



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

**Ústav automobilů, spalovacích motorů a
kolejových vozidel**

**Návrh řadicího mechanismu automobilové
převodovky**

**Design of shifting mechanism for automotive
gearbox**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Bc. Marek Bous

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jiří Pakosta Ph. D.

Zadání

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh řadicího mechanismu automobilové převodovky“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Pakosty Ph. D., s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 5. 7. 2019

Bc. Marek Bous

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat všem, kdo mě podpořili během studia i vypracování této práce. Speciální poděkování patří panu Ing. Jiřímu Pakostovi Ph. D. za vstřícné a konstruktivní vedení mé práce. Dále patří poděkování mým rodičům, mé partnerce a celé rodině za veškerou podporu během vypracování této práce a během celého studia.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Marek BOUS	
Název DP:	Návrh řadicího mechanismu automobilové převodovky	
Anglický název:	Design of shifting mechanism for automotive gearbox	
Rok:	2019	
Studijní program:	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ	
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika	
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel	
Vedoucí DP:	Ing. Jiří Pakosta Ph. D.	
Bibliografické údaje:	počet stran	73
	počet obrázků	57
	počet tabulek	5
	počet grafů	5
	počet příloh	18
Klíčová slova:	řadicí mechanismus, převodovka, převodové ústrojí, zkrácení řadicího času, návrh	
Keywords:	shifting mechanism, gearbox, transmission, shifting time reduction, design	

Anotace:

Tato diplomová práce je zaměřena na návrh řadicího mechanismu manuální stupňové automobilové převodovky pro náhradu standardní synchronizační spojky za účelem snížení řadicího času. Dále se zbývá také zástavbou tohoto mechanismu do vybraného převodového ústrojí a možnostmi testování navrženého mechanismu v laboratorních podmínkách.

Abstract:

This diploma thesis is focused on the design of shifting mechanism for a manual automotive gearbox to replace standard synchromesh clutch for reducing the shifting time. It is also focused on the replacement made for specific drive train and on the testing of the designed mechanism in laboratory.

OBSAH

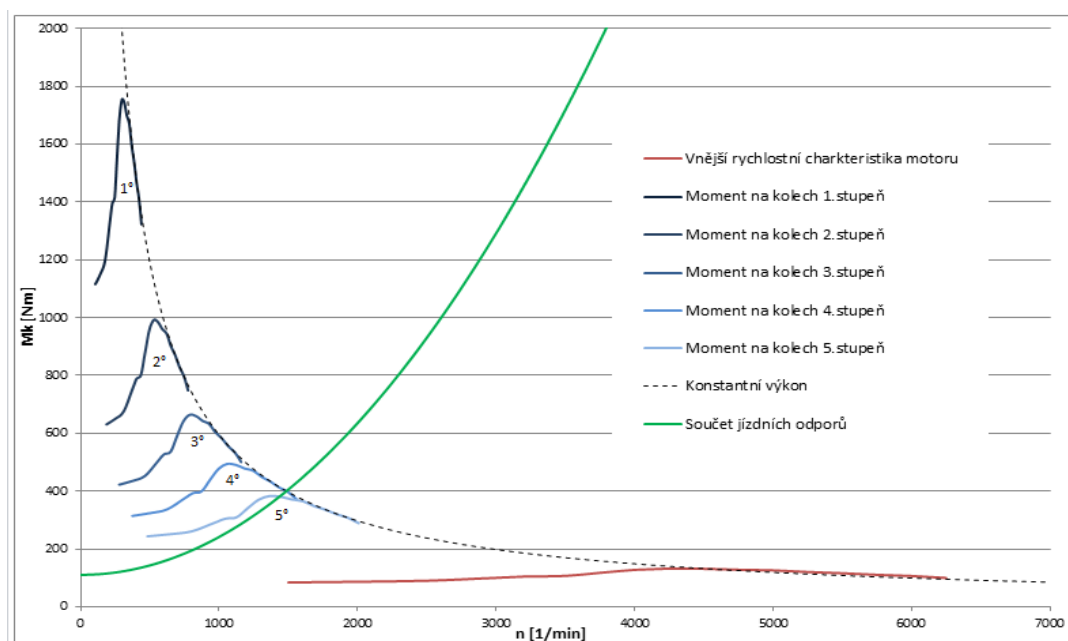
OBSAH	5
ÚVOD.....	1
1 CÍL PRÁCE	3
1.1 ZVOLENÉ PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ PRO ZÁSTAVBU MECHANISMU.....	3
1.2 ZKRÁCENÍ ČASU ŘAZENÍ	5
1.2.1 Simulační ověření přínosu.....	5
1.3 DALŠÍ POŽADAVKY NA ŘADICÍ MECHANISMUS.....	11
1.3.1 Technické předpisy.....	11
1.3.2 Zástavba do původní skříňe	12
2 SYSTÉMY ŘAZENÍ PŘEVODOVÝCH STUPŇŮ.....	13
2.1 ŘAZENÍ POSUVNÝMI KOLY	13
2.2 ŘAZENÍ ZUBOVÝMI SPOJKAMI.....	14
2.2.1 Řazení zubovými spojkami bez synchronizace.....	14
2.2.2 Řazení zubovými spojkami se synchronizací	16
2.2.3 Konstrukční provedení zubových spojek	23
2.2.1 Systémy využívající řazení zubovými spojkami bez synchronizace	29
2.2.1 Systém Zeroshift	32
2.3 POROVNÁNÍ DOSTUPNÝCH SYSTÉMŮ	36
3 NÁVRH VLASTNÍHO ŘADICÍHO MECHANISMU	39
3.1 ZÁKLADNÍ KONCEPT	39
3.2 PRŮBĚH ŘAZENÍ NOVÉHO KONCEPTU.....	40
3.2.1 Řazení nahoru	41
3.2.2 Řazení dolů	43
3.3 ZÁSTAVBA MECHANISMU DO VYBRANÉHO PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ.....	44
3.3.1 Předběžná pevnostní kontrola návrhu zubových spojek	46
3.4 POSTUP NÁVRHU PARAMETRŮ MECHANISMU	50
3.4.1 Výpočet předpětí a tuhosti hlavních pružin	51
3.4.2 Výpočet úhlu boků řadicích kamenů a ozubů	52
3.4.3 Stanovení úhlu náběhu, tuhosti a předpětí aretace.....	53
3.5 RÁZY VZNIKLÉ ŘAZENÍM	54
3.6 TESTOVACÍ PROTOTYP	55
3.7 MODEL ŘADICÍHO MECHANISMU ZHOTOVENÝ 3D TISKEM	57
3.8 ZHODNOCENÍ NAVRŽENÉHO MECHANISMU.....	59
4 ZKOUŠENÍ FUNKČNOSTI MECHANISMU	60
4.1 ZKOUŠENÍ NA ZKUŠEBNÍM STAVU ŘAZENÍ	60

4.1.1	Zkušební stav řazení.....	60
4.1.2	Způsob použití zkušebního stavu řazení.....	62
4.2	ZKOUŠENÍ NA OTEVŘENÉM ZKUŠEBNÍM STAVU	63
4.2.1	Otevřený zkušební stav převodových ústrojí motorových vozidel	63
4.2.2	Způsob použití otevřeného zkušebního stavu	63
5	ZÁVĚR.....	65
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	67
	SEZNAM OBRÁZKŮ	70
	SEZNAM TABULEK.....	71
	SEZNAM GRAFŮ	71
	SEZNAM POŽITÝCH VELIČIN	72
	SEZNAM PŘÍLOH	73

Úvod

Převodovka je neodmyslitelnou součástí automobilu již od prvních krůčků automobilismu. Už první automobil Carla Benze používal převod mezi spalovacím motorem a hnanou nápravou, tehdy jeden řemenový od motoru k diferenciálu a od diferenciálu jeden řetězový pro každé ze dvou kol.

Spalovací motor v jakékoli své variantě je sice historicky nejčastěji používaným pohonem osobních automobilů, má však několik pro pohon dopravních prostředků nepříliš vhodných vlastností, především průběh rychlostní charakteristiky produkovaného momentu. Ta nezačíná od nulových otáček, a tudíž je nutné použít zařízení, které by umožnilo rozjezd vozidla z nulové rychlosti při nenulových otáčkách spalovacího motoru, jako například hydrodynamický měnič nebo rozjezdovou třecí spojku. Rozhodující vlastností, která nutí výrobce a konstruktéry k použití převodovky, je, že spalovací motor pracuje optimálně pouze v relativně úzkém rozsahu pracovních otáček. Navíc moment, který je motor schopen produkovat při rozměrech úměrných rozměrům vozidla, je řádově nižší než moment potřebný na kolech vozidla, takže zvýšení momentu pomocí převodovky je nevyhnutelné. To je patrné z grafu 1, kde je vykreslena vnější momentová charakteristika motoru, její násobky (převodovým poměrem) a křivka jízdnicích odporů. Zde je jasné vidět, že bez použití převodu by moment dodávaný motorem nestačil ani na překonání jízdnicích odporů.



Graf 1 (Závislost hnacího momentu na otáčkách) [zdroj: autor]

I když nastupující vlna elektro pohonů často staví na tom, že elektromotor má mnohem příznivější rychlostní charakteristiku momentu než motor spalovací, tak mnohá řešení ať už hybridních či čistě elektrických dopravních prostředků mají k elektromotoru připojenu převodovku. Důvodů může být hned několik. Tím prvním je pravděpodobně stejně jako u motoru spalovacího zmenšení potřebného momentu dodávaného motorem, a tím i zmenšení rozměrů potřebného motoru znásobením momentu v převodovce, než je dopraven ke kolům vozidla. Dalším a velmi výrazným důvodem je to, že i elektromotory mají účinnost závislou na provozních otáčkách a momentálním zatížení, což v honbě za co největšími dojezdy znamená, že i u automobilu, který je poháněn elektromotorem, se vyplatí mít převodovku s proměnným převodovým poměrem [1] [2]. Ani v budoucnu tedy převodovky z konstrukcí dopravních prostředků nejspíše jen tak nezmizí.

Převodovky používané v současných automobilech lze rozdělit na dvě základní skupiny, a to na převodovky řazené ručně (manuální) a převodovky řazené automatickým mechanismem (automatické). Nicméně lze se setkat i s určitým „obojživelníkem“, tím jsou převodovky automatizované (někdy taktéž robotizované), které jsou svou konstrukcí více méně shodné s převodovkami ručně řazenými, ale pohyby řadicí páky jsou zde nahrazeny aktuátory řízenými řídicí jednotkou, stejně jako ovládání rozjezdové třecí spojky.

Dále lze převodovky rozdělit na převodovky stupňové a na převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem. Stupňové převodovky mají pevně stanovené převodové stupně, mezi nimiž lze volit při řazení. Tyto stupně jsou nejčastěji definovány ozubenými soukolími. Převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem využívají většinou některého typu variátoru a přídatný (stálý) převod, který zvětšuje rozsah možných převodových poměrů.

Ve své práci se budu soustředit na manuálně řazené stupňové převodovky, které jsou ze všech typů převodovek výrobně nejlevnější, a proto i nejrozšířenější, zejména v osobních automobilech.

Tyto převodovky řadí výhradně s přerušením toku výkonu, které je řešeno vypnutím rozjezdové třecí spojky. Tak je převodovka během řazení zatížena pouze pasivními odpory a setrvačnostmi a může dojít k přeřazení. Nicméně v průběhu řazení není vozidlo poháněno, tento čas je tedy ztrátový. Proto se zaměřím především na to, jak je možné dobu řazení co nejvíce zkrátit, případně odstranit nutnost vypnutí rozjezdové spojky.

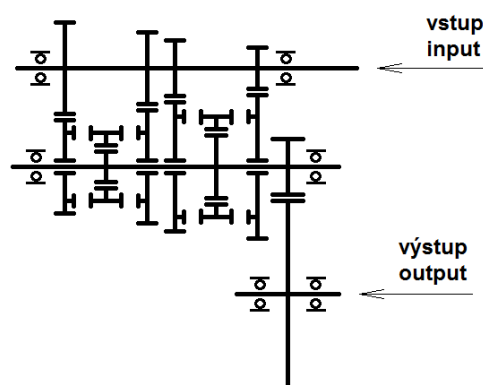
1 Cíl práce

Hlavním cílem je navrhnout řadicí mechanismus, který by zkrátil řadicí čas manuálně řazené stupňové automobilové převodovky. Zároveň by měl být zastavitelný do již existujících převodovek na místo dnes převážně používaných zubových spojek se synchronizací s minimálním zásahem do ovládacího mechanismu.

1.1 Zvolené převodové ústrojí pro zástavbu mechanismu

Pro zástavbu řadicího mechanismu jsem vybral převodové ústrojí osobního automobilu Škoda Favorit upraveného pro závody v autocrossu. V těchto závodech by zkrácení řadicího času přineslo značnou výhodu před soupeři. Automobil má výrazně odlehčenou karoserii doplněnou bezpečnostním rámem. Další úpravy jsou na zavěšení náprav, brzdách nebo motoru.

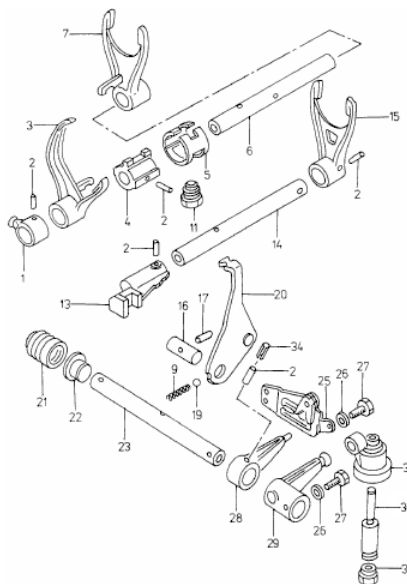
Převodové ústrojí vychází ze sériově vyráběného ústrojí pro osobní automobil Škoda Felicia. Výrobce toto převodové ústrojí označoval jako 14SK a bylo používáno k motorům s koncernovým kódovým označením AEE neboli 1.6 MPi [3]. Jedná se o manuálně řazenou dvouhřídelovou převodovku s integrovanou rozvodovkou, která je určená pro přední příčnou zástavbu pohonné jednotky do automobilu. Kinematické schéma zmíněného převodového ústrojí je na obrázku 1.



Obrázek 1 (Kinematické schéma vybraného převodového ústrojí) [zdroj: autor]

Mazání je realizováno broděním. Součástí vstupní hřídele převodovky jsou ozubení prvního a druhého převodového stupně, stejně jako pastorek zpětného chodu. Ozubení třetího a čtvrtého stupně jsou na hřídel připevněny lisovaným spojem. Ozubení pátého převodového stupně je s hřídelí spojeno pomocí drážkování, ovšem v tomto případě je pátý stupeň odstraněn. To proto, že při závodech v autocrossu se nedosahuje tak

vysokých maximálních rychlostí a nezpevněné povrchy autocrossových závodních drah mají nízký součinitel adheze, takže potřebný rozsah převodových poměrů je realizovatelný i pouze čtyřstupňovou převodovkou. Navíc díky tomu dojde i ke snížení hmotnosti a momentu setrvačnosti celého ústrojí. Předlohová hřídel s pastorkem stálého převodu má na sobě kluzně uložena volně otočná kola prvního, druhého, třetího i čtvrtého převodového stupně a pomocí drážkování jsou připevněny náboje přesuvných objímek. Volně otočné kolo pátého stupně je uloženo na předlohovém hřídel pomocí jehlového ložiska, ale jak jsem již zmínil, v této aplikaci je pátý stupeň zcela odstraněn. Vstupní hřídel je stejně jako hřídel předlohová uložena ve skříni převodovky pomocí jednoho válečkového a jednoho axiálněradiálního kuličkového ložiska, pouze koš diferenciálu je uložen pomocí dvou kuželíkových ložisek a jejich předpětí se nastavuje vymezovacími podložkami pod vnějšími kroužky. Ovládání přesuvných objímek je realizováno řadicími vidlicemi, které jsou součástí pákového mechanismu. Ten vystupuje ze skříně pomocí hřídele, na kterou navazuje táhlo řazení s řadicí pákou. Součástí mechanismu je jak kulisa řazení, tak i kuličková aretace jednotlivých poloh. Ta je doplněna objímkou, jež zároveň drží ty vidlice, které nejsou v konkrétní chvíli ovládány, v neutrální poloze tak, aby nedošlo k zařazení více převodových stupňů zároveň. Celý tento mechanismus je zobrazen na obrázku 2



Obrázek 2 (Rozpad pákového mechanismu: 1-objímka, 2-kolík pružný, 3-vidlice řazení, 4-palec zasouvací, 5-pouzdro, 6-táhlo řadicí, 7-vidlice řazení, 9-pružina, 11-šroub aretační, 13-palec zasouvací, 14-táhlo řadicí, 15-vidlice řazení, 16-čep, 17-kolík pružný, 19-kulička, 20-páka řazení, 21-manžeta, 22-těsnění, 23-táhlo řadicí, 25-vodítko kulisy, 26-pojistná podložka, 27-šroub přesný s šestihrannou hlavou, 28-páka řazení, 29-páka řazení, 30-páka úhlová, 31-čep aretační, 33-zátka šroubová, 34-kolík pružný) [4]

Skříň převodového ústrojí se skládá ze tří částí, spojkové skříňe, skříňe převodovky a víka převodovky. Všechny tyto části jsou tlakovými odlitky ze slitiny hliníku. Funkční plochy jsou následně třískově obrobena.

1.2 Zkrácení času řazení

Zkrácení řadicího času je hlavní vlastností, ve které by měl nový mechanismus překonat ten původní. Zjednodušené logiky vyplývá, že pokud se jedná o řazení s přerušením toku výkonu a vozidlo akceleruje, tak zkrácením řadicího času se zmenší čas, během kterého není na kola dodáván žádný výkon z hnacího ústrojí a vozidlo díky působení jízdních odporů zpomaluje. Pokud tedy bude tento čas kratší, lze tvrdit, že akcelerace bude rychlejší a zvýší se i celková efektivnost pohonu při akceleraci.

1.2.1 Simulační ověření přínosu

Abych dokázal konkrétní přínos zkrácení řadicího času, provedl jsem několik simulačních výpočtů. Pro účel těchto výpočtů jsem sestavil výpočetní model v prostředí Matlab Simulink, který je přílohou této práce. Používá základní rovnice dynamiky vozidel a simuluje tak průjezd vozidla zadanou tratí.

1.2.1.1 Vstupní hodnoty pro simulace

Model je sestaven tak, aby bylo možné simulovat různá vozidla a různé tratě. Vzhledem k tomu, jaké jsem zvolil převodové ústrojí pro zástavbu nového mechanismu, jsem i pro simulace průjezdu tratí použil parametry tohoto vozidla, které jsou shrnuty v tabulce 1 a tabulce 2.

