstrukce zubových spojek a řadicích kamenů vyplývá, že délka přesazení zubové spojky je 3,5 mm. K posunu kamenů a vidličky dochází až po odlehčení řadicích kamenů. Tím pádem vymizí tečná síla působící na řadicí kameny a tím i normálová síla v uložení řadicích kamenů v unašeci (alespoň teoreticky) a pohybu řadicích kamenů pak není kladen žádný odpor. Toto je v praxi nepravděpodobné, ale odporové síly není možno analyticky určit a proto sestavit pouze zjednodušenou rovnici pohybu sestavy kamenů s vidličkami.

$$a_{kamenů} = \frac{F}{\Sigma m} \quad (37)$$

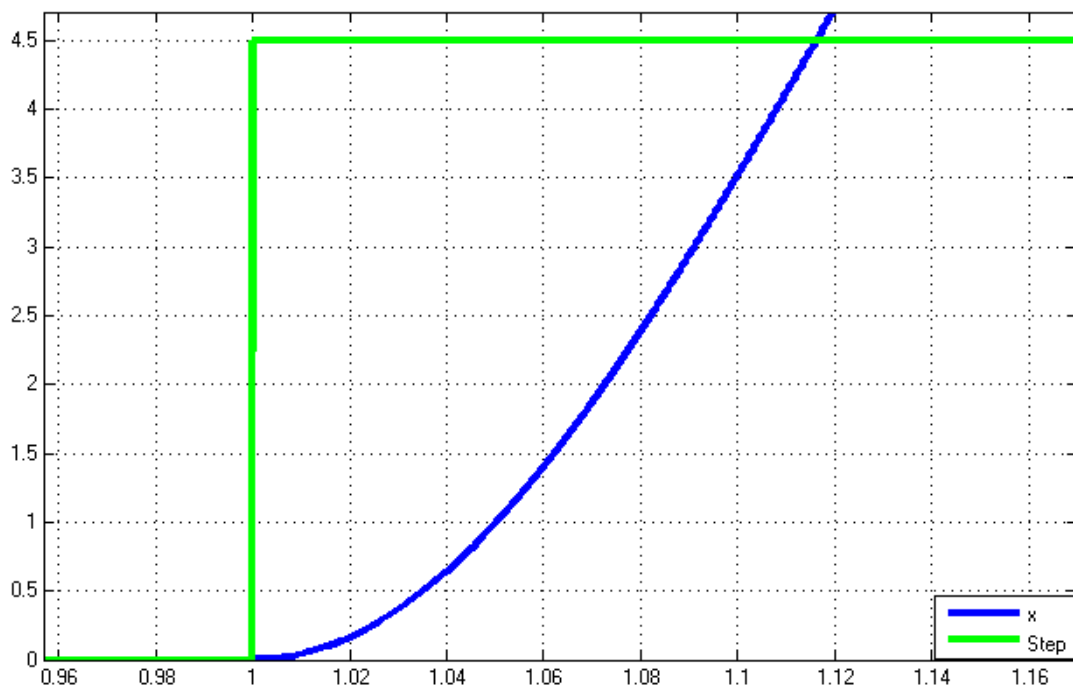
Jelikož na řadicí vidličku silově působí pružina, je hodnota působící síly závislá na stlačení pružiny a tím i přeneseně na poloze vidličky. K řešení jsem použil software MathWorks Matlab R2014a spolu s nadstavbou Simulink, ve které jsem vytvořil jednoduchý model pro netlumené kmitání tělesa s jedním stupněm volnosti následujících o parametrech:

- Hmotnost sestavy řadicích kamenů a vidliček $m_1 = \Sigma m = 0,21918 \text{ kg}$
- Odhad tuhosti pružin $k_1 \text{ [N/mm]}$
- Celková dráha posunu klece vidličky $x_{1S} = 4,5 \text{ mm}$



Obrázek 50: Blokové schéma výpočetního modelu v SW Mathworks Matlab - Simulink

Měněním hodnoty k_1 a opakovaným výpočtem jsem zjistil požadovanou minimální hodnotu tuhosti pružiny okolo 30 N/mm .



Obrázek 51: Závislost polohy řadicích kamenů na čase pro tuhost pružin 30 N/mm

Dále je potřeba zjistit fyzické rozměry takové pružiny. Pro běžnou šroubovitou válcovou pružinu jsou limitujícími faktory z hlediska zástavbových rozměrů především vnitřní průměr pružiny, který nemůže být menší, než je průměr vodícího čepu vidličky, tedy $D_{min} = 14 \text{ mm}$. Dále je zde délkové omezení pro plně stlačenou pružinu. Toto omezení vyplývá ze zástavbových rozměrů, které omezují volnou délku pružiny na maximálně 9 mm , od čehož je ještě nutno odečíst požadavek na zdvih $x_{1S} = 4,5 \text{ mm}$. Pro zjednodušení tedy počítám s $l_9 = 4,5 \text{ mm}$. Maximální počet závitů pružiny je tedy:

$$n = \frac{4,5}{d} \quad (38)$$

Což je možné dosadit do vzorce pro výpočet tuhosti pružiny:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot (D_{min} + d)^3 \cdot \frac{4,5}{d}} = \quad (39)$$

$$35 = \frac{0,81 \cdot 10^5 \cdot d^4}{8 \cdot (14 + d)^3 \cdot \frac{4,5}{d}} \Rightarrow d = 2,32 \text{ mm}$$

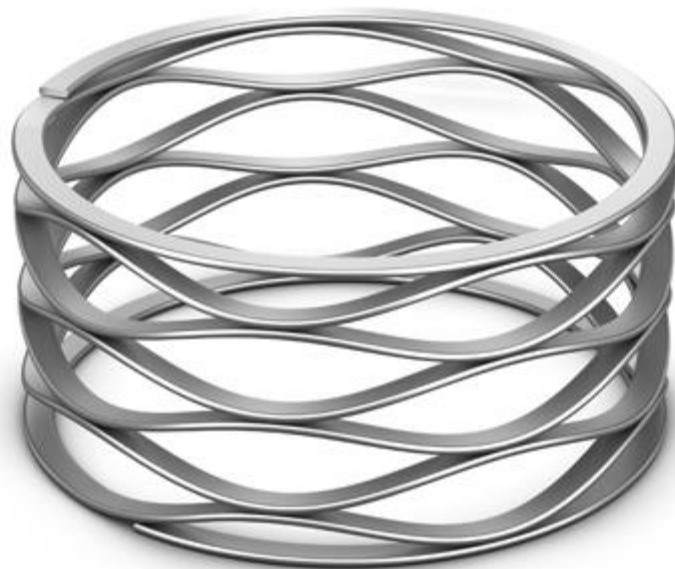
Takovému průměru drátu pak odpovídá počet závitů pružiny (včetně závěrných) vypočtený po dosazení do rovnice 38:

$$n = \frac{4,5}{2,32} = 1,94 \quad (40)$$

Z tohoto výpočtu vyplývá, že použít běžnou šroubovitou válcovou pružinu není možné. Dále jsem se zaměřil na pružiny talířové. Z jejich konstrukce však na první pohled vyplývají vysoké nároky na prostor v radiálním směru - běžné talířové pružiny s vnitřním průměrem $14,2 \text{ mm}$ mají vnější průměr 28 mm . Tento prostor je však taktéž silně omezen kvůli vzdálenosti vodícího čepu od řadicího bubínku, což zapříčiňuje, že není možné použít ani talířové pružiny.

Východiskem je použití speciálního typu pružin, jež bych nejlépe popsal asi jako vinutá listová pružina. Tyto pružiny kombinují výhody vysoké tuhosti listových pružin s malými zástavbovými rozměry pružin vinutých. Přestože jsem nebyl schopen najít takové pružiny mezi českými výrobci a dodavateli, podařilo se mi najít několik

amerických výrobců tohoto typu pružin, které jsou známé pod anglickým výrazem – *wave spring*. Tyto pružiny vynikají především krátkou délkou v zatíženém stavu, což je vlastnost, kterou v tomto návrhu potřebuji.

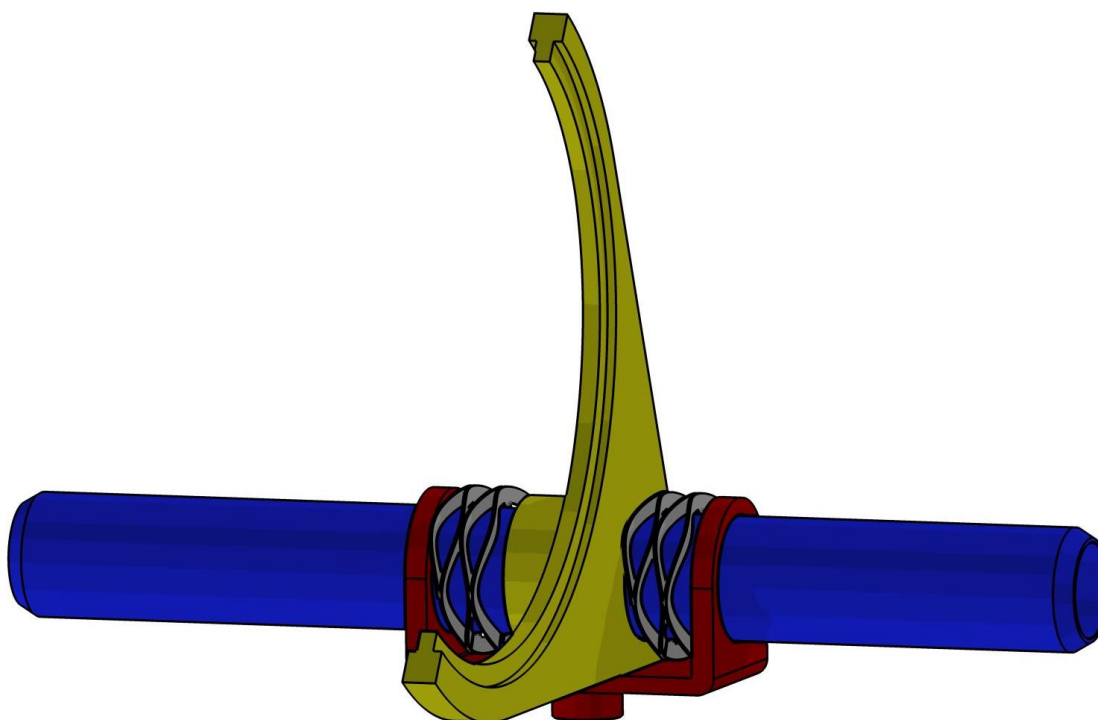


Obrázek 52: Vinutá listová pružina (*wave spring*) [17]

Následoval výběr reálné pružiny v katalogích dodavatelů. Vhodnou pružinu, která odpovídá výše navrženým parametrům, jsem našel v katalogu dodavatele *leespring.com*. Konkrétně se jedná o pružinu označenou kódem **LWM20 100 0843S**. Parametry této pružiny jsou uvedeny na obrázku 53.

Specification	
Part Number	LWM20 100 0843S
Outside Diameter	18.668 mm
Hole Diameter	19.989 mm
Rod Diameter	13.995 mm
Free Height	8.432 mm
Wire Thickness	0.330 mm
Radial Wall	2.006 mm
Turns	4.0
Waves Per Turn	3.5
Spring Rate	36.10 N/mm
Finish	PASSIVATE PER ASTM A967
Material	17-7 PH

Obrázek 53: Parametry vybrané pružiny [18]



Obrázek 54: Pružně uložená řadicí vidlička

Tyto pružiny jsou jedním z nejdůležitějších prvků celého mechanismu Zeroshift a na jejich vlastnostech závisí správná funkčnost celého mechanismu. Zároveň je velmi obtížné, až nemožné, určit přesné provozní podmínky a stanovit přesné hodnoty zatížení těchto pružin, stejně jako pasivní odpory působící proti pohybu vidliček. Z těchto důvodů jsou právě pružiny řadicích vidliček tou zásadní součástí, kterou je potřeba otestovat na prototypovém kusu.

5.6 Návrh kulisového mechanismu řazení

Stejně jako došlo oproti původní převodovce ke zvýšení počtu řadicích vidliček, je potřeba zvýšit i počet drah na řadicím bubínku. Původní řadicí bubínek je zobrazen na obrázku 2. Jak již jsem zmiňoval v kapitole 4.1.2, úpravou řadicího bubínku jsem se zabýval již ve své bakalářské práci, jelikož tovární provedení má tendenci zasekávat se v pozici neutrálu. To je dáno jeho polohou v kulisovém mechanismu mezi prvním a druhým rychlostním stupněm. Pro odstranění tohoto nepříjemného chování jsem tedy již dříve navrhl bubínek s upravenými drahami. Nyní tedy stejným způsobem navrhnu nové dráhy kulisového mechanismu pro vedení všech čtyřech řadicích vidliček.

Z obrázku 55 jsou patrné parametry a umístění drah. Dráhy mají šířku 8 mm a neutrální polohy drah jsou od hrany bubínku ve vzdálenostech 13, 26, 44 a 62 mm. Z těchto poloh jsou vidličky vedeny kulisovým mechanismem do relativních poloh $\pm 4,5$ mm, což určuje efektivní zdvih zubových spojek.

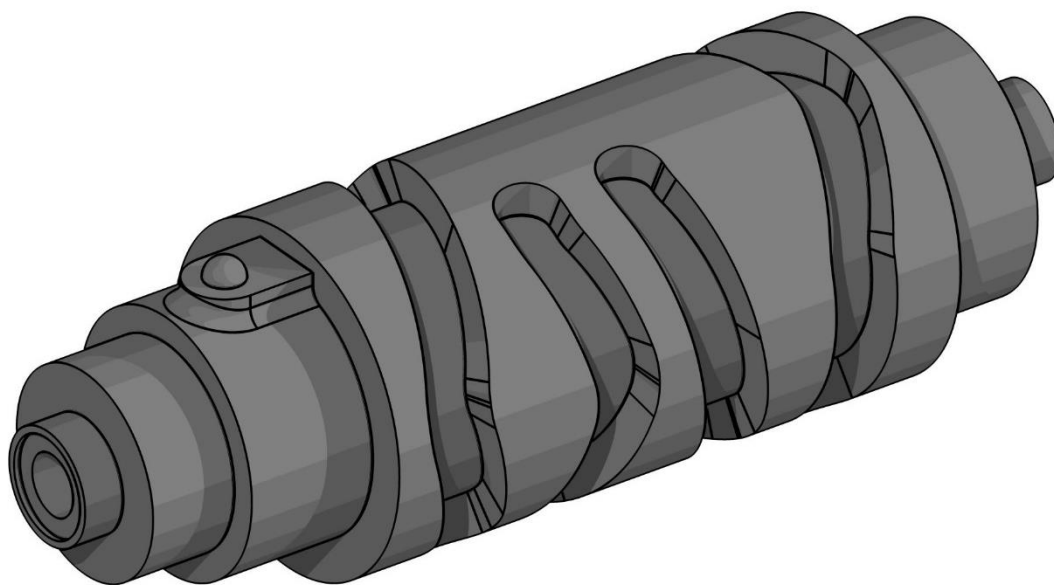
Tento náčrt je navinutý na válci o stejném průměru, jako je původní řadicí bubínek, tedy průměru 42,8 mm. Při přeřazení se bubínek otáčí o 60°. Z těchto parametrů vyplývá délka dráhy mezi polohami pro jednotlivé rychlostní stupně a vzdálenost odsazení drah pro vidličky uložené na druhém čepu.

$$l_{\text{dráhy}} = \pi \cdot d \cdot \frac{\alpha}{360} = \pi \cdot 42,8 \cdot \frac{60}{360} = 22,41 \text{ mm} \quad (41)$$

$$l_{\text{odsazení}} = \pi \cdot d \cdot \frac{\alpha}{360} = \pi \cdot 42,8 \cdot \frac{132,2}{360} = 49,377 \text{ mm} \quad (42)$$

Úhel 132,2° dosazený do rovnice 42 je úhel, který svírají spojnice os prvního vodícího čepu s řadicím bubínkem a druhého vodícího čepu s řadicím bubínkem.

Aby byla mezi řadicím bubínkem a klecemi vypružení řadicích vidliček dostatečná vůle, zmenšil jsem dále oproti továrnímu provedení průměr řadicího bubínku na 41,2 mm. To zajišťuje mezi součástmi vůli o velikosti 1 mm.