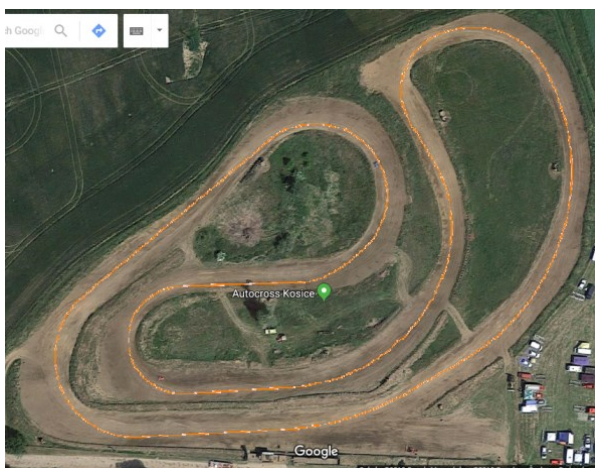
hmotnost	754	[kg]
poměrná vzdálenost těžiště od zadní nápravy	0,66	[1]
poloměr kola	0,3	[m]
součinitel odporu vzduchu	0,37	[1]
čelní plocha vozidla	1,95	[m ²]
účinnost pohonného řetězce	0,93	[1]
rychlost přeřazení	0,3	[s]
maximální skluz	15	[%]
poháněná náprava	přední	
stálý převod	4,17	[1]

Tabulka 1 (Parametry vybraného vozidla pro simulaci jízdy)

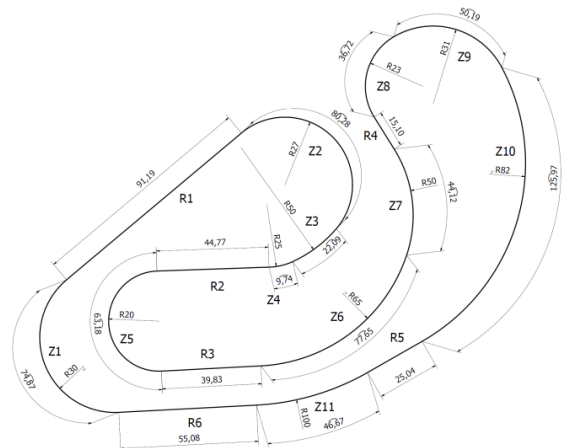
Převodové poměry				[1]						
	1	2	3	4						
	2,6	2	1,619	1,348						
Součinitele rotačních hmot				[1]						
	1	2	3	4						
	1,2	1,15	1,1	1,05						
Vnější charakteristika motoru										
n	[1/min]	1500	2000	2500	3000	3250	3500	3750	4000	4250
Mk	[Nm]	84	86,5	90	100	105	106,6	117,3	127,6	132,1
n	[1/min]	4500	4750	5000	5250	5500	5750	6000	6250	
Mk	[Nm]	131,1	127,9	125,8	120	115,8	110,4	106,3	99,6	

Tabulka 2 (Parametry vybraného vozidla pro simulaci jízdy)

Jako referenční dráhy jsem vzhledem k typickému použití automobilu, pro který je určeno převodové ústrojí, v němž budu řadicí mechanismus nahrazovat, zvolil tři typické zástupce. Jak jsem již zmínil v kapitole 1.1, jedná se o vozidlo určené pro závody v autocrossu, takže jako prvního zástupce jsem vybral autocrossovou dráhu, která se nachází u obce Kosice v Královehradeckém kraji. Tato dráha je typickým zástupcem druhu autocrossových tratí, které nemají žádné výrazné stoupání ani klesání, proto jsem ji pro účely simulace mohl uvažovat zcela bez převýšení. Zakřivení jednotlivých zatáček jsem odhadl pomocí satelitního snímku dostupného na Google Maps, do kterého jsem vkreslil pravděpodobnou stopu, tak jak je to vidět na obrázku 3.



Obrázek 3 (Získání profilu dráhy Kosice) [zdroj: autor]



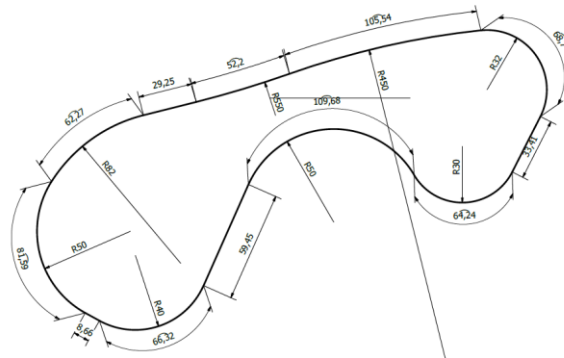
Obrázek 4 (Dráha Kosice rozdělena na úseky) [zdroj: autor]

Ta je ovšem zjednodušena na rovné úseky a úseky s konstantní křivostí. Zanedbávám tedy přechody mezi těmito úseky, kde by se měla křivost spojitě měnit. Rozdělení na jednotlivé úseky je na obrázku 4

Dalším typickým zástupcem autocrossové dráhy je autokrosová dráha ležící bezprostředně u města Humpolec. Zde se na rozdíl od dráhy v Koticích nachází dlouhé stoupání, ve kterém vozidla s dostatečným přebytkem výkonu akcelerují, a tudíž je zde potřeba i přeřadit. Při získávání profilu křivosti zatáček této dráhy jsem postupoval stejně jako v předchozím případě, ale profil stoupání jsem musel odhadnout pomocí vrstevnic znázorňujících nadmořskou výšku z turistické mapy dostupné na Mapy.cz a vlastních znalostí místního terénu. Vrstevnice jsem překryl přes satelitní snímek a opět proložil pravděpodobnou stopou. (obrázek 5)



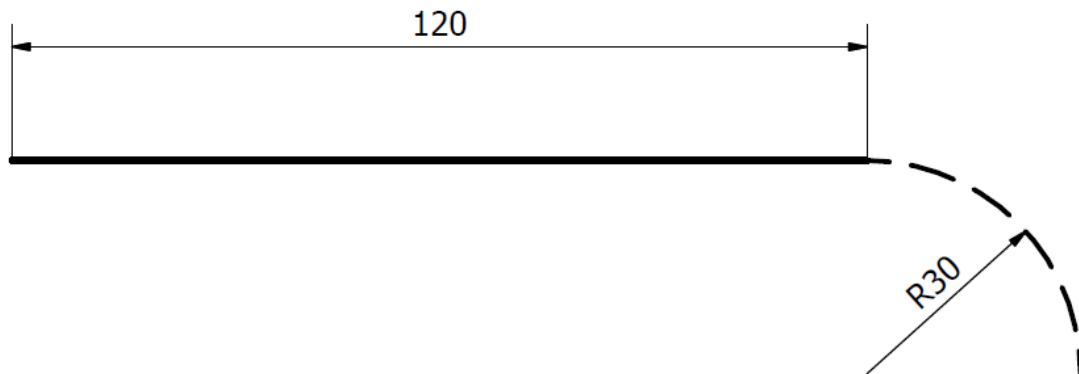
Obrázek 5 (Získání profilu dráhy Humpolec) [zdroj: autor]



Obrázek 6 (Dráha Humpolec rozdělena na úseky) [zdroj: autor]

Vzhledem k tomu, že v tomto případě nejde o přesný popis dané dráhy, ale o vystižení typického profilu, je tento odhad více než dostatečný.

Posledním traťovým úsekem, který jsem vybral pro simulaci, je imaginární startovní rovinka o délce 120 metrů, která reprezentuje startovní rovinku typickou pro autocrossové dráhy. Vzhledem k tomu, že autocross je spíše sprintovou disciplínou a navíc jde o kontaktní sport, kdy se startuje hromadně, je zrychlení na startovní rovině naprosto klíčové pro dosažení dobré pozice v první zatáčce potažmo i pro dosažení dobrého výsledku v celém závodě. Aby porovnání bylo relevantní, na konci této rovinky je rychlostní omezení reprezentující první zatáčku o poloměru 30m, a tudíž i nutnost snížit před ní rychlost tak, aby vozidlo nepřekročilo v zatáčce velikost odstředivé síly nad mez bočních adhezních sil. (obrázek 7)



Obrázek 7 (Geometrie dráhy pro simulaci startovní rovinky) [zdroj: autor]

1.2.1.2 Výsledky simulací

Aby výsledky simulací měly co nejvyšší vypovídající hodnotu, provedl jsem simulace na všech třech zmíněných drahách se třemi různými hodnotami řadicího času, tedy času kdy není přenášen výkon z motoru na kola vozidla.

Jako první jsem použil řadicí čas odpovídající stávajícímu provedení se synchronizačními spojkami. Tento čas se neskládá pouze z času samotné synchronizace, ale je zde ještě navíc čas vyřazení předchozího převodového stupně, poté vymezení vůlí při přechodu z neutrální polohy do polohy počátku synchronizace. Pak nastává samotný čas synchronizace a po něm ještě čas zasunutí zubové spojky. Tento proces je velmi těžko simulovatelný, a proto jsem tento celkový čas získal měřením doby sešlápnutí spojkového pedálu z videozáznamu reálné jízdy vozidla. Průměrná hodnota, kterou jsem zjistil, byla tedy 0,4 sekundy.

Jako druhou hodnotu jsem použil hodnotu teoreticky rovnou nule. Tato hodnota by měla reprezentovat takzvané bezprodlevové zařazení, kterého jsou schopny například monoposty Formule 1. Ve skutečnosti takto rychlé přeřazení není možné, ale některé řadicí systémy, jako třeba dvouspojkové převodovky (záleží na nastavení ovládacího softwaru) nebo systémy používané právě ve Formuli 1, se tomu mohou velmi blížit.

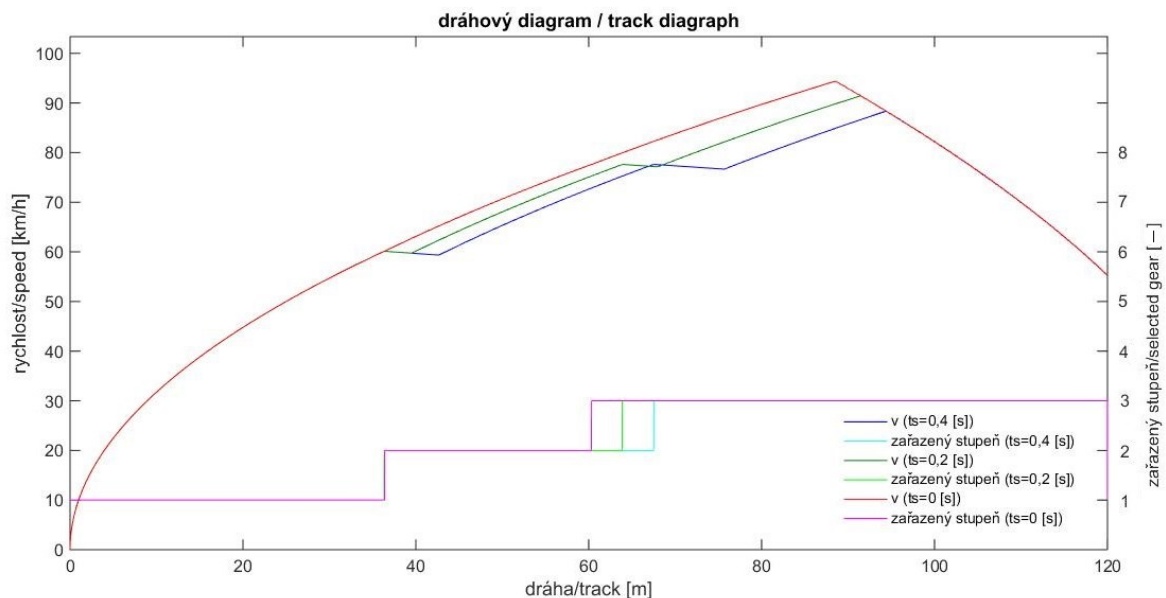
Třetí hodnotu jsem zvolil s ohledem na to, aby bylo možné sledovat trend přínosu zkrácení řadicího času. Proto jsem zvolil polovinu první hodnoty, tedy 0,2 sekundy.

Všechny ostatní parametry zůstaly konstantní pro všechny tři hodnoty řadicího času, tak jak jsem je popsal v předchozí podkapitole.

Název dráhy	Počet přeřazení nahoru	Řadicí čas [s]	0,4	0,2	0
Start	3	Celkový čas [s]	8,498	8,392	8,268
		Rozdíl [s]	0	-0,106	-0,230
Kosice	9	Celkový čas [s]	50,633	50,294	49,941
		Rozdíl [s]	0	-0,329	-0,692
Humpolec	5	Celkový čas [s]	36,857	36,683	36,506
		Rozdíl [s]	0	-0,174	-0,351

Tabulka 3 (Výsledné časy simulovaných průjezdů jednotlivých drah)

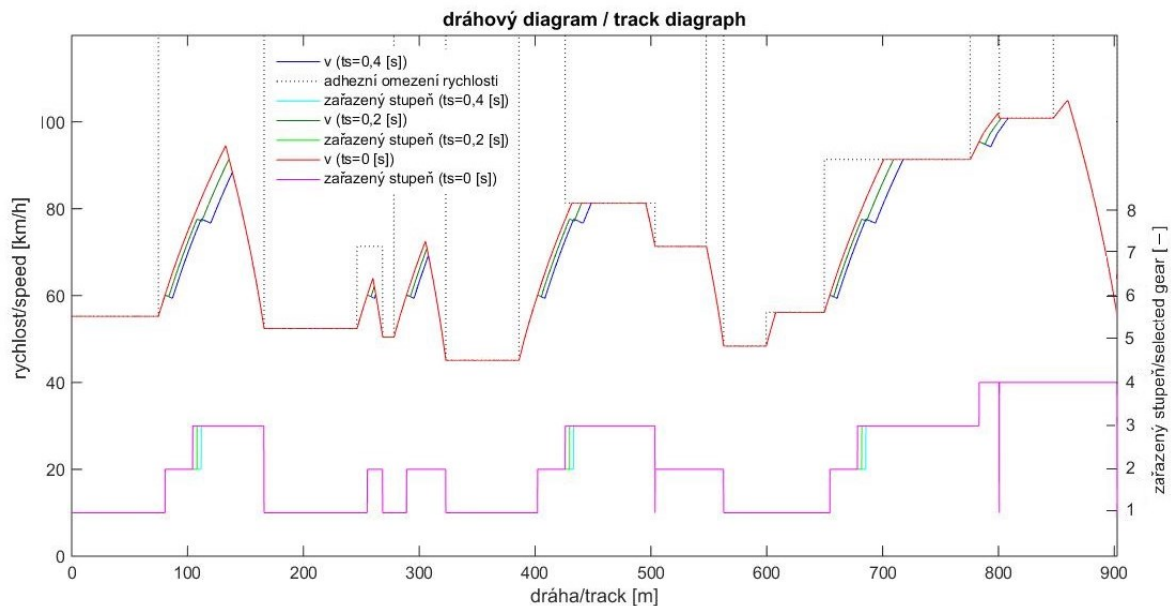
Výsledky časů průjezdů jednotlivých simulací včetně rozdílu oproti výsledku odpovídajícímu současnému provedení se synchronizačními spojkami jsou shrnuty v tabulce 3. Zejména z rozdílů časů je vidět, že úspora času jízdy, zkrácením řadicího času se dá považovat za lineární.



Graf 2 (Porovnání výsledků simulace na dráze Start) [zdroj: autor]

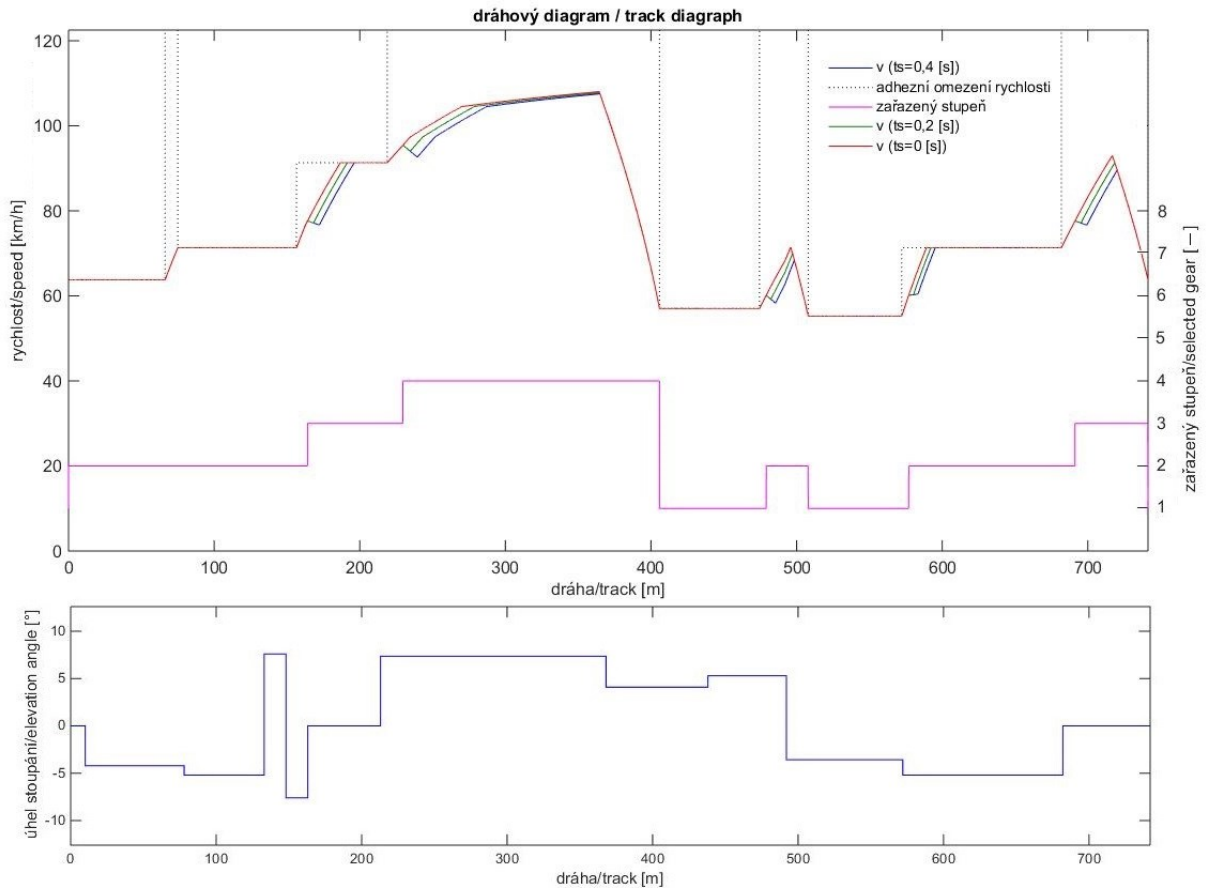
Úspora času je samozřejmě závislá i na počtu přeřazení, při kterých se zkrácení řadicího času uplatní. Tato závislost však není jednoznačně vyjádřitelná, protože zásadní roli pro přínos při jednom konkrétním přeřazení hraje především to, v jakém bodě dráhy

se přeřazení odehrává. Pokud například dochází k přeřazení při jízdě do stoupání, má zkrácení řadicího času daleko větší přínos než pokud přeřazení probíhá při jízdě v klesání. Tato skutečnost je nejlépe prezentována na grafu 4, kde se objevuje jak přeřazení při jízdě do stoupání, zhruba na 225. metru dráhy, tak i přeřazení při jízdě v klesání, zhruba na 580. metru dráhy. Zde je jasně vidět, že po přeřazení při jízdě do stoupání jsou křivky reprezentující rychlost vozidla od sebe poměrně vzdáleny. Naopak po přeřazení při jízdě v klesání se tyto křivky od sebe nevzdálí zdaleka tak výrazně jako v předchozím v případě.



Graf 3 (Porovnání výsledků simulace na dráze Kosice) [zdroj: autor]

Ovšem přínos úsporou na celkovém času průjezdu dráhou není jediný, který je možné zkrácením řadicího času získat. Při pohledu na všechny grafická zobrazení výsledků simulací (graf 2, graf 3 a graf 4) je vidět, že v určitých místech dráhy, ať už vyberu kteroukoliv z těch použitých pro simulace, dosahuje vozidlo s kratším řadicím časem vyšší rychlosti. Pokud budu porovnávat krajní hodnoty řadicích časů použitých pro simulace, tak při akceleraci se dvěma přeřazeními je tento rozdíl až 10 km/h. Tento fakt může být velmi důležitý právě při kontaktních závodech, kterými autocross bezesporu je, kdy může v těchto místech poskytnout velmi dobrou možnost pro předjíždění druhého vozidla.