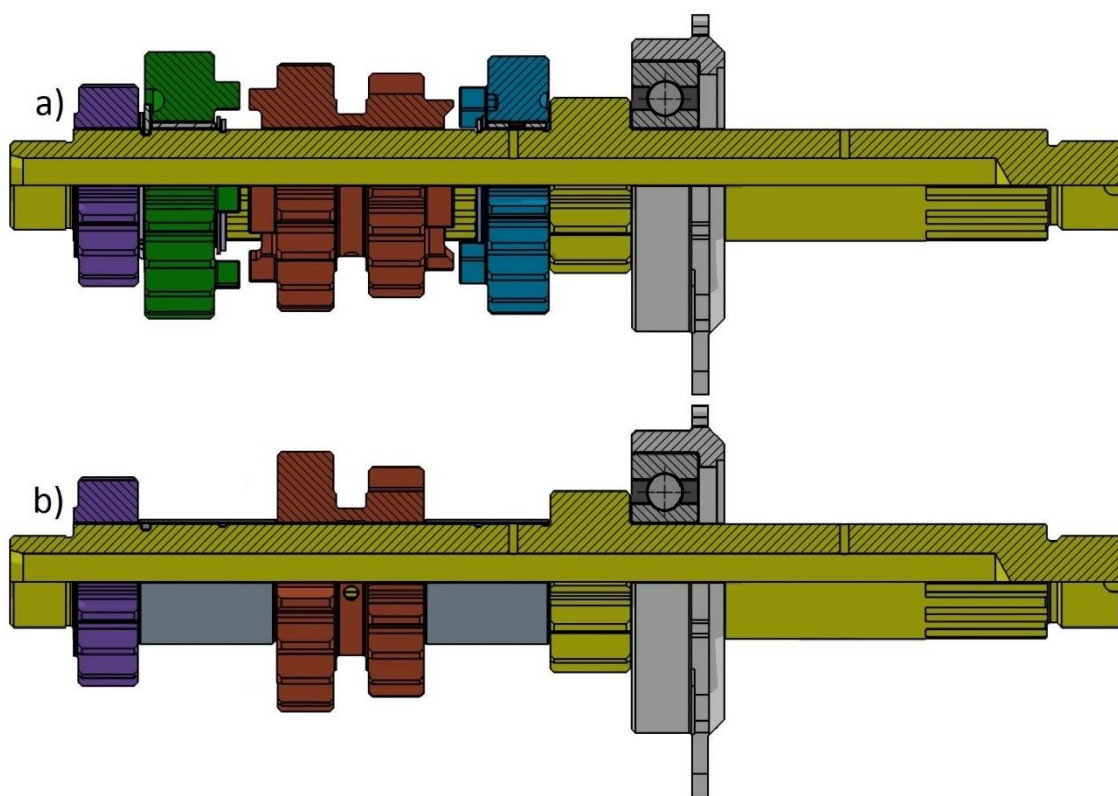
Obrázek 56: Nový řadicí bubínek

6 Model upravené převodovky

V následující kapitole shrnu provedené změny a předvedu nové součásti v kontextu celé sestavy. V této kapitole se zaměřím především na ilustrace krajních poloh pohyblivých částí mechanismu, uložení jednotlivých součástí na hřídelích a na celkové provedení mazacího systému.

6.1 Vstupní hřídel převodovky

Vstupní hřídel převodovky nedoznal tak rozsáhlých změn, jako výstupní hřídel. Z důvodu nahrazení hnaných kol pátého a šestého rychlostního stupně jsou však i hnaná kola těchto rychlostních stupňů nadbytečná. Po jejich odstranění a odstranění řadicích vidličky ovládající pastorek třetího a čtvrtého rychlostního stupně však není přesně určena jeho poloha na hřídeli v osové směru. Z tohoto důvodu je potřeba přidat dvě distanční trubky, které přesně vymezí polohu původně posuvného pastorku.



Obrázek 57: Úpravy na vstupním hřídeli převodovky

a) Vstupní hřídel před úpravou

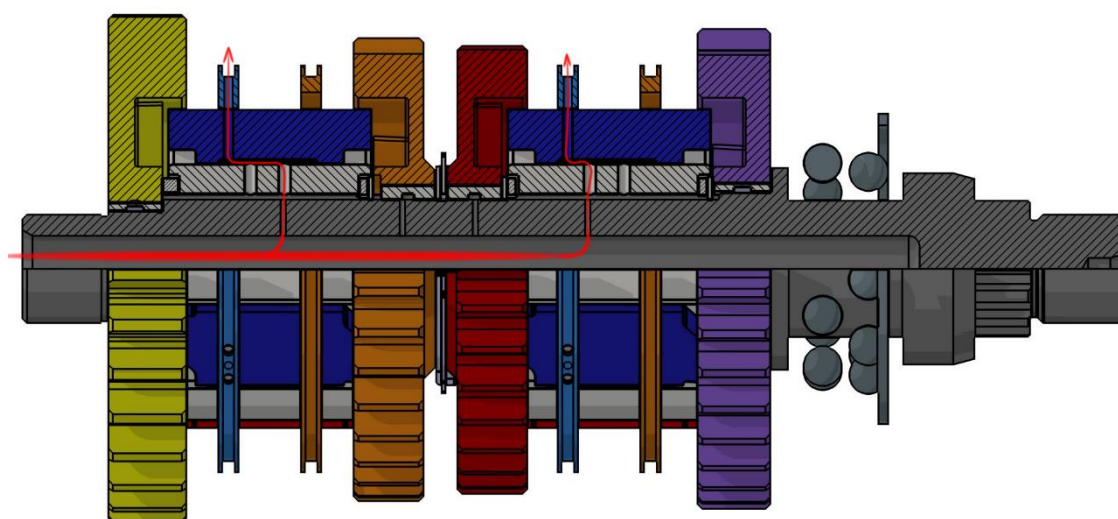
b) Vstupní hřídel po úpravě

Mazací systém vstupní hřídele převodovky však zůstává nezměněn. Rozdíly v podsestavě vstupní hřídele jsou znázorněny na obrázku 57. Kvůli zabránění kolizím s řadicí vidličkou je potřeba také odfrézovat ozubce z pastorku třetího a čtvrtého rychlostního stupně.

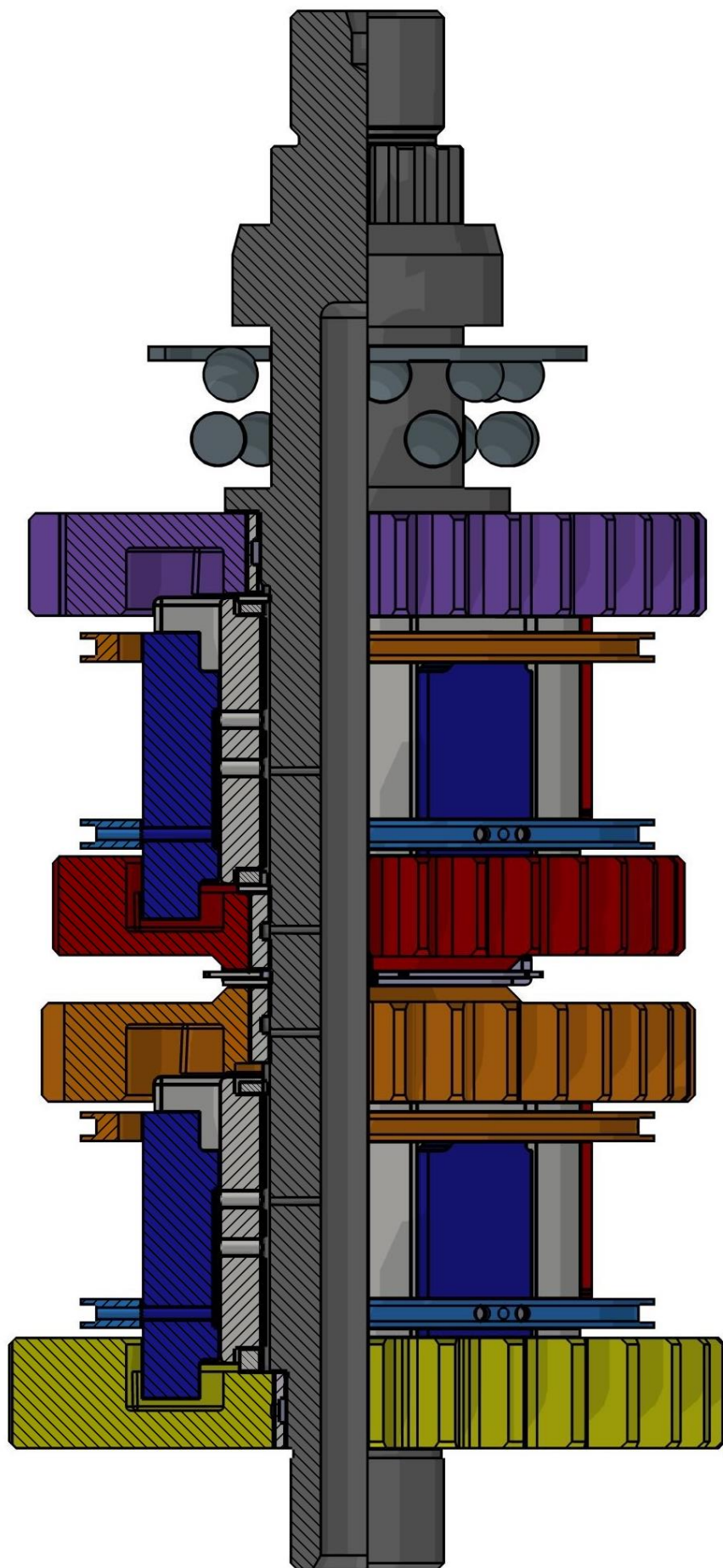
6.2 Výstupní hřídel převodovky

Výrazně většími změnami prošel výstupní hřídel převodovky. Došlo k nahrazení hnaných kol pátého a šestého rychlostního stupně zubovými spojkami Zeroshift, které jsou konstruovány tak, aby na hřídeli nemuselo dojít k žádným dalším úpravám. Unašeče zubových spojek jsou konstruovány i s ohledem na využití stávajících mazacích otvorů, které jsou již v hnané hřídeli připraveny a k mazání dochází ve všech funkčních polohách řadicího mechanismu. Schéma proudění oleje skrz hřídel a mazací otvory až do kontaktní plochy mezi řadicími vidličkami a spojovacími kroužky kamenů je na obrázku 58, přičemž směr toku mazacího oleje je naznačen červenou šipkou.