Graf 4 (Porovnání výsledků simulace na dráze Humpolec) [zdroj: autor]

1.3 Další požadavky na řadicí mechanismus

Nový řadicí mechanismus musí samozřejmě splňovat i další požadavky, o kterých se zmíním v této kapitole.

1.3.1 Technické předpisy

Vzhledem k tomu že vybrané převodové ústrojí je použito pro vozidlo určené pro závody v autocrossu, musí jeho převodové ústrojí a tím i řadicí mechanismus, který je jeho součástí, splňovat předpisy stanovené pro tuto disciplínu.

Národní technický předpis pro autocross, článek C, Technický předpis divize D5, D6 do které tento automobil spadá, odstavec 6.2 Převodovka říká: „*Typ: mechanicky (ručně) řazená převodovka (sekvenční, bezsynchronní systém Hewland¹, synchronizovaná), automatické převodovky zakázány*“ [5]. Dále pak odstavec 6.3 Skříň převodovky říká:

¹ Systém se zubovými spojkami (poznámka autora)

„Počet stupňů: libovolný, Velikosti převodových poměrů: libovolné, Koncový převod: libovolný“ [5].

Tím je tedy výběr použitelných systémů značně omezen.

1.3.2 Zástavba do původní skříně

Požadavek na zástavbu nového mechanismu do původní skříně převodovky vychází především z ekonomických důvodů, protože výroba nové skříně převodovky by celou úpravu značně prodražila.

2 Systémy řazení převodových stupňů

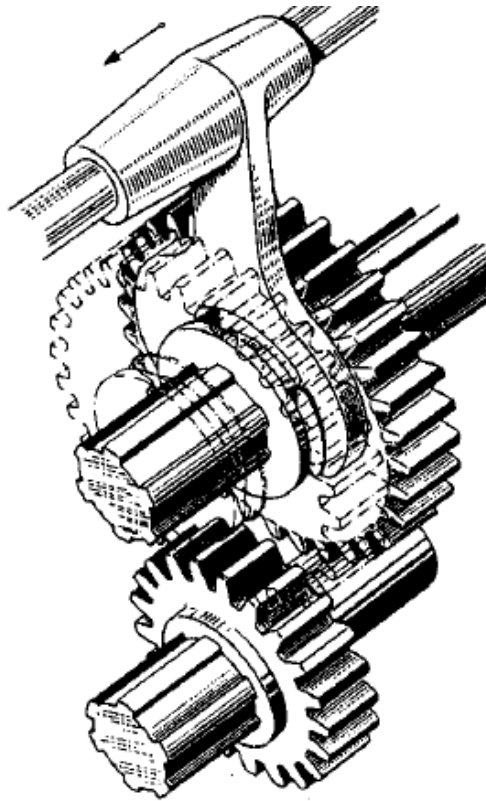
V této kapitole se nachází popis jednotlivých způsobů řazení převodových stupňů v manuálně řazených stupňových převodovkách. Teoreticky použitelné by byly zřejmě i další systémy používané například v automatických převodovkách, jako jsou třecí spojky a brzdy, ať už lamelové či pásové. Ale díky jejich nevýhodám, zejména zbytkovému momentu v neseprnutém stavu, by zásadně ovlivnily jednu z největších výhod manuálních stupňových převodovek, kterou je jejich vysoká účinnost. Proto se v tomto typu převodovek nepoužívají.

2.1 Řazení posuvnými koly

Tento systém je konstrukčně nejjednodušší ze všech, neboť pro svoji realizaci vyžaduje jen minimum součástí. Je druhým nejstarším systémem, když ho Angličan Julius Griffiths vynalezl již v roce 1821. [6] [7]

Jedno kolo je pevně uchyceno na jedné hřídeli a druhé kolo je po druhé hřídeli axiálně posuvné, ale musí být zajištěn přenos točivého momentu. Kola nejsou v permanentním záběru. Do záběru se posuvné kolo zasouvá pomocí řadicí vidličky, viz obrázek 8. Kola musí mít na čelech zubů, která přicházejí do kontaktu v začátku řazení výrazné náběhy, tak aby bylo možné zařadit i při nepříznivé vzájemné poloze obou kol (zub není proti zubové mezeře). Tento systém nemá žádnou synchronizaci otáček, takže řazení s převodovkou vybavenou tímto systémem vyžaduje pokročilejší řidičské dovednosti, jako řazení s meziplynem nebo dvojité sešlápnutí spojky. [6] [8]

V současnosti se tento systém hojně využívá pro řazení zpětného chodu, kde se zasouvá vložené kolo mezi dvě kola na hřídelích. To je jeden z důvodů, proč je nutné zpětný chod řadit za klidu vozidla, aby nedocházelo ke zbytečnému opotřebení na čelech zubů.



Obrázek 8 (Řazení posuvnými koly) [8]

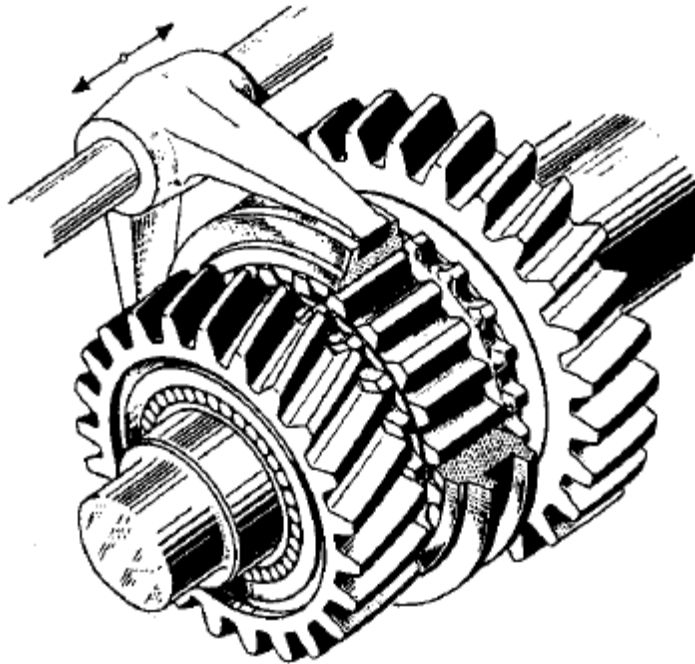
2.2 Řazení zubovými spojkami

2.2.1 Řazení zubovými spojkami bez synchronizace

Tento systém je nejstarším známým systémem řazení. V roce 1784 si ho nechal patentovat James Watt, který tento systém použil ve dvoustupňové převodovce pro vozidlo poháněné parním strojem. [6]

Tento systém umožňuje nechat ozubená kola v nepřetržitém záběru, ale vždy jedno kolo ze soukolí musí být volně otočné na hřídeli. Zubová spojka je posouvána řadicí vidličkou do záběru s řadicím ozubením na volně otočném kole. Po zařazení spojí volně otočné kolo s nábojem, který je pevně připojen k hřídeli. Tento systém byl hojně využíván v automobilech především díky jeho konstrukční jednoduchosti a menší prostorové náročnosti oproti řazení posuvnými koly. Avšak tento systém také nemá žádnou synchronizaci otáček, takže řazení s jím vybavenou převodovkou vyžaduje

pokročilejší řidičské dovednosti, jako řazení s meziplynem nebo dvojité sešlápnutí spojky. To vedlo k jeho postupnému vytlačení z běžné produkce osobních automobilů. Nicméně je používán v motocyklových převodovkách, kde se uplatní jeho kompaktnost a díky malým setrvačným hmotám celého převodového ústrojí a blízkým převodovým poměrům nedochází k tak velkému opotřebenosti spojek při řazení. [6] [8]



Obrázek 9 (Řazení zubovými spojkami bez synchronizace) [6]

Další oblastí, kde se řazení zubovými spojkami stále využívá, jsou těžká nákladní vozidla. Převodová ústrojí těchto vozidel jsou robotizována a jsou většinou doplněna vnější synchronizací, aby při přeřazení nevznikaly příliš velké rázy, vzhledem k velkým momentům setrvačnosti těchto převodových ústrojí. [6]

Tento systém se také v nejrůznějších obměnách uplatňuje v motoristickém sportu, kde jeho výhody, menší zástavbové rozměry, nižší hmotnost a moment setrvačnosti, zastiňují jeho nevýhody, kterými jsou především náročnější obsluha, velká obvodová vůle a rychlé opotřebenosti zubových spojek (zejména při nešetrném zacházení). Proto ani dnes nejsou nijak neobvyklé zástavby tohoto systému do sériově vyráběných převodovek, kde nahrazuje v současnosti používané systémy právě pro sportovní účely.

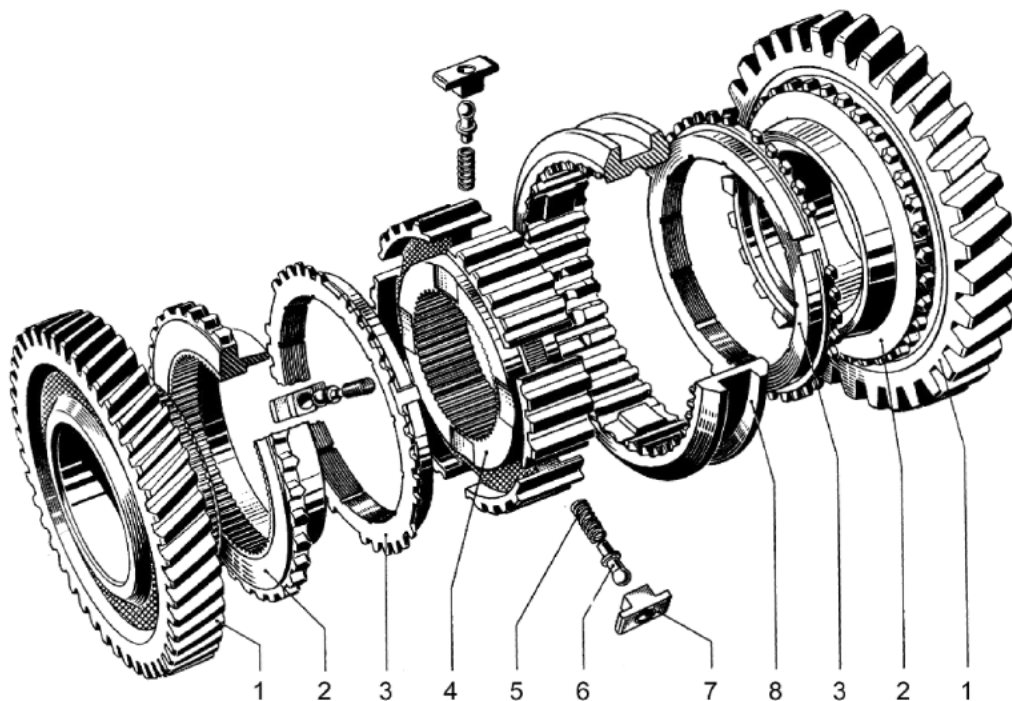
2.2.2 Řazení zubovými spojkami se synchronizací

Jedná se o v současnosti nejpočetněji zastoupený systém řazení v převodovkách osobních automobilů, kde si pozici vydobyl především svou jednoduchostí v ovládání převodovky. [6] [8]

K samotné zubové spojce je vždy přidružen systém, který během řazení synchronizuje otáčky volně otočného kola s hřídelí, a zasunutí samotné spojky pak může probíhat za nulové nebo velmi nízké relativní obvodové rychlosti zubů. Synchronizační systémy pracují zpravidla na základě tření mezi volně otočným kolem a součástí pevně spojenou s hřídelí.

2.2.2.1 Systém Borg-Wagner

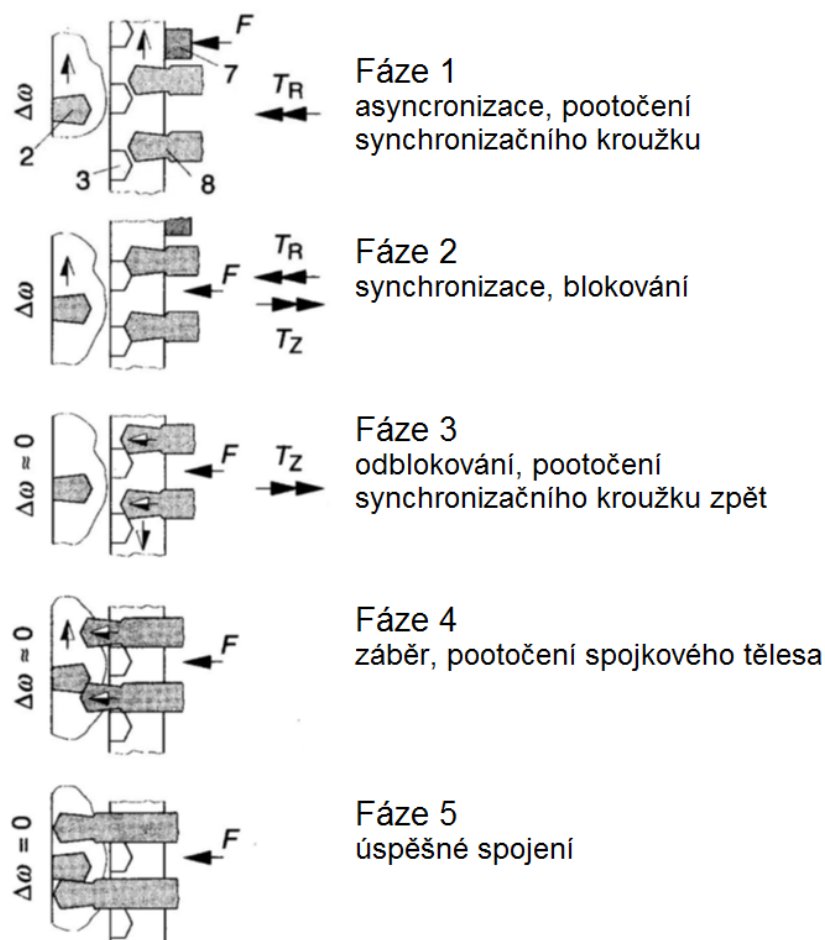
Konstrukčních provedení samotného synchronizačního mechanismu je celá řada, ale jednoznačně nejrozšířenějším je systém jištěné synchronizace Borg-Wagner.



Obrázek 10 (Jištěná synchronizace Borg-Wagner: 1 – volně uložené ozubené kolo; 2 – spojivé těleso s řadicím ozubením a třecím kuželem; 3 – clonící (synchronizační) kroužek s protikuželem a blokovacím ozubením; 4 – synchronizační těleso s vnitřním ozubením pro přenos točivého momentu (spojení s hřídelem převodovky) a vnějším ozubením pro řadicí objímku; 5 – pružina; 6 – čep; 7 – tlačné tělíčko; 8 – řadicí objímka s vnitřním drážkováním a prstencovou drážkou) [8]

Tento systém používá kuželové třecí plochy pro synchronizaci otáček každého převodového stupně zvlášť. Jedna část kuželové třecí plochy je na spojkovém tělese (2), které je pevně spojeno s volně uloženým kolem (1), a druhá část je na clonicím kroužku (3). Ten má na sobě navíc ozubení, které zabraňuje přesunutí řadicí objímky (8) ke spojkovému tělesu (2), dokud nejsou obvodové rychlosti vyrovnány.

Průběh řazení je znázorněn na obrázku 11. V první fázi, na počátku celého procesu, začne řadicí objímka (8) tlačit přes tlačné tělísko (7) na clonící kroužek (3), který se dostane do kontaktu s kuželovou plochou spojkového tělesa (2), a tím dojde k jeho pootočení do blokovací polohy. Další otáčení není možné, protože clonící kroužek (3) je proti dalšímu otáčení tvarově zajištěn v synchronizačním tělese (4). Ve druhé fázi již dochází ke kontaktu zubů clonícího kroužku (3) a řadicí objímky (8), tím pádem se již síla přitlačující clonící kroužek (3) nepřenáší přes tlačné tělísko (7), ale právě tímto kontaktem.



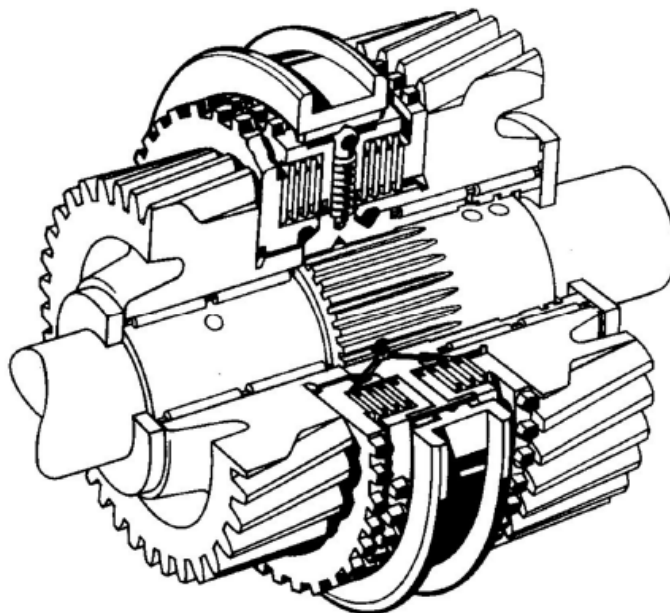
Obrázek 11 (Průběh procesu synchronizace) [6]

Tím se vytváří moment, který brzdí volně uložené kolo (1) se spojkovým tělesem (2). V této fázi tedy dochází k vyrovnávání úhlových rychlostí volně uloženého kola (1) a hřídele. Když jsou obvodové rychlosti téměř shodné, nastává třetí fáze, kde dochází k odblokování clonícího kroužku (3) díky sklonu čel zubů, které se po sobě musí posunout tak, aby se uvolnila cesta zubům řadicí objímky (8). Pak nastává čtvrtá fáze, kde musí proběhnout více méně stejný proces jako ve fázi tři, ale tentokrát mezi zuby spojkového tělesa (2) a zuby řadicí objímky (8). Fáze pět představuje již pouze zasunutí zubů řadicí objímky (8) mezi zuby spojkového tělesa (2), a tím i úspěšně provedené zařazení.

Existují také obdoby tohoto systému se zdvojenou nebo ztrojenou třecí plochou, kvůli dosažení vyšších výkonových parametrů synchronizace. [6] [8] [9]

2.2.2.2 Lamelová synchronizace

Velmi podobným systémem jako je ten, popsáný v předchozí kapitole, je systém s lamelovou synchronizací. Funkce tohoto systému je velice podobná jako u systému Borg-Wagner, ale místo kuželové třecí plochy jsou zde vícelamelové brzdy (spojky), které tuto funkci zastávají. [6] [8]



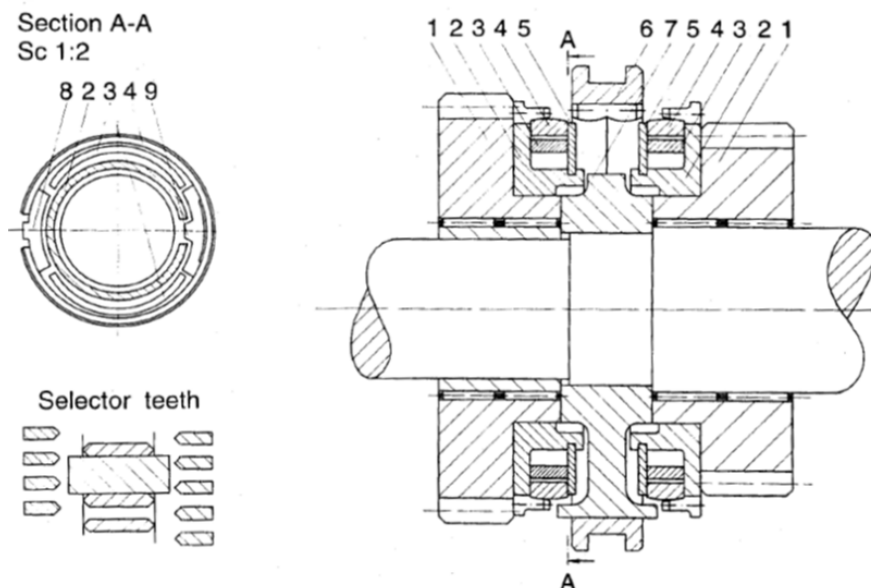
Obrázek 12 (Lamelová synchronizace) [6]

Tento systém se používá zejména u nákladních automobilů, tam kde jsou vyšší nároky na výkonovou kapacitu synchronizace. Zástavbovými rozměry pak vychází velmi

podobně jako vícenásobná kuželová synchronizace. Ovšem vzhledem k výrobní náročnosti a vysoké ceně není tento systém tolik rozšířený. [6] [8] [9]

2.2.2.3 Systém Porsche

Tento systém používá také kuželovou třecí plochu, stejně jako je tomu u systému Borg-Wagner, ale synchronizační kroužek je zde tvořen rozříznutým prstencem (4), jak je vidět na obrázku 13. Tento kroužek (4) se svým rozříznutím opírá o výstupek tělesa spojky (2) ve směru otáčení. Díky tření na svém obvodu se rozevírá a zvyšuje tak přítláčnou sílu, a tím i synchronizační moment. Mluví se tedy o tzv. servo efektu podobně jako u bubnových brzd. Tato synchronizace je také jistěná ve směru nemožnosti zařadit zubovou spojku před vyrováním obvodových rychlostí řadicí objímky (6) a volně otočného kola (1) s tělesem spojky (2), neboť aby bylo možné řadicí objímku zasunout mezi zuby řadicího ozubení, je nejprve nutné, aby objímka sevřela synchronizační kroužek (4) tak, až je schopna se přesunout přes něj. Přitom právě mezi řadicí objímkou (6) a synchronizačním kroužkem (4) dochází ke tření, díky kterému je realizována samotná synchronizace.



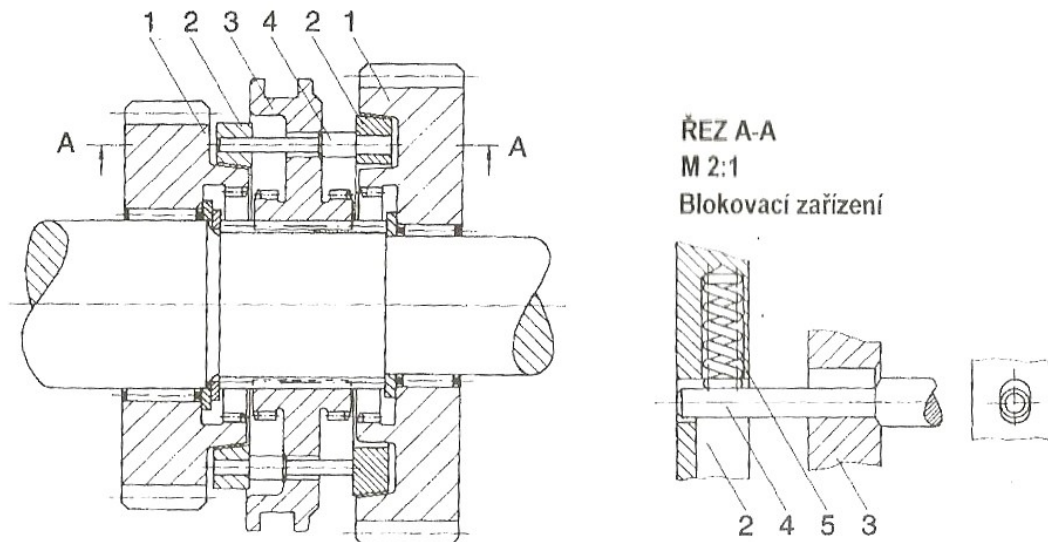
Obrázek 13 (Systém Porsche: 1 - volně otočné kolo, 2 – těleso spojky, 3 – blokovací vzpěry, 4 – synchronizační kroužek, 5 – zajišťovací kroužek, 6 – řadicí objímka, 7 – unášecí objímka, 8 – kámen, 9 - doraz) [6]

Tento systém je velmi kompaktní a má relativně malé nároky na ovládací sílu. Ovšem schopnost synchronizace velmi silně závisí na koeficientu tření. Pokud se spolu s tím vezmou v potaz i vysoké náklady na výrobu, které s sebou tento systém přináší,

není překvapením, že v dnešní době se tento systém již z automobilových převodovek prakticky vytratil. [6] [8] [9]

2.2.2.4 Synchronizace s blokovacím čepem

Tento typ synchronizace patří také mezi synchronizace jištěné. Celý systém je zobrazen na obrázku 14. Synchronizační kroužek (2) je zde pevně spojen se sadou blokovacích čepů (4), které jsou zároveň prostrčeny oválnými dírami v řadicí objímce (3). Blokovací čepy (4) na sobě mají odsazení, o které se opře řadicí objímka (3), a tlačí tak synchronizační kroužek (2) do kuželu na volně uloženém ozubeném kole (1). Dochází tedy k synchronizování obvodových rychlostí řadicí objímky (3) a volně uloženého ozubeného kola (1). Dokud nedojde k úplné synchronizaci, je synchronizační kroužek (2) stále unášen a blokovací čep (4) neumožní přesunutí řadicí objímky (3). Po vyrovnání obvodových rychlostí řadicí objímky (3) a volně uloženého ozubeného kola (1) se může blokovací čep (4) posunout v díře v řadicí objímce (3), a je pak možné řadicí objímku (3) přesunout na odsazenou část blokovacích čepů (4). Díky tlačným pružinám (5), které rozpínají oba synchronizační kroužky (3), jsou blokovací čepy (4) vždy na počátku synchronizace v blokovací poloze vůči řadicí objímce (3), a nemůže tedy dojít k odblokování již na počátku synchronizace, dokud se synchronizační kroužek (2) nedotkne volně uloženého ozubeného kola (1).



Obrázek 14 (Synchronizace s blokovacím čepem: 1 - volně uložené ozubené kolo se zubovou spojkou, 2 – synchronizační kroužek, 3 – řadicí objímka, 4 – blokovací čep, 5 – tlačná pružina) [8]

Tento systém je poměrně úsporný na axiální zástavbový rozměr, díky tomu, že řadicí ozubení a synchronizační kužel mohou být umístěny přes sebe. Také umožňuje

použití vnějšího nebo vnitřního synchronizačního kuželu při zachování ostatních součástí tak, jak je to vidět na obrázku 14, kde na jedné řadicí objímce (3) je pro jedno volně uložené ozubené kolo (1) použit vnější synchronizační kužel a pro druhé volně uložené ozubené kolo (1) je použit vnitřní synchronizační kužel. Ovšem díky tomu, že je možné uspořít prostor v axiálním směru, naopak v radiálním směru je tento systém náročnější na potřebný zástavbový prostor. Výhodou tohoto systému je jeho nízká výrobní cena, která je dána jeho jednoduchostí, a také poměrně vysoká výkonová kapacita vzhledem k rozměrům. Nevýhodou je nutnost vymezování v sestavě pro dosažení optimální funkčnosti synchronizace. [6] [8] [9]

2.2.2.5 Omezení možností třecí synchronizace

Všechny zmíněné synchronizační systémy mají jednu společnou vlastnost, o které jsem se již zmínil na začátku kapitoly 2.2.2, a to je synchronizování pomocí tření. Moment potřebný pro synchronizaci otáček (M_s) je daný rovnicí 1 [6], kde J_{red} je redukovaný moment setrvačnosti všech součástí, které musí změnit svojí úhlovou rychlost díky synchronizačnímu systému, $d\omega$ je změna úhlové rychlosti, kterou je potřeba realizovat, dt je čas, za který je potřeba tuto změnu realizovat a M_z je ztrátový moment.

$$M_s = -J_{red} \cdot \frac{d\omega}{dt} - M_z \quad (1)$$

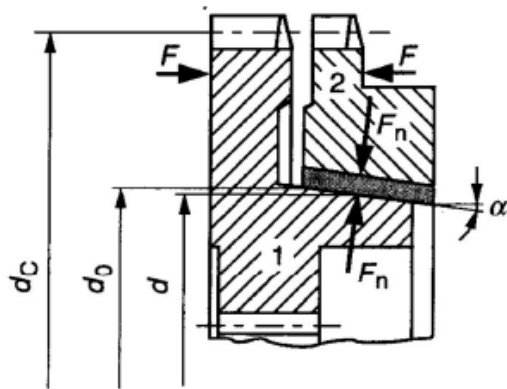
[9]

$$M_s = j \cdot F \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{\mu}{\sin \alpha} \quad (2)$$

[9]

Pro třecí synchronizační systémy pak také platí rovnice 2, kde j reprezentuje počet třecích ploch, F je řadicí síla působící na synchronizační kroužek v axiálním směru, d je efektivní průměr třecí plochy, μ je symbolem součinitele tření mezi synchronizačním kroužkem a třecí plochou volně uloženého ozubeného kola a α je úhel sklonu kuželu. Názorně jsou jednotlivé veličiny zobrazeny na obrázku 15.

Pokud se na rovnice 1 a 2 podívám z pohledu snížení řadicího času, které členy je možné ovlivnit? Začnu rovnicí 1, ztrátový moment M_z by měl být co nejnižší, aby celková účinnost převodového ústrojí byla co nejvyšší. Rozdíl úhlových rychlostí $d\omega$ je dán převodovými poměry převodových stupňů, mezi kterými dochází k přeřazení, a úhlovou rychlostí motoru v momentě počátku řazení, vychází tedy především z požadavků na podélnou dynamiku vozidla, a tudíž není možné tyto parametry měnit. Redukovaný moment setrvačnosti J_{red} je jednak dán jednotlivými momenty setvačnosti všech rotačních



Obrázek 15 (Třecí synchronizace: 1 - volně uložené ozubené kolo se zubovou spojkou, 2 - synchronizační kroužek; F - řadicí síla, F_n - normálová síla, α - úhel kuželu, d - efektivní průměr, d_0 - nominální průměr, d_c - roztečný průměr zubové spojky) [6]

součástí v převodovce, které jsou spojeny se synchronizovaným kolem a případnými převodovými poměry přes které jsou tyto setrvačnosti připojeny, tak jak je popsáno rovnicí 3.

$$J_{red} = \sum_{j=1}^n J_j \cdot i_j^2 \quad (3)$$

Momenty setrvačností jednotlivých součástí lze měnit jen těžko, vzhledem k tomu, že se jedná většinou o ozubená kola, mající na svém největším průměru ozubení, které je dimenzováno

s ohledem na životnost, a proto by nebylo dobré do něj jakkoliv zasahovat. Převodové poměry jsou dány, jak jsem již zmínil dříve, požadavky na podélnou dynamiku vozidla, a tudíž je také není vhodné pro tento účel měnit. Jediná možnost, jak redukovat moment setrvačnosti ovlivnit, je změnou počtu připojených součástí a jejich momentů setrvačnosti. Tato tendence je vidět u některých převodových ústrojí pro přední příčnou zástavbu, kde jsou volně uložená ozubená kola a řadicí spojky umístěny převážně na vstupní hřídeli, což k tomuto efektu výrazně napomáhá. Ovšem změnit tímto způsobem redukovat moment setrvačnosti pro synchronizaci u konkrétního převodového ústrojí by znamenalo velmi významný zásah, čímž by vlastně vzniklo prakticky nové převodové ústrojí, tudíž je tento postup také nepřijatelný. Navíc většinou díky průměrům pastorků prvního a druhého převodového stupně nelze synchronizační spojku k těmto pastorkům konstrukčně umístit.

Jedinou možností, jak co nejvíce snížit čas potřebný k synchronizaci, potažmo k řazení (dt), je zvýšení synchronizačního momentu. Tím se tedy dostáváme k rovnici 2, kde je možné zvýšit počet třecích ploch j ovšem většinou za cenu větších zástavbových rozměrů, nebo jako v případě vícelamelové synchronizace (2.2.2.2), za cenu zvětšení úhlu α , který je u tohoto typu synchronizace 90° . Řadicí sílu F by bylo možné zvýšit, ale omezení zde vyvstává z maximálních dovolených kontaktních tlaků používaných materiálů zejména u synchronizačních kroužků. Zvětšováním efektivního průměru d by se logicky zvětšovaly i zástavbové rozměry, a to je samozřejmě nežádoucí. Zvětšování součinitele tření μ se na první pohled jeví jako ideální možnost pro zvýšení synchronizačního momentu, ale nastávají zde dvě zásadní omezení. Prvním jsou třecí

vlastnosti používaných materiálů, které je velmi složité měnit. Navíc jejich hodnota není konstantní a závisí především na teplotě obou třecích materiálů a také na relativní rychlosti povrchů, navíc se ještě přidává přítomnost oleje, která, i když některé konstrukční prvky na synchronizačních kroužcích by měly olej odvést z třecí plochy, není úplně bezvýznamná. Druhým omezením je podmínka samosvornosti nebo spíše nutnost se samosvornosti u synchronizačního kuželu vyhnout, tak aby nedošlo k situaci, kdy se synchronizační kroužek po nasunutí na kužel volně otočného kola zablokuje a bude potřeba velká axiální síla pro jeho odblokování. [6]. Takže podle rovnice 4 [6] je svázána hodnota součinitele tření μ s hodnotou úhlu sklonu třecí plochy α . Z této rovnice také plyne omezení minimálního úhlu sklonu třecí plochy, jejímž snížením by bylo také možné dosáhnout vyššího synchronizačního momentu, ale vzhledem k této podmínce není možné jít pod určitou minimální hodnotu. Pro systémy s jedním synchronizačním kuželem se tato hodnota pohybuje okolo 6-7° [6].

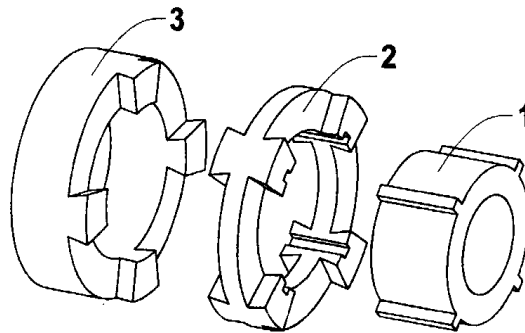
$$\tan \alpha > \mu \quad (4)$$

Vzhledem ke všem faktům zmíněným v této kapitole lze tvrdit, že pro zkrácení synchronizačního času, a tím i celého času přeřazení, by při použití třecí synchronizace bylo nutné významně zvětšit rozměry synchronizačního mechanismu, což by mělo za následek zvýšení hmotnosti i momentu setrvačnosti jednotlivých součástí. Proto jsem se rozhodl hledat jiný systém řazení.

2.2.3 Konstrukční provedení zubových spojek

Zubové spojky se skládají (ve své nejjednodušší variantě) ze tří základních částí, jak je vidět na obrázku 16.

Unášeč (1) je většinou pevně spojen s hřídelí pomocí drážkování. V některých případech může být přímo součástí hřídele. Přesuvná objímka (2) je ovládána pomocí řadicí vidlice, která jí posouvá do nebo ze záběru s volně uloženým kolem (3). Volně uložené kolo (3), tak jak je zobrazeno na obrázku 16, je zpravidla součástí ozubeného kola.



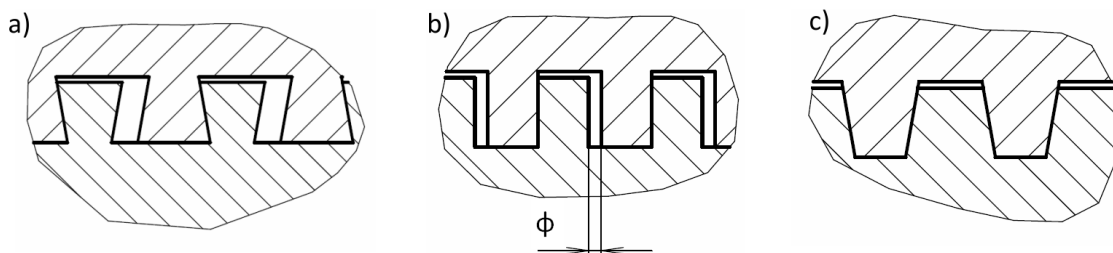
Obrázek 16 (Základní části zubové spojky: 1 - unášec, 2 – přesuvná objímka, 3 – volně uložené kolo) [10]

2.2.3.1 Úhel sklonu boku zubů

Základním parametrem zubové spojky je úhel boku zubů spojky. Jeho hodnoty by se daly rozdělit do tří skupin.

Negativní sklon boku zubů (obrázek 17 a) se nejčastěji používá právě u zubových spojek pro řazení převodových stupňů ve vozidlových převodových ústrojích. Negativní sklon totiž zajistí, že při přenosu krouticího momentu pomocí takovéto zubové spojky se na bocích zubů vytvoří axiální složka kontaktní síly, která drží spojku zasunutou v záběru. Pokud je úhel dostatečně velký, to znamená, pokud je tangens tohoto úhlu větší než součinitel tření, je tato axiální složka síly schopna při částečném zasunutí spojky ji následně zasunout úplně. Nevýhodou této geometrie je nutná přítomnost obvodové vůle tak, aby bylo možné vůbec zuby mezi sebe zasunout, protože nejširší částí zubů je čelo, a tato vůle musí být tím větší, čím větší je úhel sklonu zubů. [11]

Pokud je úhel sklonu rovný nule jedná se o takzvané obdélníkové zuby (obrázek 17 b). Takováto geometrie se v zásadě nepoužívá. I když je teoreticky ideální, tak prakticky spojuje nevýhody obou ostatních variant.



Obrázek 17 (Rozdělení zubových spojek podle úhlu boku zubů) [12]

Pozitivní sklon boku zubů (obrázek 17 c) je výhodný zejména tam, kde je požadováno spojení bez obvodové vůle. Toho lze při dostatečně velkém úhlu sklonu boku zubů dosáhnout, ovšem na druhou stranu tu vzniká také axiální složka síly, která se ale na rozdíl od negativního úhlu sklonu boku zubů snaží spojku vysunout ze záběru. Při malých úhlech by se dalo počítat se samosvorností díky tření na bocích zubů, ale v praxi se na tento jev nespolehá, a to zejména kvůli přítomnosti vibrací, které by mohly způsobit vysunutí takovéto spojky. Proto je nutné spojku s takovou geometrií vždy zajistit působením axiální síly nějakého dalšího dílu, aby nemohlo dojít k samovolnému vysunutí.