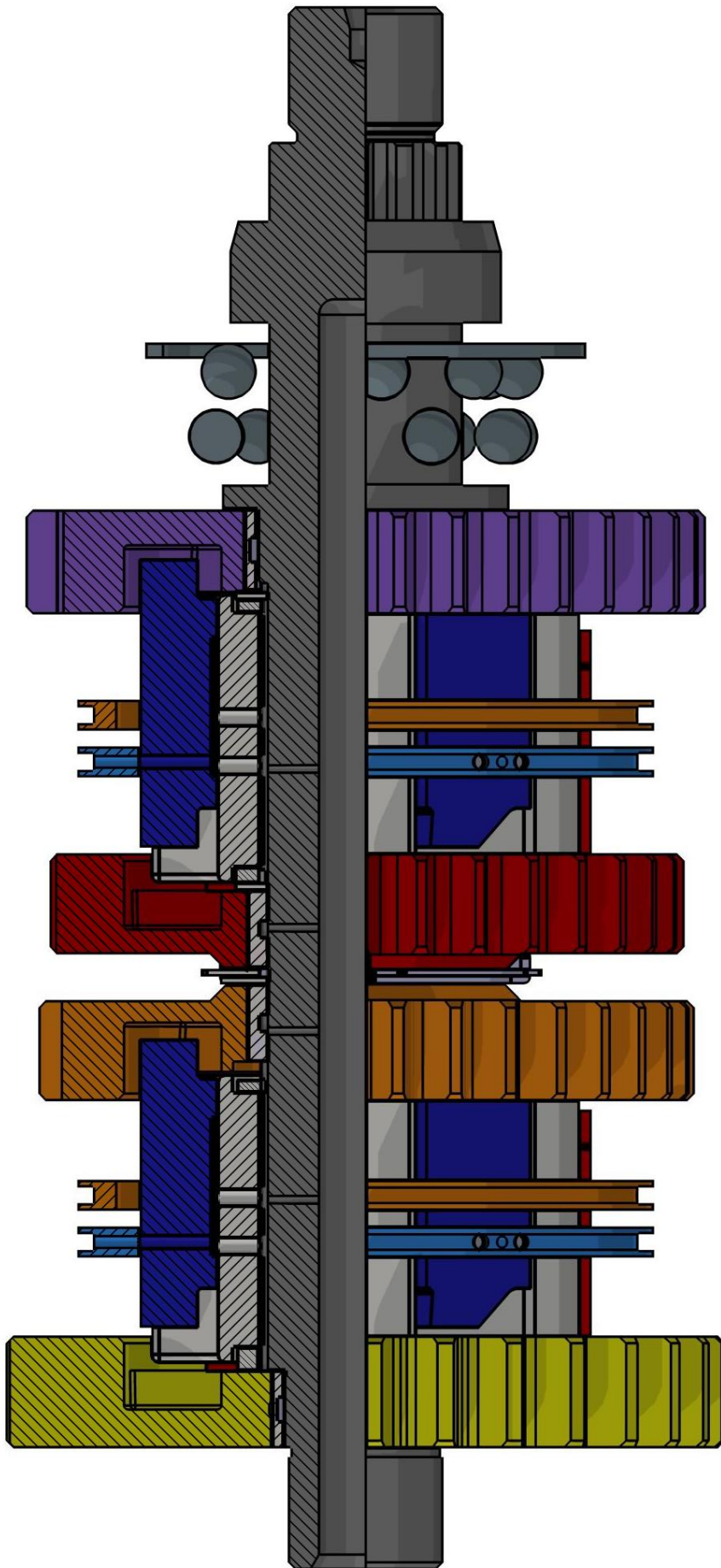
Bylo také potřeba vyřešit krajní polohy řadicích kamenů a propojovacích kroužků. Tyto krajní polohy jsou zobrazeny na obrázcích 59 a 60. Z těchto poloh jsem ověřil, že přesah zubových spojek v záběru dosahuje mnou navrhovaných $3,5\text{ mm}$, což je i hodnota, kterou jsem použil v kontrolních výpočtech popsanych dříve v této práci.



Obrázek 58: Schéma upravených mazacích cest výstupního hřídele převodovky



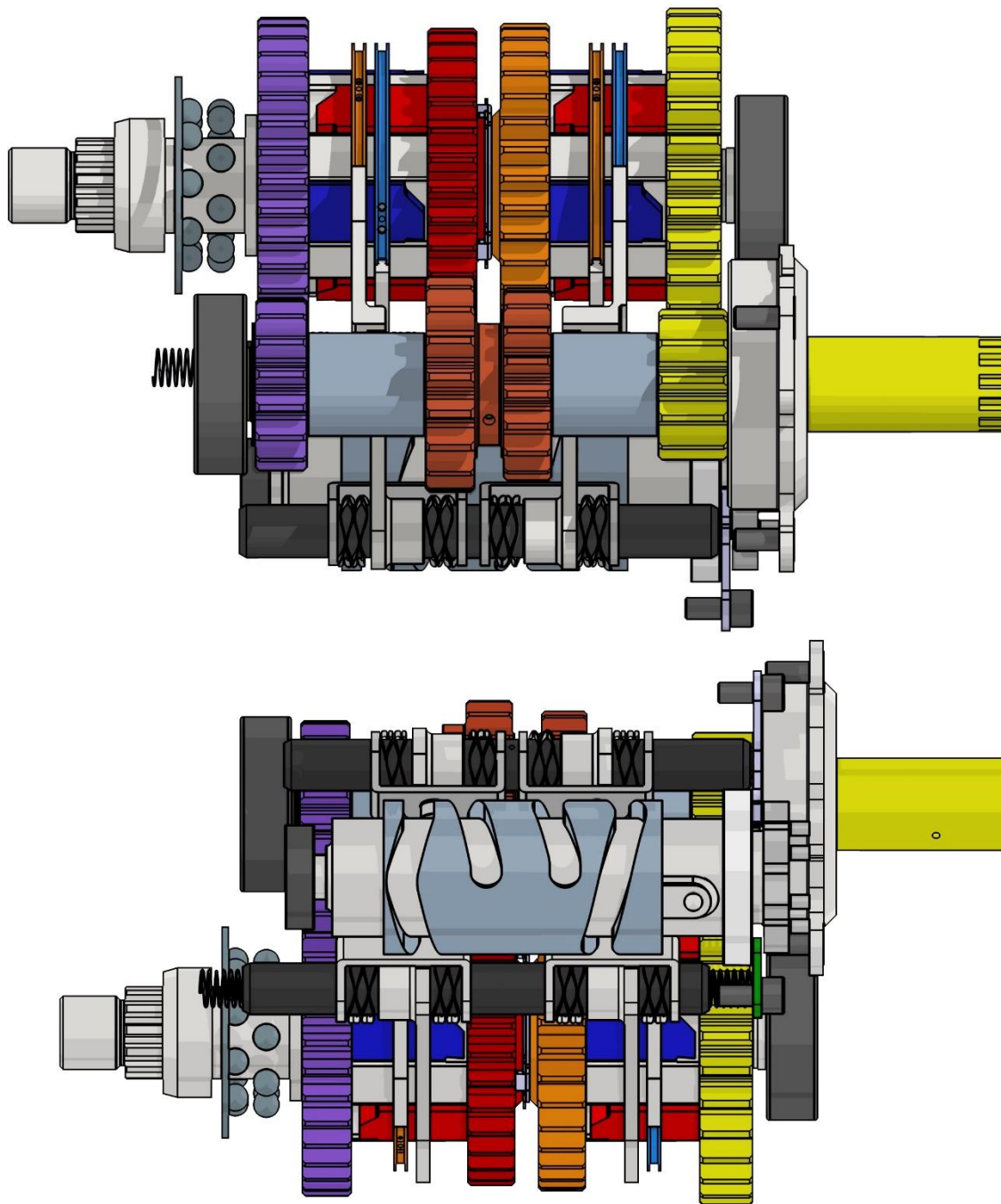
Obrázek 59: První krajní poloha řadicího mechanismu



Obrázek 60: Druhá krajní poloha řadičho mechanismu

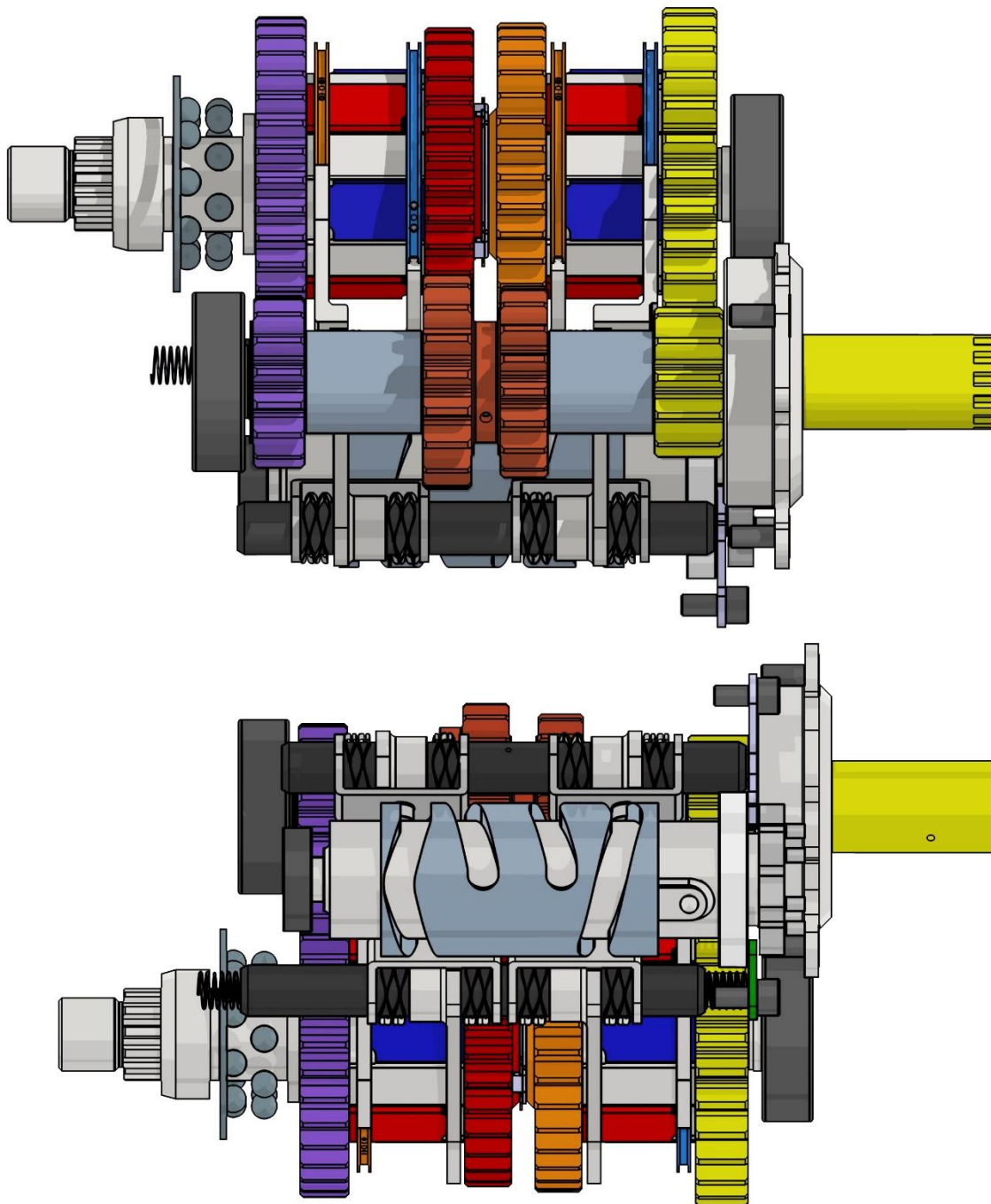
6.3 Řadicí vidličky a jejich vypružení

Na obrázku 61 je patrný důvod, proč jsou řadicí vidličky navrženy s odsazením. V této krajní poloze by totiž jinak docházelo ke kolizi sousedících vidliček. Další omezení je v šířce dutiny skříně, což omezuje klece řadicích vidliček. Tuto kontrolu však nelze provést pohledem z obrázku 61, kde je skříň převodovky kvůli přehlednosti potlačena.



Obrázek 61: První krajní poloha řadicích vidliček a jejich vypružení

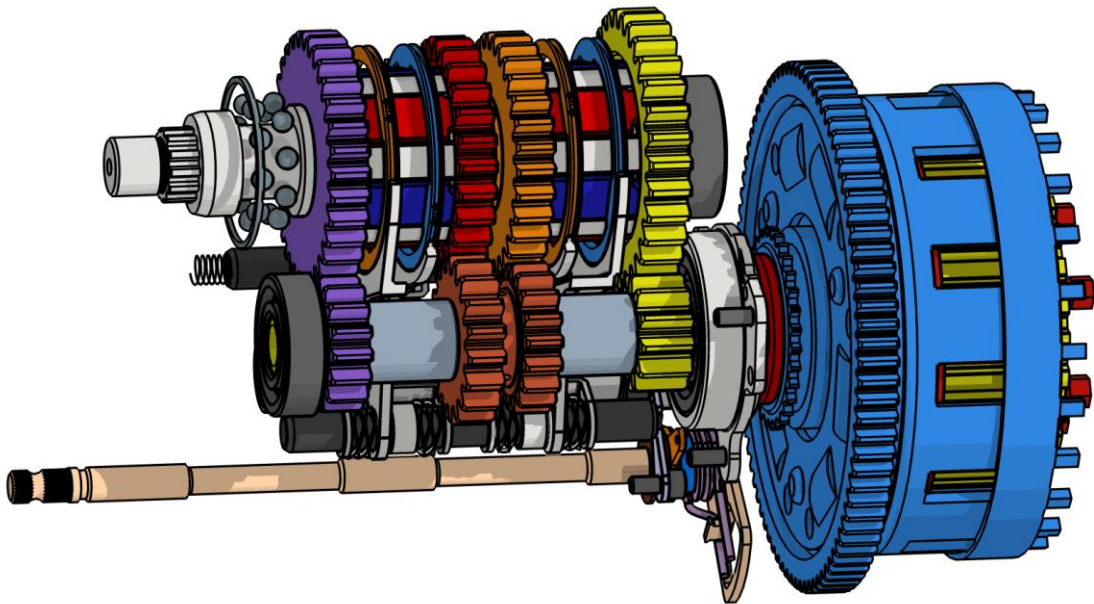
Na obrázku 62 je vyobrazena druhá krajní poloha řadicích vidliček a jejich vypružení. Co se vidliček týče, je zde vidět potenciální kolize mezi vidličkou A, a pastorkem prvního rychlostního stupně. Tento problém jsem vyřešil malým vybráním v těle vidličky, což kolizi efektivně zamezuje. V druhém pohledu obrázku 62 je zajímavé opět vypružení řadicích vidliček, kde ke kolizi taktéž nedochází.



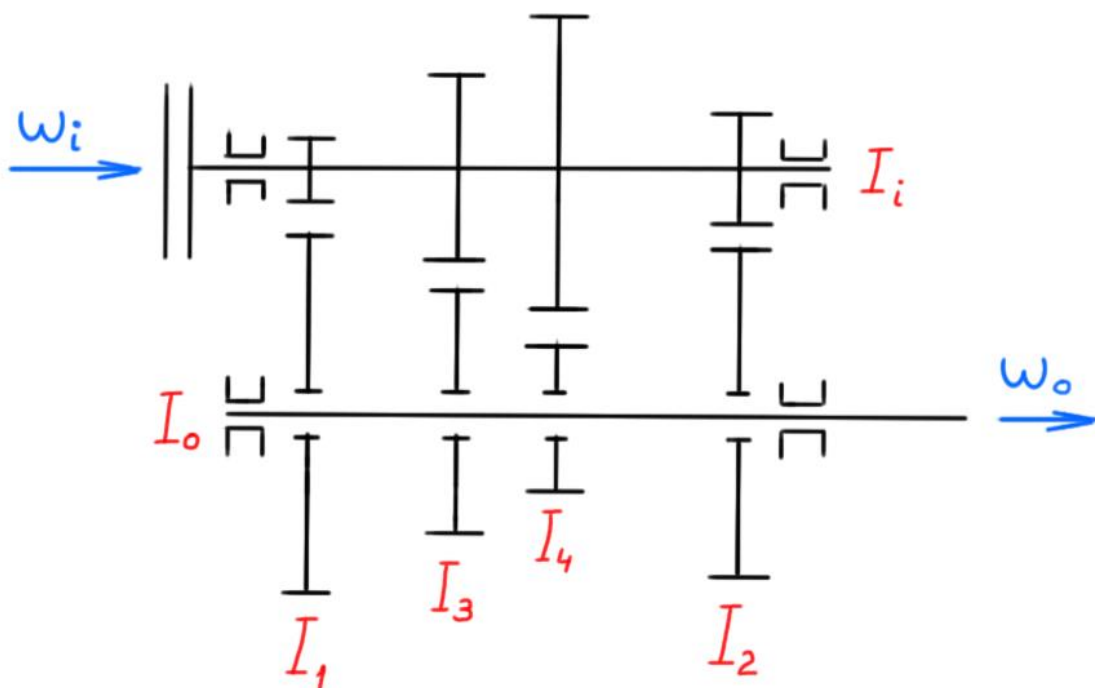
Obrázek 62: Druhá krajní poloha řadicích vidliček a jejich vypružení