Ovšem jako vždy existují výjimky, například zubové spojky používané v převodových ústrojích speciálních vozidel určených pro závody ve sprintu na čtvrt míle,

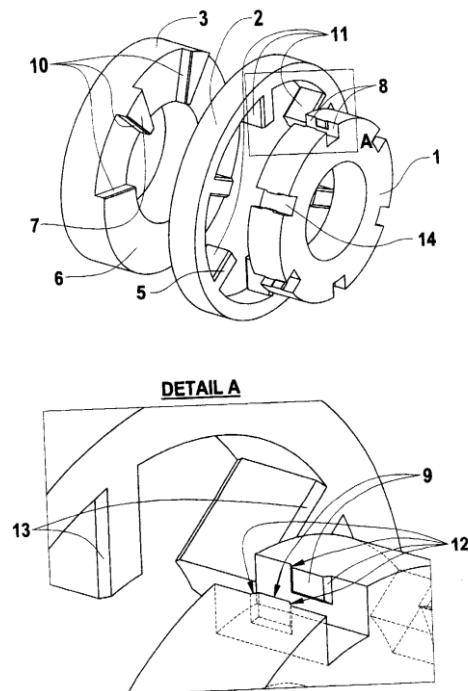
takzvaných dragsterů. Přesuvné objímky v těchto převodových ústrojích mají jedno čelo zubu s negativním sklonem a druhé čelo s výrazně pozitivním sklonem. Tato geometrie se používá z toho důvodu, že u tohoto typu vozidla se počítá pouze s jedním smyslem přenosu momentu, pro který je určen bok s negativním sklonem. Naopak druhý bok zubu má výrazný pozitivní sklon tak, aby při případném nežádoucím smyslu momentu byl převodový stupeň vyřazen. K tomu může dojít při



Obrázek 18 (Zubová spojka z dragsteru) [13]

přeřazování (záleží na ovládacím mechanismu) na další převodový stupeň. Kdyby došlo k zařazení dvou stupňů současně, následovala by pravděpodobně destrukce převodového ústrojí nebo minimálně k zablokování kol a motoru. Díky této specifické geometrii však tato situace nenastane, i kdyby ji ovládací mechanismus umožnil. [13]

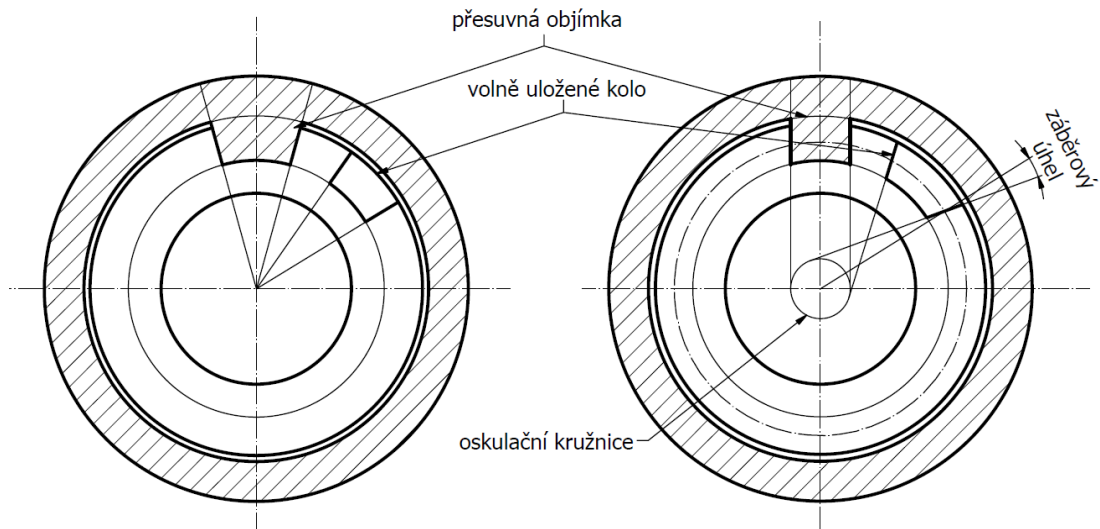
Další výjimkou je řešení podle patentu Ing. Dušana Šimka, které je zobrazeno na obrázku 19. Jsou zde použity obdélníkové zuby (trny (5) a ozuby (7)), které jsem zmínil ve třetím odstavci této kapitoly, jak na přesuvníku (2), tak na hnaném kole (3), ale zajištění proti jejich samovolnému vysunutí ze záběru je realizováno pomocí výstupku (9) v axiálních drážkách (14) unášeče (1). V zasunutém stavu a při přenosu momentu jsou trny (5) přesuvníku (2) opřeny až o boční stěny (8) axiálních drážek (14), tudíž aby bylo možné v takové chvíli vysunout přesuvník (2) ze záběru, bylo by nutné překonat axiální sílu, která se vytvoří v případě kontaktu náběžných hran (12) a (13). Toto řešení přináší zjednodušení výroby přesuvníku (2), který může mít čela zubů s nulovým úhlem sklonu, ale opět zde díky zajištění proti vysunutí vzniká obvodová vůle. [10]



Obrázek 19 (Zubová spojka podle patentu 303222; 1 – unášeč, 2 – přesuvník, 3 – hnané kolo, 5 – trn přesuvníku, 6 – čelo hnaného kola, 7 – ozuby, 8 – boční stěna axiální drážky, 9 – výstupek, 10 – styčná plocha ozubů hnaného kola, 11 – styčná plocha trnů přesuvníku, 12 – náběžné hrany výstupků, 13 – náběžné hrany trnů přesuvníku, 14 – axiální drážka unášeče) [10]

2.2.3.2 Záběrový úhel čel zubů

Záběrový úhel je úhel, který svírá průsečnice čela zubu s rovinou kolmou na osu hřídele s pomyslnou spojnicí středu a průsečíku již zmíněné průsečnice s roztečnou kružnicí zubů spojky. Tento úhel má vliv především na namáhání přesuvné objímky a zubů na volně otočném kole. V zásadě existují dvě metody konstrukce tohoto úhlu. První je dostředná, která je znázorněna na obrázku 20 vlevo. Tam je záběrový úhel nulový a průsečnice míří přímo na osu rotace. Druhá je pomocí oskulační kružnice, kdy se zvolí kružnice se středem na ose hřídele a průsečnice pak musí být tečná k této kružnici, tak jak je zobrazeno na obrázku 20 vpravo.



Obrázek 20 (Příklad konstrukce záběrového úhlu) [zdroj: autor]

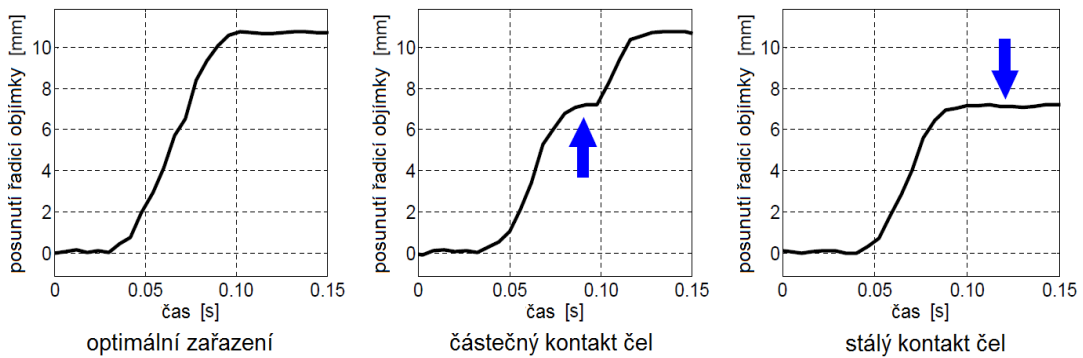
2.2.3.3 Obvodová vůle

Obvodová vůle je parametrem, který charakterizuje velikost úhlu nebo obloukové míry na roztečném průměru spojky, o němž se díly obsahující spojivé ozubení pootočí, než dojde ke změně smyslu přenášeného momentu. Jak jsem zmínil již dříve, tato vůle je nežádoucí z hlediska vzniku rázů při změnách smyslu momentu. Naopak je ale tato vůle žádoucí pro úspěšné zařazení spojky. Čím větší obvodová vůle je, tím větší je pravděpodobnost úspěšného zařazení [11]. Především u zubových spojek převodových ústrojí závodních automobilů se používají velké obvodové vůle, právě v zájmu vyšší pravděpodobnosti úspěšného zařazení, i když to s sebou přináší nevýhody, o kterých jsem již psal.

2.2.3.4 Provedení čela zubů

Provedení čela zubů má zásadní vliv na průběh řazení zubové spojky. Pokud je čelo ploché, tak jako na obrázku 17, mohou během řazení nastat tři typické scénáře. Průběhy posunutí řadicí objímky při všech těchto variantách zobrazuje obrázek 21.

Průběh ideálního scénáře je reprezentován na obrázku 21 vlevo. Na průběhu posunutí je vidět, že je plynulý od počátku pohybu až do úplného zařazení, a to proto, že zuby přesuvné objímky se trejí přesně do mezer mezi zuby na volně uloženém kole a nic tedy nebrání přesuvné objímce v pohybu až do úplného zařazení.

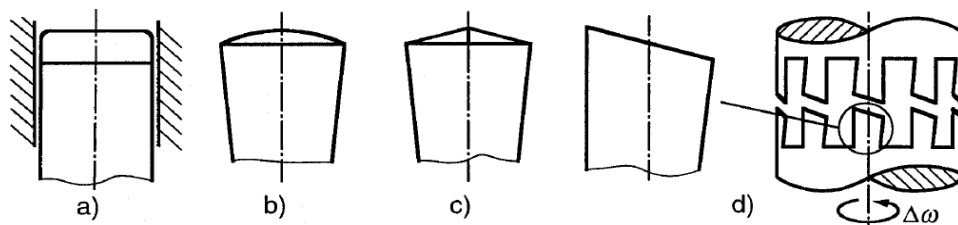


Obrázek 21 (Typické průběhy posunutí řadicí objímky) [11]

Uprostřed obrázku 21 je zobrazen průběh, který sice není ideální, ale k úspěšnému zařazení nakonec dojde. V místě kde křivka zobrazující polohu řadicí objímky přestává růst a poté svůj růst zastaví úplně (označeno modrou šipkou) totiž dojde ke kontaktu čel zubů, která se po sobě začnou posouvat, a vznikne mezi nimi tření. Ovšem v tomto případě se díky setrvačnosti a rozdílu otáček obou ozubení nakonec zuby dostanou do mezer mezi zuby druhého dílu a dojde tedy k úplnému zařazení.

Ve třetím průběhu, který je na obrázku 21 vpravo, dochází z počátku ke stejné situaci jako v předchozím průběhu. Ovšem zde se po kontaktu čel zubů mezi nimi vytvoří třecí síla tak velká, že nedojde k posuvu zubů do mezer mezi zuby protilehlého dílu a k zařazení spojky vůbec nedojde. [11]

Aby se podobnému nepříznivému průběhu co nejvíce zamezilo, upravují se čela zubů různými způsoby. Typické geometrie používané na čelech zubů jsou vidět na obrázku 22. Tyto úpravy sice většinou zlepšují průběh řazení, nicméně zejména u zkosených čelních ploch zubů může při nepříznivé situaci dojít k odskoku zubů, a tím opět k neúspěšnému zařazení. [6]



Obrázek 22 (Typické tvary čel zubů zubových spojek; a) Fullerův zub zkosený na vnější nebo vnitřní hraně čela, b) zub ZF válcový tvar čela, c) Berlietův zub zkosení plochy čela z obou stran, d) Deflektorový zub (Maybach) plocha čela zkosená k jedné straně) [6]

2.2.4 Systémy využívající řazení zubovými spojkami bez synchronizace

Tato kapitola popisuje řadicí systémy používající zubové spojky bez synchronizace. Především se jedná o různé varianty ovládacích mechanismů, které se při použití zubových spojek snaží co nejvíce snížit řadicí čas.

2.2.4.1 Sekvenční řazení

S tímto systémem řazení se lze setkat téměř u všech současných motocyklů používajících mechanickou manuálně řazenou převodovku. Systém se vyznačuje tím, že řidič koná řadicí pákou pohyb pouze v jedné ose. Řadicí páka pak nezůstává po zařazení v poloze, do které ji řidič uvedl během řazení, ale vrací se do původní polohy, většinou pomocí pružiny. Schéma řazení je pak velmi jednoduché, když pohybem řadicí páky na jednu stranu od střední polohy se volí vyšší převodový stupeň a pohybem na opačnou stranu od střední polohy se volí nižší převodový stupeň. Tento systém umožňuje převodové stupně volit jedinečně postupně za sebou, tedy sekvenčně. Pokud je nutné přeradit například z pátého převodového stupně na druhý, musí se postupně zařadit na čtvrtý, třetí, a poté teprve na druhý.

Pohyb řadicích vidlic, které ovládají přesuvné objímky, je většinou zajišťován řadicím bubínkem. Ten je pomocí západkového mechanismu pootáčen pohybem řadicí páky. Bubínek obsahuje dráhy, do kterých zapadají čepy jednotlivých řadicích vidlic. Profil těchto drah tedy udává polohu řadicích objímek v závislosti na pootočení řadicího bubínku. Příklady provedení řadicích bubínků motocyklové převodovky a převodovky pro závodní automobil jsou na obrázku 23 a na obrázku 24.



Obrázek 23 (Řadicí bubínek Yamaha YZF-R6) [zdroj: autor]



Obrázek 24 (Řadicí bubínek Subaru Impreza R4) [14]

V některých případech je možné se setkat s řadicím kotoučem s dráhami pro čepy řadicích objímek, který nahrazuje řadicí bubínek. Ten je však většinou nevýhodný z hlediska zástavby do skříně převodovky a používá se většinou jako vnější mechanismus k převodovce s řazením do H, aby se i tato převodovka pro řidiče chovala jako převodovka se sekvenčním řazením. [15]

Tento systém řazení je velmi hojně využíván v automobilovém sportu, kde je často doplněn snímači, komunikujícími s řízením motoru, které dokáže během řazení snížit otáčky motoru, aniž by řidič jakkoliv měnil polohu plynového pedálu, a úspěšné zařazení je tak možné, i když nedojde k vypnutí spojky. Tím se výrazně sníží řadicí čas oproti systému s jistěnou synchronizací. Dalším přínosem je i výrazné zjednodušení obsluhy při řazení nahoru. Ovšem ani tak není tento systém tím nejrychlejším, co současná technika nabízí.

2.2.4.2 Sekvenční řazení se změněným upořádáním

Tento systém je velmi podobný systému popsanému v předchozí kapitole. Také používá k pohybu řadicích objímek řadicí bubínek s dráhami ovládaný řadicí pákou. Zásadní rozdíl je v uspořádání soukolí jednotlivých převodových stupňů v převodové skříně. Předchozí systém vycházel z uspořádání, jaké je používáno u převodovek s řazením do H, neboli že vždy dva převodové stupně, které následují za sebou (například první a druhý nebo třetí a čtvrtý), jsou umístěny vedle sebe a mají společnou přesuvnou objímku a její unášec. To má za následek, že pokud dochází k přeřazení například z prvního převodového stupně na druhý je nutné nejprve přesuvnou objímku přesunout do neutrální polohy a poté zařadit druhý převodový stupeň, a to i přesto, že tento pohyb mohl

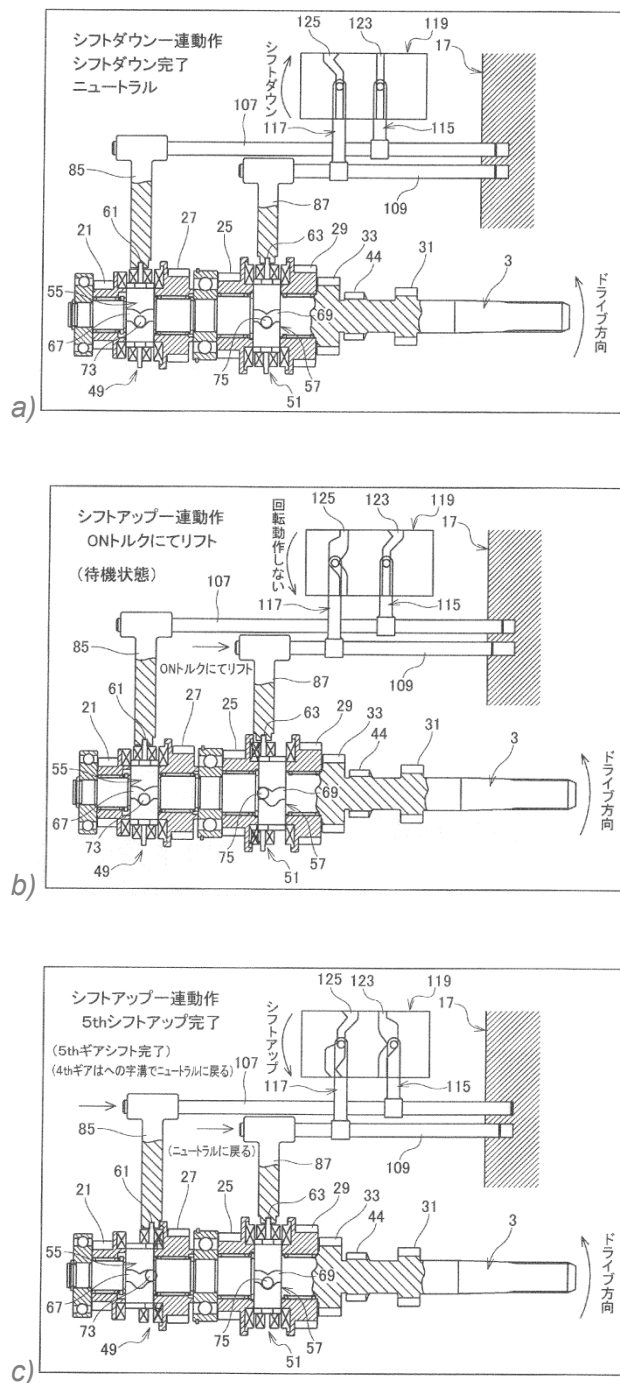
být nepřetržitý. Tím se samozřejmě zvyšuje řadicí čas, což není v žádném případě žádoucí.

Proto se postupem času vyvinul systém, který pochází z monopostů Formule 1, kdy jsou převodové stupně vedle sebe vždy dva liché a dva sudé, které mají společnou přesuvnou objímku a její unášec. Tomu je samozřejmě přizpůsoben i řadicí bubínek. Ten ovšem nemá dráhy upravené pouze kvůli jinému rozmístění jednotlivých soukolí převodových stupňů, ale geometrie drah pro čepy řadicích vidlic je upravena tak, že při přeřazování z nižšího převodového stupně na vyšší se přesuvná objímka vyššího převodového stupně začíná zasouvat do záběru ještě předtím, než je předchozí převodový stupeň vyřazen, jak je vidět na obrázku 25. Díky tomu šetří oproti systému z předchozí kapitoly čas potřebný na přeřazení. [16] Ovšem i tento systém má svá úskalí, a to především ve vysoké náročnosti na přesnost jak návrhu a výroby tak montáže, protože při pochybení jednoho článku z tohoto řetězu může dojít k zařazení dvou převodových stupňů současně, a tím k destrukci převodového ústrojí.

2.2.4.3 Řazení dvěma řadicími bubínky

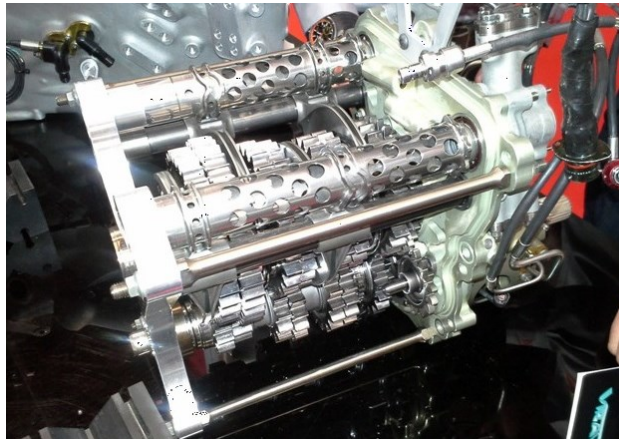
Tento systém je vlastně dalším krokem od systému z předchozí kapitoly. Používá stejné uspořádání soukolí jednotlivých převodových stupňů, ale ovládání přesuvných

Návrh řadicího mechanismu automobilové převodovky



Obrázek 25 (Postup řazení) [16]

objímek je rozdílné. U řazení dvěma řadicími bubínky jsou totiž přesuvné objímky sudých a lichých převodových stupňů ovládané zvlášť svým řadicím bubínkem. Ten tak nemusí mít speciální geometrii jako u předchozího systému, ale zkrácení řadicího času je realizováno díky ovládní každého bubínku zvlášť velmi přesným vysokotlakým hydraulickým systémem. Řidič pak převodovku ovládá většinou pomocí pádel se spínači umístěných pod volantem, která dávají signál o požadavku na změnu převodového stupně řídicí jednotce hydraulického systému. Tento systém je používán ve formuli 1 již téměř deset let a jeho vývoj stále pokračuje, zejména co se přesnosti, a tím i rychlosti řazení týká. V současnosti se rychlost přeřazení tímto systémem pohybuje mezi 3 až 5 milisekundami [17].

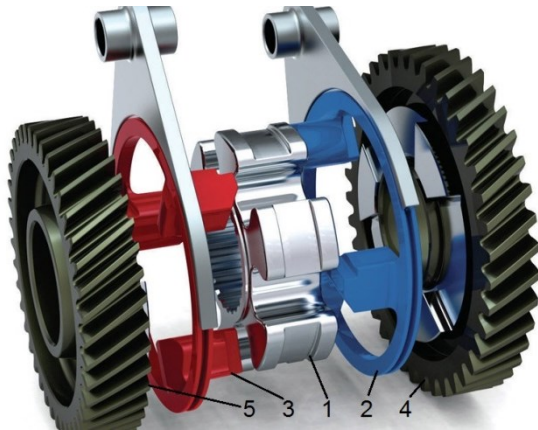


Obrázek 26 (Převodovka X-Track pro F1 se dvěma řadicími bubínky) [18]

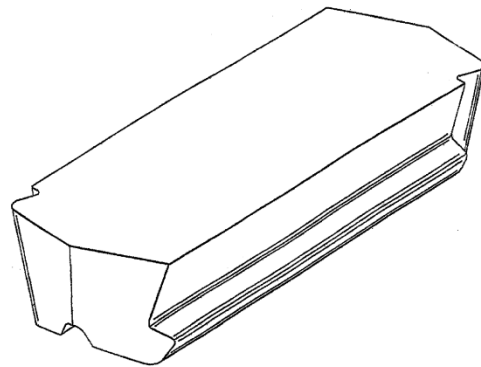
2.2.5 Systém Zeroshift

Systém vynalezený stejnojmennou anglickou firmou, byl poprvé patentován v roce 2006 (příhláška, udělení patentu v roce 2008) jako převodový systém, který zabraňuje zařazení dvou rychlostních stupňů současně. Nepoužívá klasické zubové spojky jako systémy popsané v předchozí kapitole, ale spojky s poměrně složitější konstrukcí.

Spojka podle tohoto systému, která je zobrazena na obrázku 27, se skládá z unášeče (1) pevně spojeného s hřídelí, podobně jako klasická zubová spojka, a dvou řadicích kroužků (2) a (3), z nichž každý je ovládaný svou vlastní řadicí vidlicí. Ty jsou ovládané pomocí aktuátorů přes vypružení. Součástí těchto kroužků jsou řadicí kameny, přes které se přenáší moment na volně otočná kola (4) a (5). [19]



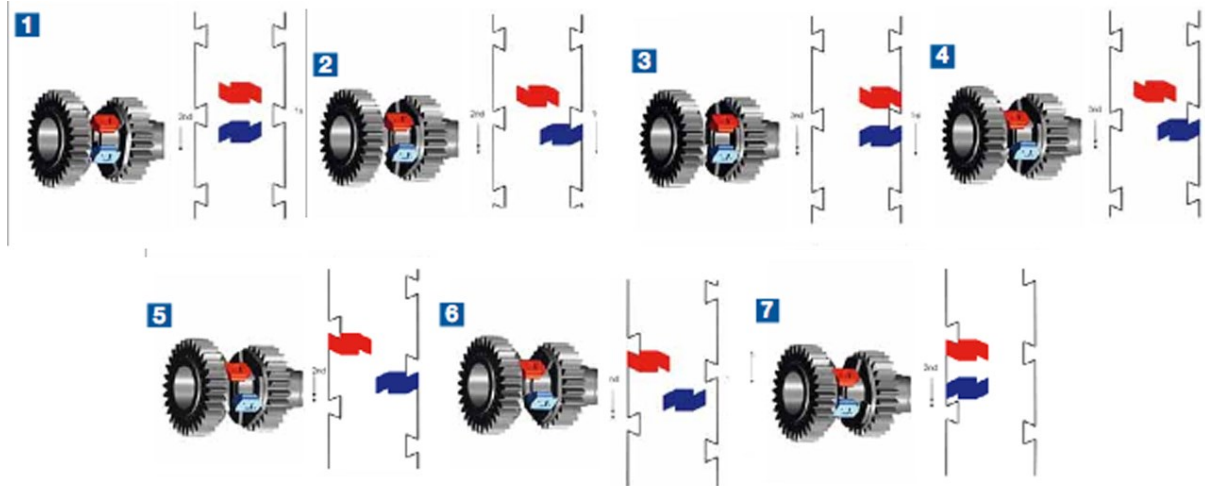
Obrázek 27 (Systém Zeroshift; 1 – unášec, 2 – řadicí kroužek, 3 – řadicí kroužek, 4 – volně uložené kolo, 5 – volně uložené kolo) [20]



Obrázek 28 (Řadicí kámen) [19]

Řadicí kameny mají velmi speciální geometrii, jak je vidět na obrázku 28. Na bocích řadicích kamenů jsou profilované plochy, pomocí kterých jsou kameny posuvně uloženy do unášče. Geometrie zubů pro přenos momentu na volně otočné kolo je podobná té, kterou jsem popisoval v pátém odstavci kapitoly 2.2.3.1. Rozdíl je ale v tom, že u systému Zeroshift jsou dvě navzájem zrcadlové sady řadicích kamenů, každá pro jeden řadicí kroužek. Jedna sada kamenů je tedy pro jedno volně otočné kolo akcelerační, neboli přenáší moment při pohonu vozidla motorem, a pro druhé volně otočné kolo je decelerační, přenáší moment při pohonu motoru setrvačností vozidla (brždění motorem). Druhá sada kamenů má u obou volně otočných kol role obrácené. [19]

Funkce tohoto systému je znázorněna na obrázku 29. V bodě číslo jedna jsou obě sady kamenů v neutrální poloze a nepřenášejí se tedy žádný moment. V bodě číslo dvě už dochází k zařazení prvního převodového stupně jeho akcelerační sadou kamenů (modrý) a začne se tedy přenášet moment. V tu chvíli přechází systém do bodu tři a zasouvá se i decelerační sada kamenů prvního stupně (červený). V bodě tři je tedy plně zařazený první převodový stupeň a je schopen přenášet moment v obou směrech.



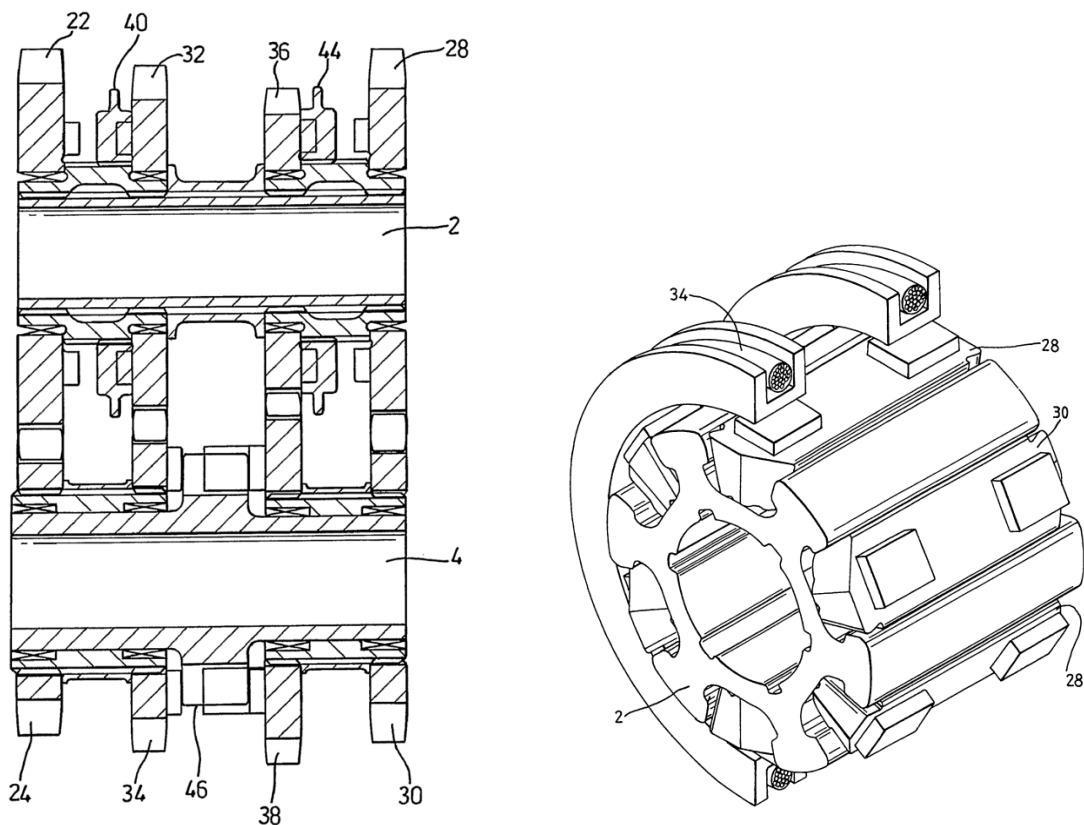
Obrázek 29 (Princip funkce systému Zeroshift) [20]

V bodě čtyři dochází k vyřazení decelerační sady kamenů (červený), který je v tomto momentě nezatížen. V bodě pět je červená sada kamenů zasunuta k druhému stupni, pro který je sadou akcelerační. Jakmile dojde ke kontaktu zubů spojky volně uloženého kola druhého stupně a červené sady kamenů, odlehčí se modrá sada kamenů, která až doposud byla stále v záběru s volně uloženým kolem prvního stupně a přenášela moment od motoru. Když je modrá sada kamenů nezatížena, může se vysunout ze záběru s volně uloženým kolem prvního stupně, jak je vidět v bodě šest. Následně se pak zasune k volně uloženému kolu druhého stupně jako jeho decelerační sada kamenů a druhý stupeň je tak kompletně zařazen a může přenášet moment v obou směrech. [19]

Tento systém pak vystupuje ještě v dalších patentech společnosti Zeroshift, z nichž stojí za zmínku dva. Tím prvním je patent na uspořádání převodovky nejspíše určené pro motocykly, kde výše popsaný systém funguje v kombinaci se zubovými spojkami klasické koncepce, které předřazují požadovaný převodový stupeň a systém Zeroshift zde přeřazuje mezi lichými a sudými rychlostními stupni, podobně jako dvojitá lamelová spojka u dvouspojkových převodovek. Na obrázku 30 je zobrazeno uspořádání čtyřstupňové převodovky. To je o něco jednodušší než uspořádání šestistupňové převodovky, které je také součástí patentu. [21]

Druhý patent je uveden jen velmi krátce (Červen 2019). Jedná se jen o úpravu původního systému. Podle tohoto patentu nejsou řadicí kameny mechanicky spojeny a jejich pohyb je realizován pomocí elektromagnetických aktuátorů, které jsou umístěny okolo unášeče s řadicími kameny, jak je vidět na obrázku 31 [22].

Jak je patrné z obrázku 29 i z popisu funkce tohoto systému, poskytuje teoreticky nulový čas přeřazení, jelikož předchozí převodový stupeň přenáší moment až do chvíle, než ho začne přenášet stupeň další. Ovšem s praktického hlediska to znamená skokovou změnu převodového poměru, tím i úhlových rychlostí většiny součástí převodového ústrojí, hrozí vznik rázu momentu.



Obrázek 30 (Zeroshift schéma převodového ústrojí; 2 – vstupní hřídel, 4 – výstupní hřídel, 22 - volně uložené kolo, 24 – kolo spojené do volně uloženého dvoukola, 28 – volně uložené kolo, 30 - kolo spojené do volně uloženého dvoukola, 32 – volně uložené kolo, 34 - kolo spojené do volně uloženého dvoukola, 36 – volně uložené kolo, 38 - kolo spojené do volně uloženého dvoukola, 40 – zubová spojka, 44 – zubová spojka, 46 – spojka Zeroshift) [21]

Obrázek 31 (Systém Zeroshift s elektromagnetickými aktuátory; 2 – unášeč, 28 – řadicí kámen, 30 – řadicí kámen, 34 – elektromagnetický aktuátor) [22]

2.3 Porovnání dostupných systémů

V této části své diplomové práce shrnu výhody a nevýhody dříve popsaných systémů a možnosti jejich zástavby a využití ve vybraném převodovém ústrojí (viz. 1.1).

Řazení s jištěnou synchronizací (současný systém)

Výhody:

- Nízké nároky na obsluhu.
- Spolehlivé zařazení.
- Použití všech sériových komponent.

Nevýhody:

- Dlouhý čas řazení ($t_s \approx 0,4$ [s])
- Čas řazení je vyšší při vyšším rozdílu otáček.

Řazení zubovými spojkami

Výhody:

- Jednoduchost systému.
- Jednoduchá zástavba na místo původního systému.
- Zachování původního ovládacího mechanismu.
- Řadicí čas není závislý na rozdílu otáček.

Nevýhody:

- Pro dosažení vysoké pravděpodobnosti úspěšného zařazení nutná větší obvodová vůle.
- Nutná kvalifikovaná obsluha.

Sekvenční řazení zubovými spojkami

Výhody:

- Použití zubových spojek.
- Zjednodušení pohybu řadicí páky => možné zkrácení řadicího času

Nevýhody:

- Pro dosažení vysoké pravděpodobnosti úspěšného zařazení nutná větší obvodová vůle.
- Nutná kvalifikovaná obsluha.
- Nutná přestavba ovládacího mechanismu.

Sekvenční řazení zubovými spojkami se změněným uspořádáním

Výhody:

- Použití zubových spojek.
- Zjednodušení pohybu řadicí páky => možné zkrácení řadicího času.
- Pohyb dvou přesuvných objímek zároveň => možné zkrácení řadicího času.

Nevýhody:

- Pro dosažení vysoké pravděpodobnosti úspěšného zařazení nutná větší obvodová vůle.
- Nutná kvalifikovaná obsluha.
- Nutná přestavba ovládacího mechanismu.
- Nutná změna uspořádání soukolí převodových stupňů na hřídelích.
- Vysoká náročnost na přesnost mechanismu, jinak nebezpečí zařazení dvou převodových stupňů současně.

Sekvenční řazení zubovými spojkami se dvěma řadicími bubínky

Výhody:

- Použití zubových spojek.
- Řazení pomocí voliče se spínači (pádla pod volantem nebo řadicí páka).
- Pohyb dvou přesuvných objímek zároveň.
- Snížení řadicího času ($t_s \approx 0,003 - 0,005$ [s])

Nevýhody:

- Pro dosažení vysoké pravděpodobnosti úspěšného zařazení nutná větší obvodová vůle.

- Nutná zástavba ovládacího mechanismu se dvěma řadicími bubínky (náročné na zástavbový prostor) a s hydraulickým ovládním (zakázáno technickými předpisy).
- Nutná změna uspořádání soukolí převodových stupňů na hřídelích.
- Nebezpečí zařazení dvou převodových stupňů zároveň při selhání ovládacího systému.

System Zeroshift

Výhody:

- Teoreticky nulový řadicí čas
- Při správné konstrukci spojek vysoká pravděpodobnost zařazení a malá obvodová vůle.
- Ochrana před zařazením dvou stupňů zároveň díky geometrii spojek.

Nevýhody:

- Velmi složitý systém ovládní s vypruženými řadicími vidlicemi.
- Vznik rázů při přeřazení.
- Dvojnásobný počet řadicích vidlic oproti ostatním systémům (vyšší nároky na zástavbový prostor).

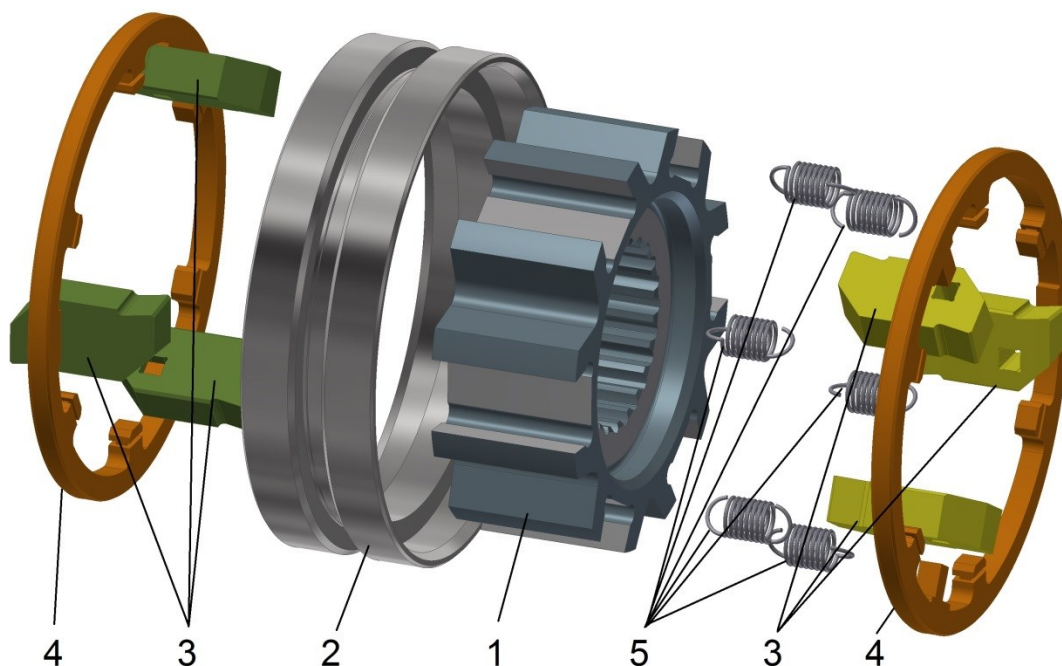
Po zvážení všech zmíněných výhod a nevýhod jednotlivých systémů řazení, jsem se rozhodl navrhnout vlastní řadicí mechanismus, který by zajistil maximální snížení řadicího času při minimálních úpravách původního převodového ústrojí.

3 Návrh vlastního řadicího mechanismu

Jak jsem již uvedl v minulé kapitole, žádný z popsaných systémů nesplňuje všechny požadavky na nový mechanismus, které jsem popsal v kapitolách 1.2 a 1.3. Proto jsem se rozhodl navrhnout vlastní řadicí mechanismus, který by těmto požadavkům vyhověl lépe.