7 Problematika rázů v převodovém ústrojí

V této kapitole se pokusím alespoň teoreticky nastínit problematiku vzniku rázů v převodovém ústrojí při náhlé změně převodového poměru. Tyto rázy vznikají, jelikož je při změně rychlostního stupně potřeba změnit úhlovou rychlost některých součástí převodovky a vlivem velmi krátkých časů řazení se tyto rázy mohou nepříznivě projevit na životnosti mechanismu.

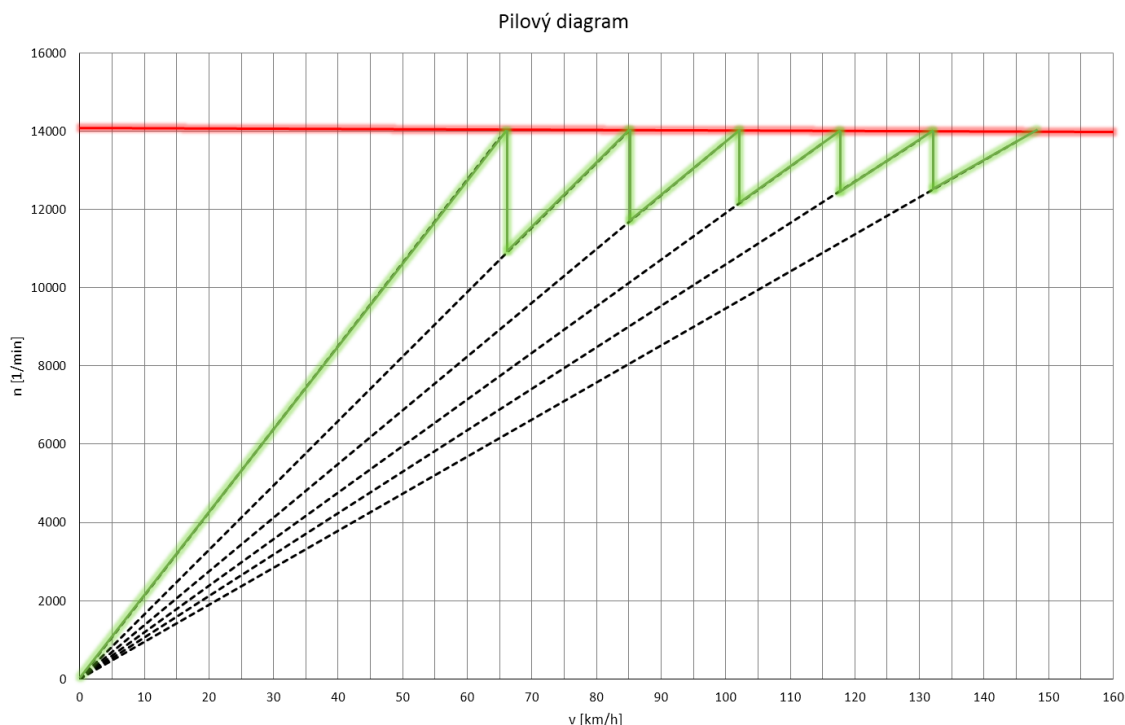


Obrázek 64: Ilustrace sestavy převodovky a spojkového koše se spojkami ZeroShift



Obrázek 63: Schéma uspořádání převodovky po úpravě

Teoreticky největší z rázů vzniká při podřazení z druhého na první rychlostní stupeň. Z pilového diagramu uvedeného na obrázku 65 je možné odečíst otáčky motoru před a po přeřazení, díky tomu lze určit i rozdíl otáček vstupního hřídele převodovky.

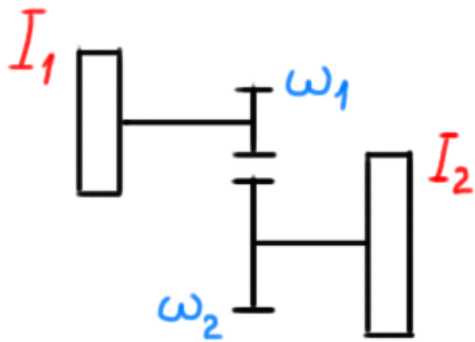


Obrázek 65: Pilový diagram pro původní šestistupňovou převodovku [1]

Z tohoto diagramu je patrné, že při podřazování z druhého rychlostního stupně na první je rozdíl otáček největší, navíc bude největší i redukovaný moment setrvačnosti, který je spjatý s kvadrátem hodnoty převodového poměru. Rozdíl v otáčkách motoru je konkrétně $\Delta n = 3160 \text{ min}^{-1}$, což odpovídá rozdílu otáček vstupního hřídele $\Delta n_i = 1524 \text{ min}^{-1}$.

Během podřazování je motor od převodovky odpojen vypnutím mokré vícelamelové spojky. Ta je ovládána automaticky, pomocí pneumatického svalu. Proto ve výpočtu rázu nefiguruje moment setrvačnosti motoru. Úhlová rychlost výstupní hřídele se nemění, jelikož předpokládám, že rychlost vozidla zůstane během přeřazení stejná. Při přeřazení je tedy měněna úhlová rychlost vstupního hřídele a všech ozubených kol, jelikož ta se během řazení nacházejí ve stálém záběru.

Ze schématu na obrázku 66 lze s využitím rovnic 43, 44, 45 a 46 odvodit vztah pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti jednoduchého mechanismu (rovnice 47 a 48).



$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (43)$$

$$\omega_1 = i \cdot \omega_2 \quad (44)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} \quad (45)$$

Obrázek 66: Schéma pro určení I_{RED}

$$E_{K\ celk} = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \omega_2^2 \quad (46)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot (I_1 \cdot i^2 \cdot \omega_2^2 + I_2 \cdot \omega_2^2)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \omega_2^2 \cdot (I_1 \cdot i^2 + I_2)$$

$$I_{RED\ výstup} = (I_1 \cdot i^2 + I_2) \quad (47)$$

$$I_{RED\ vstup} = \left(I_1 + I_2 \cdot \frac{1}{i^2} \right) \quad (48)$$

Celkový redukovaný moment setrvačnosti pro převodovku po úpravách (znázorněno na obrázku 64) je možné určit ze vztahu 49:

$$E_K = \frac{1}{2} I_i \cdot \omega_i^2 + \frac{1}{2} I_1 \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} I_3 \cdot \omega_3^2 + \frac{1}{2} I_4 \cdot \omega_4^2 \Rightarrow$$

$$I_{RED} = \left(I_1 + I_i \cdot i_1^2 + I_2 \cdot \frac{i_1^2}{i_2^2} + I_3 \cdot \frac{i_1^2}{i_3^2} + I_4 \cdot \frac{i_1^2}{i_4^2} \right) \quad (49)$$

S takto určeným redukovaným momentem setrvačnosti převodovky již lze přistoupit k odhadu velikosti rázového momentu dle rovnice 50.

$$Mk = I_{RED} \cdot \varepsilon = I_{RED} \cdot \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad (50)$$

Jak je z této rovnice patrné, je zde ještě jedna neznámá. Tou je reálná doba přerážení, která závisí na tuhosti a tlumení jednotlivých částí převodovky, tedy především hřídelů. Ty se po dosednutí zubových spojek vlivem setrvačných sil elasticky

deformují, čímž se sice prodlouží reálný čas pro dosažení nového převodového poměru, ale zároveň díky tomu dosahují rázy v převodovém ústrojí konečných hodnot. Teoretické určení hodnoty Δt je však velmi náročné a značně převyšuje rámec této diplomové práce.

Měření a vyhodnocení velikosti rázů je však spolu s ověřením správného návrhu vypružení řadicích vidliček, jednou z hlavních oblastí, na které by mělo být zaměřeno testování prototypu převodovky.