3.1 Základní koncept

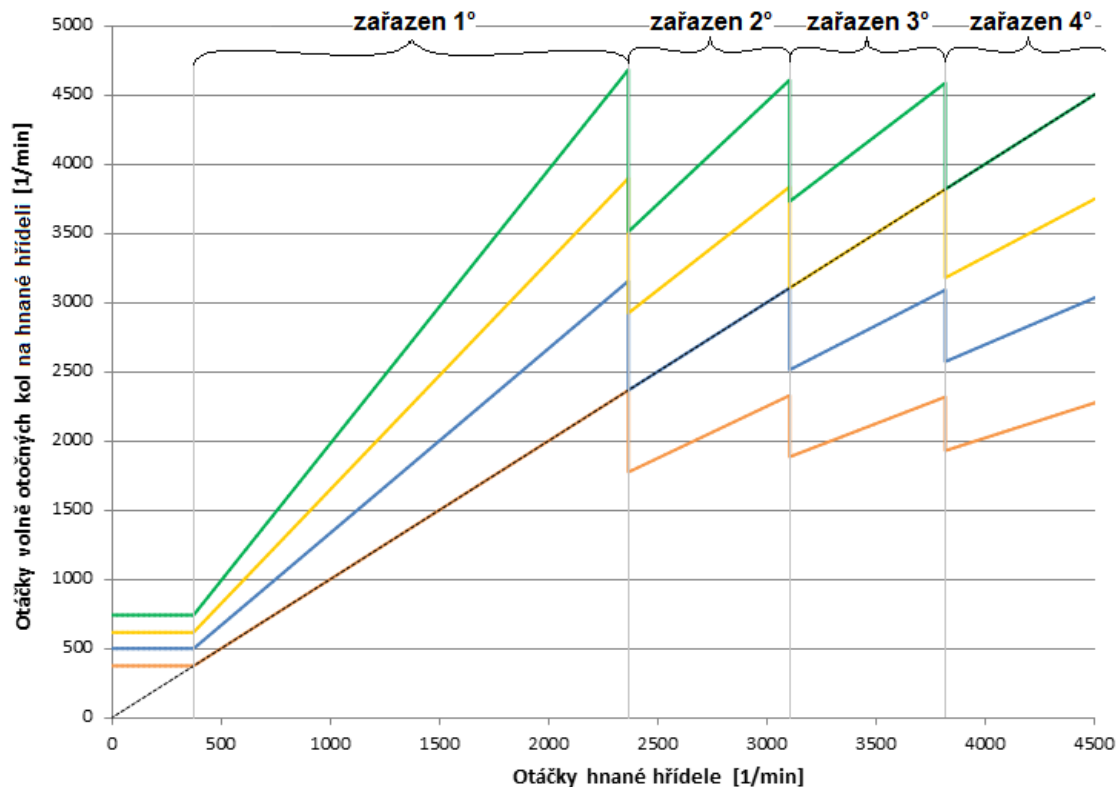
Při tvorbě základního konceptu jsem vycházel z původní verze systému Zeroshift viz 2.2.5. Ten se jevil jako nejvýhodnější z hlediska zkrácení řadicího času, a proto jsem využil jeho předností. Zbývalo tedy vyřešit ovládání jednotlivých řadicích kroužků tak, aby byl zásah do původního ovládacího mechanismu a skříně převodovky co nejmenší. Mechanismus jsem tedy doplnil objímkou, která má osazení pro oba řadicí kroužky a obvodovou drážku pro řadicí vidlici. Oba řadicí kroužky jsou pak propojeny tažnými pružinami, které jsou pro správnou funkci mechanismu nejdůležitější. Vznikl tedy mechanismus, který je zobrazen na obrázku 32.



Obrázek 32 (Koncept nového mechanismu; 1 – unášec, 2 – přesuvná objímka, 3 – řadicí kameny, 4 – řadicí kroužky, 5 – tažné pružiny) [zdroj: Autor]

3.2 Průběh řazení nového konceptu

Abych mohl zkoumat kinematický průběh řazení novým mechanismem, musel jsem zjistit relativní úhlové rychlosti volně uložených kol a hřídele převodovky, se kterou jsou tato kola spojována během řazení. Proto jsem sestavil graf otáček jednotlivých volně uložených kol v závislosti na otáčkách předlokové (hnané) hřídele převodovky.



Graf 5 (Závislost otáček jednotlivých volně otočných kol na otáčkách hnané hřídele)
[zdroj: autor]

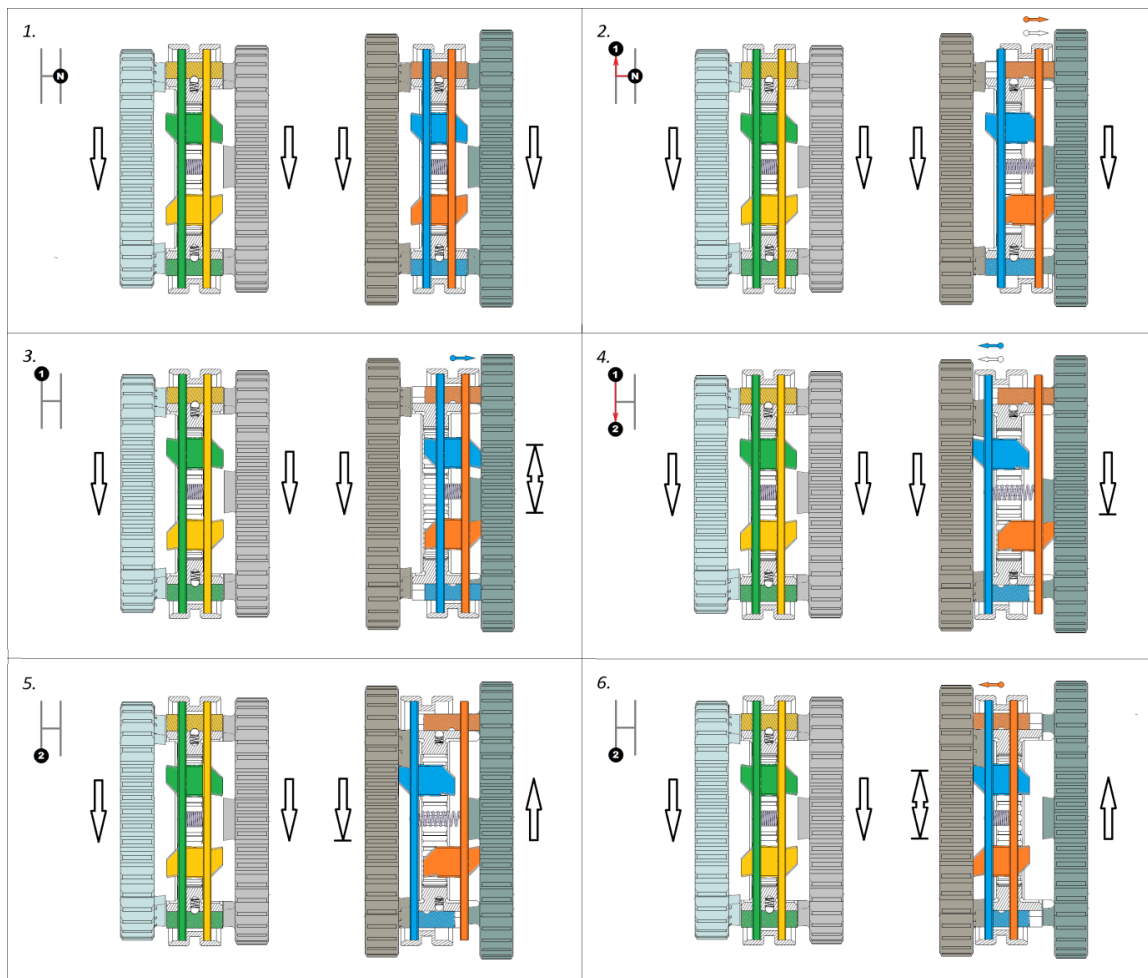
Na tomto grafu jsou vyznačena pásma otáček hnané hřídele, ve kterých jsou zařazeny jednotlivé převodové stupně. Pásmo od nulových otáček k počátku pásma zařazení prvního převodového stupně je pásmo rozjezdu, přičemž hodnoty otáček jednotlivých volně uložených kol při nulových otáčkách hnaného hřídele představují stojící vozidlo s motorem běžícím ve volnoběžných otáčkách se zařazeným neutrálem. Je tedy patrné, že při všech přeřazeních nahoru (N-1, 1-2, 2-3, 3-4) má relativní rychlost volně uloženého kola, které bude zařazeno stejné znaménko (směr), stejně jako při přeřazeních dolů. Konkrétní hodnoty nejsou pro tuto úvahu důležité.

S uvažováním tohoto faktu jsem tedy mohl pokračovat ve zkoumání průběhu řazení nově navrženým mechanismem. V průběhu této práce se objevila nutnost doplnit

mechanismus kuličkovou aretačí neutrální polohy, která funguje nezávisle pro každý řadicí kámen zvlášť.

3.2.1 Řazení nahoru

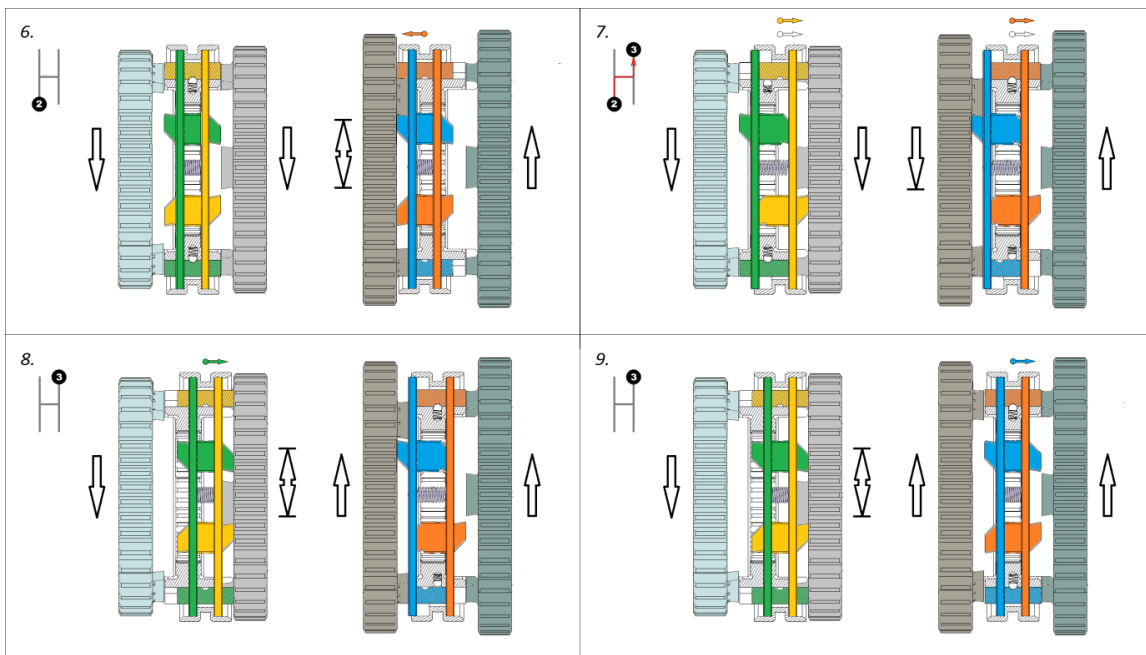
Pro takto upravený mechanismus jsem tedy sestavil scénář řazení nahoru, pro čtyřstupňovou převodovku s řadicími spojkami umístěnými na jedné hřídeli, tedy tak jako v převodovce, kterou jsem vybral pro nahrazení mechanismu.



Obrázek 33 (Scénář řazení N-1-2) [zdroj: autor]

Přeřazení z neutrální polohy na první a následně na druhý převodový stupeň je zobrazeno na obrázku 33. Ve fázi jedna jsou obě spojky v neutrální poloze a všechna volně uložená kola se tak mohou na hřídeli, která není zobrazena, otáčet. Jejich relativní rychlosti jsou pak zobrazeny šipkami. Ve fázi dvě dojde k pohybu řadicí páky, a tím k posunutí přesuvné objímky i oranžového řadicího kroužku s kameny, takže řadicí kameny zapadnou mezi ozuby na volně uloženém kole prvního převodového stupně. Modrý řadicí kroužek je až do chvíle, než je oranžový kroužek úplně zasunut v záběru,

držení kuličkovou aretací v neutrální poloze. Tím se dostávám ke třetí fázi, kde je oranžový kroužek úplně zasunutý v záběru a v tu chvíli překoná síla od tažných pružin, které spojují oba řadicí kroužky, kuličkovou aretaci modrých řadicích kamenů. Modrý řadicí kroužek je pak pomocí tažných pružin přesunut, tak že modré řadicí kameny se zasunou mezi ozuby volně uloženého kola prvního stupně. V tu chvíli je tedy možný přenos momentu z volně otočného kola prvního stupně na hřídel v obou směrech, což je reprezentováno šipkou směřující k příčce, a první převodový stupeň je tak úplně zařazený. Ve fázi čtyři už dochází k posunu řadicí páky do pozice druhého převodového stupně. Posuvná objímka se tedy posouvá společně s modrým řadicím kroužkem, jehož kameny nejsou v tu chvíli zatíženy, protože moment od motoru pohání vozidlo, až mezi ozuby volně uloženého kola druhého stupně. Oranžové kameny a s nimi i řadicí kroužek jsou mezitím díky geometrii dosedacích ploch a přenášenému momentu stále drženy v zařazené poloze a vozidlo je tak stále poháněno motorem. Až do doby, než ve fázi pět dosednou ozuby volně uloženého kola druhého stupně na modré řadicí kameny. Moment se začne přenášet druhým převodovým stupněm a oranžové řadicí kameny se tak odlehčí. Protože jsou oranžové kameny odlehčeny, nastává fáze šest a tažné vinuté pružiny přesunou oranžový řadicí kroužek i s jeho řadicími kameny mezi ozuby volně uloženého kola druhého stupně a druhý převodový stupeň je tak úplně zařazen a je schopen přenášet moment v obou směrech.



Obrázek 34 (Scénář řazení 2-3) [zdroj: autor]

Řazení mezi třetím a čtvrtým převodovým stupněm probíhá analogicky, ale řazení mezi druhým a třetím převodovým stupněm vyžaduje součinnost obou spojek, a proto jsem se mu také zvlášť věnoval jak je vidět na obrázku 34. Ten začíná fází šest tedy zařazeným druhým převodovým stupněm. Ve fázi sedm nastává pohyb řadicí páky do polohy třetího převodového stupně. Přesuvná objímka mezi prvním a druhým stupněm se tedy posouvá do neutrální polohy spolu s oranžovým řadicím kroužkem a přesuvná objímka mezi třetím a čtvrtým stupněm se posouvá spolu se žlutým řadicím kroužkem a jeho řadicími kameny tak, že řadicí kameny zapadnou mezi ozuby volně uloženého kola třetího stupně. Když se žlutý řadicí kroužek zasune úplně do zařazené polohy, nastává fáze osm. Ozuby volně uloženého kola začnou zabírat o žluté řadicí kameny, a tím se odlehčí modré řadicí kameny, které až do tohoto momentu přenášely moment přes druhý převodový stupeň. Tažné vinuté pružiny překonají kuličkovou aretaci zelených kamenů a zasunou je i s jejich řadicím kroužkem tak, aby případně mohly přenášet moment na třetím stupni. Ve fázi osm již pouze tažné vinuté pružiny přesunou v tu chvíli už nezátížené modré řadicí kameny a jejich řadicí kroužek do neutrální polohy. Třetí převodový stupeň je pak úplně zařazen.

Celý tento scénář předpokládá, že při řazení nahoru je vozidlo poháněno motorem, což znamená určitý smysl momentu, který se nesmí změnit, jinak nebude řazení úspěšné. V praxi to znamená řazení pod zátěží (bez povolení pedálu akcelérátoru).

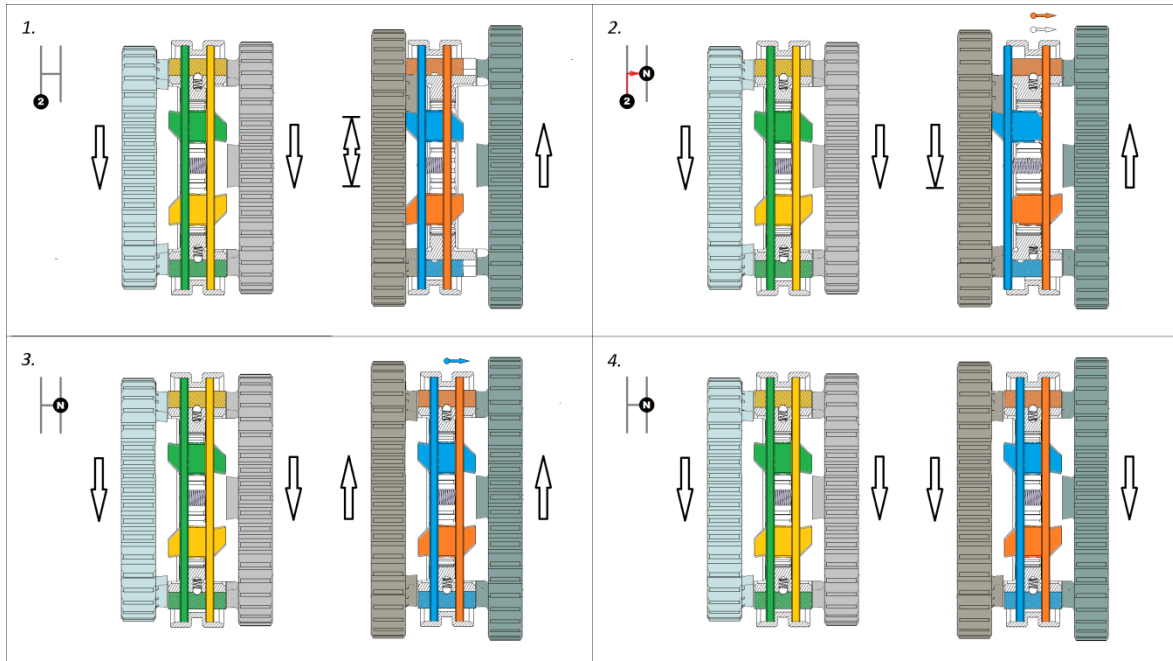
3.2.2 Řazení dolů

Řazení dolů neboli podřazování je při použití tohoto nového řadicího mechanismu poměrně náročné na provedení a vyžadovalo by proškolenou obsluhu.

Scénář řazení dolů jsem opět zpracoval pro stejnou konfiguraci převodovky jako scénář řazení nahoru.

Scénář (obrázek 35) začíná fází jedna, kde je zařazen některý z převodových stupňů, v tomto případě druhý. Ve fázi dvě dochází k pohybu řadicí páky do neutrální polohy, ovšem za stálého přenosu momentu od motoru (sešlápnutý pedál akcelérátoru). Tím se posouvá přesuvná objímka do neutrální polohy a s ní i oranžový řadicí kroužek a jeho řadicí kameny. Poté musí, ve fázi dvě, dojít k omezení momentu od motoru povolením pedálu akcelérátoru, tak aby se odlehčily modré řadicí kameny a tažné vinuté pružiny je mohly i s řadicím kroužkem přesunout do neutrální polohy. To už nastává fáze tři. Poté je nutné zajistit správný smysl relativních rychlostí volně uložených kol na hřídeli. To je možné realizovat například použitím řidičské techniky meziplynu, ovšem zde bez

nutnosti vypínat rozjezdovou spojku. Když jsou relativní rychlosti volně uložených kol ve správném smyslu, viz fáze čtyři, je pak možné zařadit jakýkoliv převodový stupeň tak jako při řazení prvního převodového stupně na obrázku 33.



Obrázek 35 (Scénář podřazení) [zdroj: autor]

Pokud bude cílovým převodem při podřazování například třetí převodový stupeň, není nutné brát ohled na smysl relativní rychlosti ostatních volně uložených kol.

Oba scénáře, jak pro řazení dolů, tak pro řazení nahoru jsou ideálními případy, proto jsem jejich realizovatelnost dále ověřil pomocí funkčního modelu (viz 3.7.).