8 Závěr

V této práci jsem shrnul výhody a nevýhody systémů převodovek řadicích bez přerušení toku výkonu, případně s velice krátkou dobou přerušení toku výkonu. Z těchto variant jsem vybral tu nejlépe vyhovující pro vůz kategorie Formula Student/SAE, což je technologie se speciálními zubovými spojkami Zeroshift.

Tuto variantu jsem dále rozpracoval s ohledem na zástavbové rozměry stávající převodovky a provedl jsem návrhové a kontrolní výpočty kritických součástí vnitřního mechanismu řazení. Také jsem vypočítal, jaký přínos by tato nová převodovka měla na zrychlení vozu, jeho maximální rychlost a celkový čas vytrvalostního závodu, který je jednou ze součástí šampionátu seriálu Formula Student/SAE.

Dále jsem vytvořil kompletní výkresovou dokumentaci nových dílů převodovky za účelem prototypové výroby a testování nového mechanismu řazení. Hlavními výstupy testů by mělo být ověření návrhu vypružení řadicích vidliček a vyhodnocení dodatečného namáhání převodovky vzniklé rázy při přeřazení.

Seznam použitých zdrojů

- [1] ŠIROKÝ, Václav. *Bakalářská práce: Konstrukční rozbor stávající převodovky motoru Yamaha YZF-R6 pro vůz kategorie Formula SAE*. Praha, 2013. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Ing. Jiří Pakosta.
- [2] LONGHURST, Chris. *The Car Maintenance Bibles: The Car Transmission Bible. The Car Maintenance Bibles* [online]. 1994-2015, 2014 [cit. 2015-02-16]. Dostupné z: http://www.carbibles.com/transmission_bible_pg3.html
- [3] CTU CARTECH. *Logo* [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: https://fbcdn-sphotos-h-a.akamaihd.net/hphotos-ak-xpf1/v/t1.0-9/1560498_10152059397178639_787914759628283310_n.png?oh=0fe522371c94ed729f5b5f077be9c6eb&oe=55A68838&gda=1440792402_9a8944c69c74ee808a67c00fee7fcccc
- [4] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [5] KŘÍŽ, Rudolf. *Strojnické tabulky II: Pohony*. Ostrava: Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-857-8051-8.
- [6] Autolexicon.net. *Autolexicon.net* [online]. 2015 [cit. 2015-02-16]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/cvt-continuously-variable-transmission/>
- [7] *Automobil revue* [online]. 2011 [cit. 2015-02-16]. Dostupné z: http://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/technika/samocinne-bezestupnove-prevodovky-plynule-a-bez-zubu_40397.html
- [8] Variátor (převodovka). In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2015-02-18]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Vari%C3%A1tor_%28p%C5%99evodovka%29
- [9] Automatic transmission. In: KRAUSE, Stefan. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2015-02-18]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Automatic_transmission
- [10] *How Stuff Works: How Dual-clutch Transmissions Work* [online]. 1998-2015 [cit. 2015-02-19]. Dostupné z: <http://auto.howstuffworks.com/dual-clutch-transmission.htm>
- [11] Kaps automatic: Zeroshift Gearbox. *Kaps automatic* [online]. 2015 [cit. 2015-02-22]. Dostupné z: http://eng.kaps.cz/temp/aktuality_paragraph_center_zoom_978.jpg
- [12] Asphalte.ch. *Asphalte.ch* [online]. 2007 [cit. 2015-02-22]. Dostupné z: <http://www.asphalte.ch/forum/viewtopic.php?t=2822>

- [13] AutoZine Technical School: Transmission. WAN, Mark. *AutoZine Technical School: Transmission* [online]. 1998-2008 [cit. 2015-02-25]. Dostupné z: http://www.autozine.org/technical_school/gearbox/tech_gear_manual.htm#Twin-Clutch
- [14] *Gizmag.com: GM's TapShift technology shows why automatic transmissions may soon replace manuals* [online]. 24. 2. 2012 [cit. 2015-02-25]. Dostupné z: <http://www.gizmag.com/gms-tapshift-technology-zl1/21568/>
- [15] *ATZ online* [online]. 2015 [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: http://www.atzonline.com/cms/images/zero_080417.jpg
- [16] MYLENEK, Chester. *Transmission gear selector arm and sleeves for shifting forks* [patent]. Schválení, EP0035223 B1. Uděleno 7. listopad 1984. Dostupné z: <http://www.google.com/patents/EP0035223B1?cl=en>
- [17] *Snipview: Wave spring* [online]. 2014 [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: http://www.snipview.com/q/Wave_spring
- [18] LEE SPRING. *REDUX Wave Spring Specifications: LWM20 100 0843S* [online]. 2015 [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: http://www.leespring.com/uk_product_spec.asp?partnum=LWM201000843S&springType=WS
- [19] *2015 Formula SAE® Rules* [online]. 2014, 17. 9. 2014, 178 s. [cit. 2015]. Dostupné také z: <http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%2091714%20kz.pdf>

Seznam obrázků

Obrázek 1: Logo CTU CarTech [3]	15
Obrázek 2: Tovární řadicí bubínek [1]	19
Obrázek 3: Tovární provedení převodovky Yamaha YZF-R6 [1]	20
Obrázek 4: Tovární provedení převodovky Yamaha YZF-R6 [1]	20
Obrázek 5: Princip klínového variátoru [2]	22
Obrázek 6: Ocelový řemen [6]	22
Obrázek 7: Řetěz z CVT [7]	22
Obrázek 8: Kuželové variátory [8]	23
Obrázek 9: Toroidální variátor [2]	24
Obrázek 10: Automatická převodovka ZF-8HP [9]	25
Obrázek 11: Schéma dvouspojkové převodovky [10]	26
Obrázek 12: Řadicí spojky Zeroshift [11].....	27
Obrázek 13: Postup řazení rychlostních stupňů [12]	29
Obrázek 14: Náhrada naměřených bodů vnější rychlostní charakteristiky motoru	36
Obrázek 15: Porovnání akceleračních křivek pro vůz FS.05 vybavený převodovkou Zeroshift oproti tovární převodovce	37
Obrázek 16: Decelerační křivka vozu FS.05	38
Obrázek 17: Ideální úsek pro dosažení maximální rychlosti vozu	39
Obrázek 18: Maximální dosažitelná rychlost vozu na trati	40
Obrázek 19: Schéma závodního okruhu pro výpočet časů na kolo.....	41
Obrázek 20: Dráhový tachogram	43
Obrázek 21: Výstupní hřídel převodovky [1].....	44
Obrázek 22: Schéma měření hlavového a patního průměru při lichém počtu zubů ozubeného kola	46
Obrázek 23: Normalizované moduly [5]	47
Obrázek 24: Schéma k měření tloušťky zubu	48
Obrázek 25: Unašeč Zeroshift [15]	51
Obrázek 26: Profil unašeče řadicích kamenů	52
Obrázek 27: Provedení mazacích kanálů	52
Obrázek 28: Řadicí kámen.....	53

Obrázek 29: Řez řadicím kamenem.....	54
Obrázek 30: Podřezání zubových spojek.....	56
Obrázek 31: Částečná rychlostní charakteristika motoru [1].....	58
Obrázek 32: Řadicí kameny spojené kroužkem	59
Obrázek 33: Blok motoru a skříň převodovky motocyklu Yamaha YZF-R6	61
Obrázek 34: Půdorys řadicích vidliček B/C.....	62
Obrázek 35: Řadicí vidlička B/C.....	62
Obrázek 36: Půdorys řadicích vidliček A/D	63
Obrázek 37: Řadicí vidlička A	64
Obrázek 38: Řadicí vidlička D	64
Obrázek 39: Řadicí mechanismus s požadavkem na stejnou tuhost obou ramen řadicích vidliček [16].....	65
Obrázek 40: Uložení upravených řadicích vidliček v převodovce Yamaha YZF-R6.....	66
Obrázek 41: Průhyb vidličky A pod fiktivním zatížením	67
Obrázek 42: Průhyb vidliček B a C pod fiktivním zatížením	68
Obrázek 43: Průhyb vidličky D pod fiktivním zatížením	68
Obrázek 44: Napjatost řadicí vidličky A při provozním zatížení	70
Obrázek 45: Deformace řadicí vidličky A při provozním zatížení	70
Obrázek 46: Napjatost řadicích vidliček B a C při provozním zatížení.....	71
Obrázek 47: Deformace řadicích vidliček B a C při provozním zatížení	71
Obrázek 48: Napjatost řadicí vidličky D při provozním zatížení	72
Obrázek 49: Deformace řadicí vidličky D při provozním zatížení	72
Obrázek 50: Blokové schéma výpočetního modelu v SW Mathworks Matlab - Simulink	75
Obrázek 51: Závislost polohy řadicích kamenů na čase pro tuhost pružin 30N/mm	75
Obrázek 52: Vinutá listová pružina (wave spring) [17]	77
Obrázek 53: Parametry vybrané pružiny [18]	77
Obrázek 54: Pružně uložená řadicí vidlička	78
Obrázek 55: Rozměry drah na řadicím bubínku.....	79
Obrázek 56: Nový řadicí bubínek	80
Obrázek 57: Úpravy na vstupním hřídeli převodovky	81
Obrázek 58: Schéma upravených mazacích cest výstupního hřídele převodovky.....	82

Obrázek 59: První krajní poloha řadicího mechanismu	83
Obrázek 60: Druhá krajní poloha řadicího mechanismu	84
Obrázek 61: První krajní poloha řadicích vidliček a jejich vypružení	85
Obrázek 62: Druhá krajní poloha řadicích vidliček a jejich vypružení.....	86
Obrázek 64: Schéma uspořádání převodovky po úpravě.....	87
Obrázek 63: Ilustrace sestavy převodovky a spojkového koše se spojkami ZeroShift	87
Obrázek 65: Pilový diagram pro původní šestistupňovou převodovku [1]	88
Obrázek 66: Schéma pro určení I_{RED}	89

Seznam tabulek

Tabulka 1: Snížení hmotnosti převodovky odebráním pátého a šestého rychlostního stupně [1]	34
Tabulka 2: Maximální rychlosti vozu v zatáčkách	42
Tabulka 3: naměřené rozměry přes zuby	46
Tabulka 4: Výsledky měření stávajících ozubených kol	49

Seznam příloh

- Příloha 1: Výsledky měření parametrů ozubených kol
- Příloha 2: MKP analýza tuhostí řadicích vidliček
- Příloha 3: MKP analýza řadicích vidliček při zatížení během řazení
- Příloha 4: Výkresová dokumentace

Příloha 1

Hnané kolo 1. rychlostního stupně

Počet zubů	z	31	
Šířka zubů	b	15	mm
Úhel záběru	α	20	°
Modul	m	2,826207	mm
Modul z řady	m	2,75	mm
Průměr roztečné kružnice	d	85,25	mm
Průměr základní kružnice	d_b	80,11	mm
Jednotkové posunutí základního profilu	x	0,195	
Posunutí základního profilu	x.m	0,536	mm
Naměřený průměr hlavové kružnice	$d_{a_{nam}}$	91,9	mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	92,37	mm
Naměřený průměr patní kružnice	$d_{f_{nam}}$	79,4	mm
Průměr patní kružnice	d_f	79,81	mm
Výška hlavy zubu	h_a	3,56	mm
Výška paty zubu	h_f	2,72	mm
	c	0,08	
Výška zubu	h	6,28	mm
Jednotková výška hlavy zubu	k	1,10	
Obvodové házení radiálního ozubení	Δe_b	0	μm
Stupeň přesnosti dle ČSN			

Počet zubů, přes které se měří	Z^w	3,944444	
	Z^w_i	3	
	Z^w_{i+1}	4	

Rozměr přes Z^w_i zubů	W_i	21,85	21,86	21,86	mm
Rozměr přes Z^w_{i+1} zubů	W_{i+1}	30,2	30,3	30,1	mm
Rozdíl $W_{i+1} - W_i$	p_b	8,34	mm		

Převýšení rozteče kružnice	Δv	0,07	mm		
Vertikální rozměr	v	3,63	mm		
Tangenciální rozměr teoretický	T_T	4,71	mm		
Tangenciální rozměr naměřený	T_N	4,81	4,82	4,79	mm
Rozdíl	ΔT	-0,099	mm		

Hnané kolo 2. rychlostního stupně

Počet zubů	z	32	
Šířka zubů	b	13,6	mm
Úhel záběru	α	20	°
Modul	m	2,493114	mm
Modul z řady	m	2,5	mm
Průměr roztečné kružnice	d	80,00	mm
Průměr základní kružnice	d_b	75,18	mm
Jednotkové posunutí základního profilu	x	0,443	
Posunutí základního profilu	x.m	1,109	mm
Naměřený průměr hlavové kružnice	d_a_{nam}	87	mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	87,00	mm
Naměřený průměr patní kružnice	d_f_{nam}	75,6	mm
Průměr patní kružnice	d_f	75,60	mm
Výška hlavy zubu	h_a	3,50	mm
Výška paty zubu	h_f	2,20	mm
	c	0,37	
Výška zubu	h	5,70	mm
Jednotková výška hlavy zubu	κ	0,96	
Obvodové házení radiálního ozubení	Δe_b	0	μm
Stupeň přesnosti dle ČSN			

Počet zubů, přes které se měří	Z^w	4,055556	
	Z^w_i	4	
	Z^w_{i+1}	5	

Rozměr přes Z ^w _i zubů	W_i	27,69	27,74	27,7	mm
Rozměr přes Z ^w _{i+1} zubů	W_{i+1}	35,08	35,05	35,08	mm
Rozdíl W _{i+1} - W _i	p_b	7,36	mm		

Převýšení rozteče kružnice	Δv	0,07	mm		
Vertikální rozměr	v	3,57	mm		
Tangenciální rozměr teoretický	T_T	4,73	mm		
Tangenciální rozměr naměřený	T_N	4,81	4,76	4,76	mm
Rozdíl	ΔT	-0,045	mm		

Hnané kolo 3. rychlostního stupně

Počet zubů	z	30	
Šířka zubů	b	13,1	mm
Úhel záběru	α	20	°
Modul	m	2,47279	mm
Modul z řady	m	2,5	mm
Průměr roztečné kružnice	d	75,00	mm
Průměr základní kružnice	d_b	70,48	mm
Jednotkové posunutí základního profilu	x	0,317	
Posunutí základního profilu	x.m	0,792	mm
Naměřený průměr hlavové kružnice	$d_{a_{nam}}$	81,25	mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	81,25	mm
Naměřený průměr patní kružnice	$d_{f_{nam}}$	69,8	mm
Průměr patní kružnice	d_f	69,80	mm
Výška hlavy zubu	h_a	3,13	mm
Výška paty zubu	h_f	2,60	mm
	c	0,42	
Výška zubu	h	5,73	mm
Jednotková výška hlavy zubu	k	0,93	
Obvodové házení radiálního ozubení	Δe_b	0	μm
Stupeň přesnosti dle ČSN			

Počet zubů, přes které se měří	Z^w	3,833333	
	Z^w_i	3	
	Z^w_{i+1}	4	

Rozměr přes Z^w_i zubů	W_i	19,94	20,07	20,12	mm
Rozměr přes Z^w_{i+1} zubů	W_{i+1}	27,33	27,36	27,34	mm
Rozdíl $W_{i+1} - W_i$	p_b	7,30	mm		

Převýšení rozteče kružnice	Δv	0,07	mm		
Vertikální rozměr	v	3,19	mm		
Tangenciální rozměr teoretický	T_T	4,50	mm		
Tangenciální rozměr naměřený	T_N	4,34	4,35	4,34	mm
Rozdíl	ΔT	0,158	mm		

Hnané kolo 4. rychlostního stupně

Počet zubů	z	26	
Šířka zubů	b	13,2	mm
Úhel záběru	α	20	°
Modul	m	2,747168	mm
Modul z řady	m	2,75	mm
Průměr roztečné kružnice	d	71,5	mm
Průměr základní kružnice	d_b	67,19	mm
Jednotkové posunutí základního profilu	x	0,170	
Posunutí základního profilu	x.m	0,467	mm
Naměřený průměr hlavové kružnice	d_a_{nam}	78	mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	78,00	mm
Naměřený průměr patní kružnice	d_f_{nam}	65,2	mm
Průměr patní kružnice	d_f	65,20	mm
Výška hlavy zubu	h_a	3,25	mm
Výška paty zubu	h_f	3,15	mm
	c	0,30	
Výška zubu	h	6,40	mm
Jednotková výška hlavy zubu	κ	1,01	
Obvodové házení radiálního ozubení	Δe_b	0	μm
Stupeň přesnosti dle ČSN			

Počet zubů, přes které se měří	Z^w	3,388889	
	Z^w_i	3	
	Z^w_{i+1}	4	

Rozměr přes Z ^w _i zubů	W_i	21,63	21,63	21,59	mm
Rozměr přes Z ^w _{i+1} zubů	W_{i+1}	29,72	29,73	29,73	mm
Rozdíl W _{i+1} - W _i	p_b	8,11	mm		

Převýšení rozteče kružnice	Δv	0,08	mm		
Vertikální rozměr	v	3,33	mm		
Tangenciální rozměr teoretický	T_T	4,66	mm		
Tangenciální rozměr naměřený	T_N	4,58	4,7	4,64	mm
Rozdíl	ΔT	0,016	mm		

Příloha 2

Příloha 3