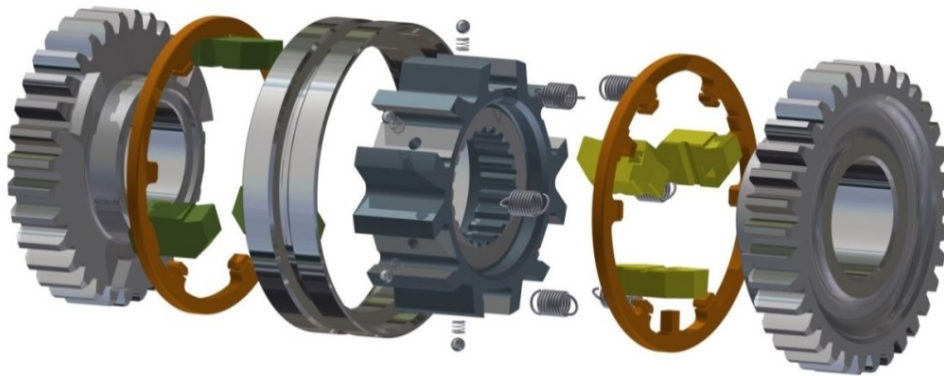
3.3 Zástavba mechanismu do vybraného převodového ústrojí

Abych mohl navrhnout zástavbu mnou navrženého nového řadicího mechanismu do vybraného převodového ústrojí, musel jsem nejprve zjistit velikost zástavbového prostoru a rozměry původních součástí, především těch, které by měly zůstat zachovány.

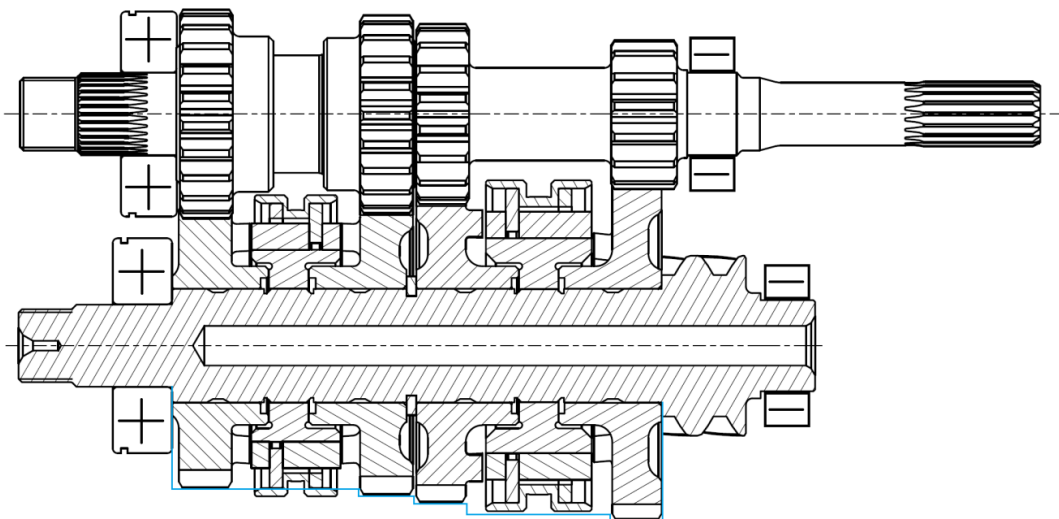
Tyto zjištěné rozměry jsem pak přenesl do elektronické podoby, když jsem vytvořil 3D modely součástí původního převodového ústrojí, které jsem chtěl zachovat, a obálku prostoru, ve kterém se nachází sestava původní předlokové hřídele.

Vycházel jsem především z původní předlokové hřídele, na které jsou kluzně uložena volně otočná kola jednotlivých převodů, a přes drážkování jsou připojeny

unášeče zubových spojek (viz 1.1). Toto řešení jsem se rozhodl zachovat a předlohou hřídel použít bez úprav. Další součástí, kterou jsem chtěl zachovat pokud možno bez úprav, byly řadicí vidlice. Znamenalo to, že drážky v řadicích objímkách nového mechanismu musí odpovídat těm v původních řadicích objímkách. To bylo hlavním omezením rozměrů spojek v radiálním směru. Parametry ozubení volně otočných ozubených kol jednotlivých převodových stupňů musely být zachovány, což definovalo zástavbový prostor pro spojky v axiálním směru. Na základě těchto rozměrů jsem vytvořil kompletní 3D model sestavy předlohou hřídele, který je přílohou této práce. Rozpad spojky mezi třetím a čtvrtým převodovým stupněm, která je součástí tohoto 3D modelu, je na obrázku 36.



Obrázek 36 (Rozpad nového řadicího mechanismu) [zdroj: autor]



Obrázek 37 (Řez hřídelí s novým řadicím mechanismem) [zdroj: autor]

Na obrázku 37 je zobrazen řez sestavou předlohové hřídele doplněný vstupní hřídelí převodovky. Modrou čarou je naznačena obálka původní sestavy předlohové hřídele. Je vidět, že přesuvná objímka spojky třetího a čtvrtého převodového stupně přesahuje mimo oblast obálky vyznačené modrou čarou, ovšem jak je také na tomto řezu patrné, mezi objímkou a vstupní hřídelí je stále dostatečná vůle, takže i tato část je zástavbově v pořádku.

3.3.1 Předběžná pevnostní kontrola návrhu zubových spojek

Předběžná pevnostní kontrola dimenzování řadicích kamenů a ozubů ozubených kol je zásadní pro další postup návrhu. Další parametry, kterým se budu věnovat později, totiž závisí na rozměrech a hmotnostech jednotlivých dílů mechanismu, tudíž pokud by tento návrh byl chybný a bylo by nutné tyto součásti znovu dimenzovat, celý další postup by se musel opakovat.

3.3.1.1 Zátěžná síla

Nejprve je potřeba určit zátěžnou obvodovou sílu, která bude na jednotlivé řadicí kameny a ozuby ozubených kol působit. Ta bude vycházet z rovnice 4 kde F_{1circ} je obvodová síla na jeden řadicí kámen nebo ozub, M_{sh} je moment na hřídeli, d_d je střední průměr ozubů a i_d je počet ozubů nebo řadicích kamenů zabírajících v jednu smyslu.

$$F_{1circ} = \frac{M_{sh}}{i_d \cdot \frac{d_d}{2}} \quad (4)$$

Moment na hřídeli M_{sh} je dán momentem na vstupní hřídeli a převodovým poměrem daného stupně. Moment na vstupní hřídeli převodovky jsem zvolil jako maximální moment motoru vynásobený koeficientem dynamické přirážky.

$$M_{ish} = M_{engmax} \cdot k_{dyn} \quad (5)$$

$$M_{ish} = 132 \cdot 3 = 396 [Nm]$$

Vzhledem k tomu že parametry spojky jsou vždy stejné pro dva převodové stupně, budu kontrolovat vždy jen ten stupeň z dané dvojice, který má vyšší převodový poměr a tím i vyšší přenášený moment na spojce. Budu tedy kontrolovat spojku pro první a třetí převodový stupeň. V tabulce 4 jsou shrnuty parametry potřebné pro výpočet obvodové

síly působící na jeden řadicí kámen ve spojkách prvního a třetího převodového stupně. Dosazením těchto parametrů do rovnic 4 a 6 jsem vypočetl výsledné síly, které jsem použil pro další výpočet.

Převodový stupeň		1	3
veličina	jednotka		
i_i	[-]	2,6	1,619
i_d	[-]	4	3
d_d	[mm]	74	67

Tabulka 4 (Parametry pro výpočet síly na jeden řadicí kámen)

$$M_{shi} = M_{ish} \cdot i_i \quad (6)$$

$$M_{sh1} = 396 \cdot 2,6 = 1029,6 \text{ [Nm]}$$

$$M_{sh3} = 396 \cdot 1,619 = 641,1 \text{ [Nm]}$$

$$F_{1circ1} = \frac{1029,6}{4 \cdot \frac{0,074}{2}} = 6956,8 \text{ [N]}$$

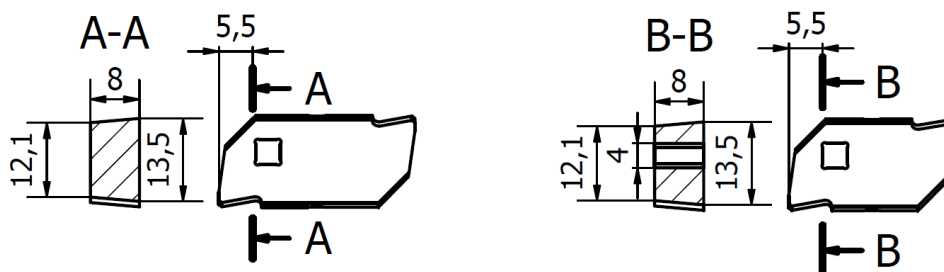
$$F_{1circ3} = \frac{641,1}{3 \cdot \frac{0,067}{2}} = 6379,1 \text{ [N]}$$

3.3.1.2 Kontrola namáhání smykem

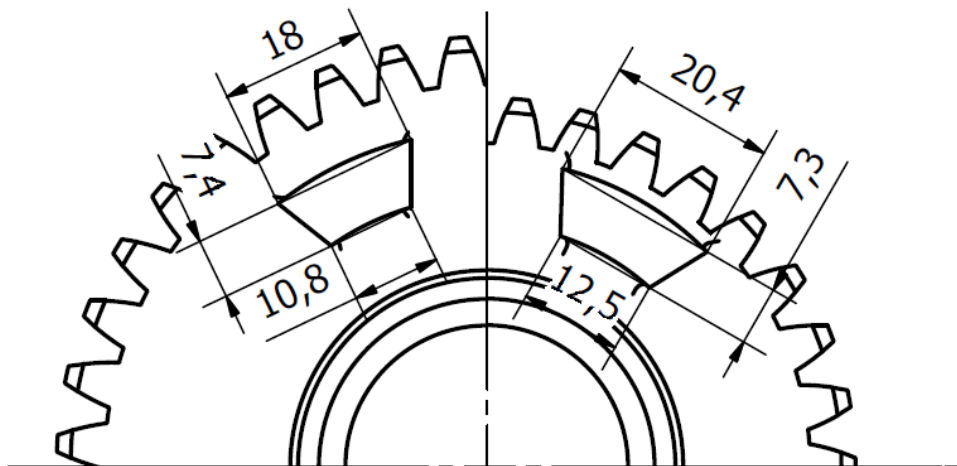
První kontrolou je kontrola jak řadicího kamene, tak ozubu volně otočného kola na smyk.

$$\tau_s = \frac{F_s}{A_s} \quad (7) \quad [23 \text{ str. } 55]$$

Smyková síla F_s odpovídá obvodové síle působící na jeden kámen. Velikost smykové plochy A_s je potřeba zjistit z geometrie spojky. Rozměry střížných ploch řadicích kamenů jsem určil z řezu ve vzdálenosti odpovídající výšce ozubů na ozubených kolech.



Obrázek 38 (Rozměry smykových ploch řadicích kamenů prvního (vlevo) a třetího (vpravo) stupně) [zdroj: autor]



Obrázek 39 (Rozměry ozubů volně otočných kol prvního (vlevo) a třetího (vpravo) stupně) [zdroj: autor]

Smykovou plochu ozubů jsem určil z jejich průmětů v ose hřídele, které jsem zjednodušil na lichoběžníkový tvar, čímž, jak je vidět na obrázku 39, vnáším do výpočtu chybu, která je ovšem na straně bezpečnosti, protože výpočtová plocha je v tomto případě menší než skutečná.

$$A_{sk1} = 8 \cdot \left(12,1 + \frac{13,5 - 12,1}{2}\right) = 102,4 \text{ [mm}^2\text{]} \quad A_{sk3} = 8 \cdot \left(12,1 - 4 + \frac{13,5 - 12,1}{2}\right) = 70,4 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A_{so1} = 7,4 \cdot \left(10,8 + \frac{18 - 10,8}{2}\right) = 106,6 \text{ [mm}^2\text{]} \quad A_{so3} = 7,3 \cdot \left(12,5 + \frac{20,4 - 12,5}{2}\right) = 120,1 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Pak dosazením do rovnice 7 získám hodnoty smykového napětí.

$$\tau_{sk1} = \frac{6956,8}{102,4} = 67,9 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \tau_{sk3} = \frac{6379,1}{70,4} = 90,6 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_{so1} = \frac{6956,8}{106,6} = 65,3 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \tau_{so3} = \frac{6379,1}{70,4} = 53,1 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Tyto hodnoty smykových napětí jsou výrazně nižší, než je dovolené smykové napětí pro slitinové oceli, při střídavém smyku kde $\tau_{Ds}=160$ až $285 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ [23 str. 57]. Tyto hodnoty jsem použil, protože v tuto chvíli není stanoven materiál jednotlivých dílů, a proto

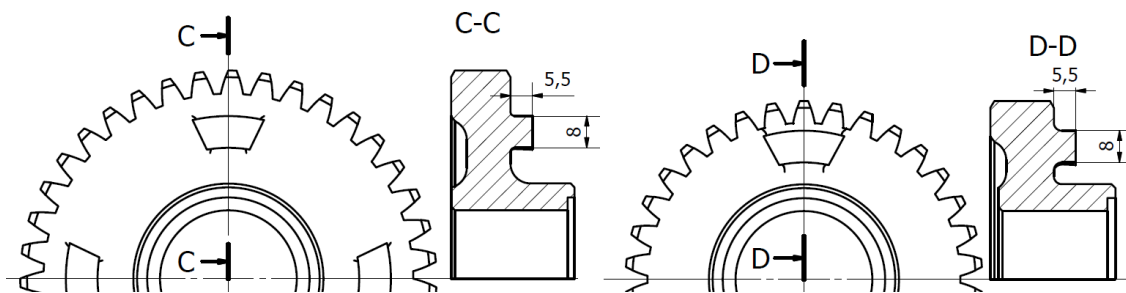
není možné dohledat konkrétní hodnoty například meze kluzu. Navržená geometrie tedy vyhovuje na smykové namáhání.

3.3.1.3 Kontrola namáhání na otláčení

Druhou kontrolou je kontrola jak řadicího kamene, tak ozubu volně otočného kola na otláčení kontaktní plochy.

$$p = \frac{F_p}{A_p} \quad (8)$$

Kontaktní síla F_p odpovídá obvodové síle působící na jeden kámen. Velikost průmětu kontaktní plochy kolmo na rovinu procházející osou hřídele A_p je potřeba zjistit z geometrie spojky. Rozměry průmětů těchto ploch jsem určil z řezu ozuby ozubených kol.



Obrázek 40 (Rozměry průmětů kontaktních ploch ozubů volně otočného ozubeného kola prvního (vlevo) a třetího (vpravo) stupně) [zdroj: autor]

$$A_{p1} = 8 \cdot 5,5 = 44 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A_{p3} = 8 \cdot 5,5 = 44 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Pak dosazením do rovnice 8 získám hodnoty kontaktních tlaků.

$$p_1 = \frac{6956,8}{44} = 158,1 \text{ [MPa]}$$

$$p_3 = \frac{6379,1}{44} = 145 \text{ [MPa]}$$

Tyto hodnoty kontaktních tlaků jsou nižší, než je dovolený tlak pro rovnoboké drážkování s tvrzenými boky kde $p_D=200$ [MPa] [23 str. 409]. Tuto hodnoty jsem použil ze stejných důvodů jako u předchozí kontroly. Navržená geometrie tedy vyhovuje na otláčení a je možné pokračovat v návrhu parametrů mechanismu.

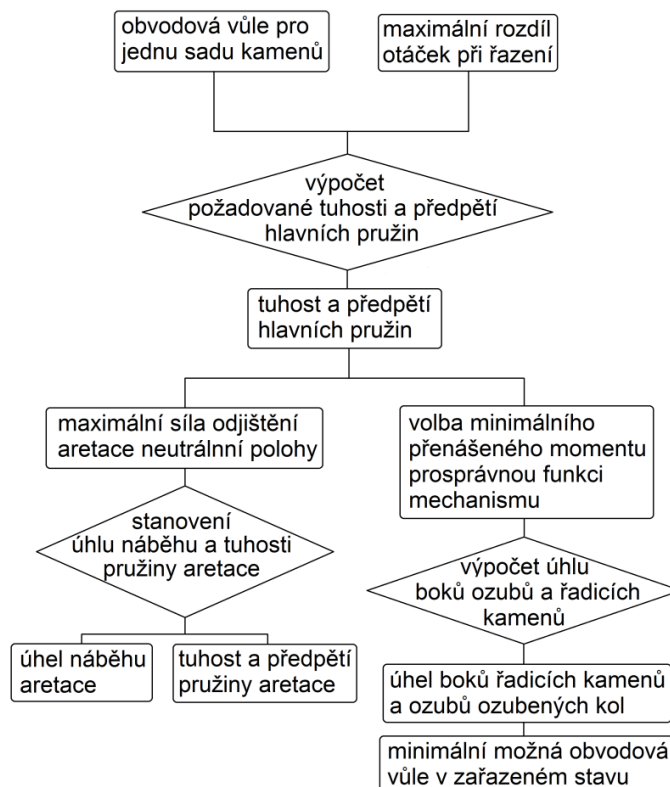
3.4 Postup návrhu parametrů mechanismu

V této fázi návrhu nového mechanismu bylo potřeba vytvořit postup pro stanovování jednotlivých parametrů konkrétního provedení tak, aby tento postup vedl pokud možno k jednoznačnému řešení bez nutnosti většího počtu iterací.

Při tomto návrhu se tedy vychází z již konkrétních rozměrů mechanismu, které jsou především dány zástavbovými rozměry. Jsou tedy známy rozměry hmotnosti jednotlivých dílů. Parametry, které je potřeba určit jsou:

- Úhel boků ozubu ozubených kola a řadicích kamenů
- Úhel náběhu aretace
- Předpětí a tuhost aretační pružiny
- Předpětí a tuhost hlavních pružin

Nakonec jsem dospěl k postupu, který je znázorněn na obrázku 41.



Obrázek 41 (Postup návrhu parametrů mechanismu) [zdroj: autor]

3.4.1 Výpočet předpětí a tuhosti hlavních pružin

U tohoto výpočtu jsem vycházel z požadavku na vysunutí právě odlehčené sady řadicích kamenů z prostoru ozubů ozubeného kola dříve, než dojde ke kontaktu s druhým bokem řadicího kamenu. Ten je sice navržen tak, aby nedošlo ke spojení ozubeného kola s hřídelem a kontaktem by byly kameny vysunuty, ovšem tento kontakt by způsoboval nejenom zbytečné namáhání a opotřebovávání obou součástí, ale i vznik hluku.

Vycházel jsem tedy ze základní Newtonovy pohybové rovnice, kterou jsem převedl do tvaru pro jednorozměrný systém (rovnice 9).

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = \sum F_x \quad (9) \quad [24 \text{ str. } 14]$$

Hmotnost m je v tomto případě hmotností jedné sady řadicích kamenů a jejich řadicího kroužku. Dráha x , kterou musí tato hmotnost minimálně překonat v čase t , který určím později, je rovna výšce ozubů na ozubeném kole. Součet všech sil působících na tuto hmotnost se skládá ze síly vyvozené hlavními pružinami mechanismu, které spojují oba řadicí kroužky, a sil pasivních odporů (tření).

Maximální čas, za který musí být řadicí kameny vysunuty, jsem určil jako čas pootočení volně uloženého ozubeného kola, při úhlové rychlosti odpovídající rozdílu otáček volně otočných kol převodových stupňů, mezi kterými dochází k řazení, o úhel obvodové vůle pro jednu sadu řadicích kamenů (druhá sada už je vysunuta).

$$t_{max} = \frac{\varepsilon}{\Delta\omega} \quad (10)$$

Pro řešení těchto rovnic jsem použil software Microsoft Excel, kde jsem naprogramoval příslušné vzorce.

Ovšem problém nastal při určování síly hlavních pružin mechanismu. Prodloužení pružiny jsem určil vždy z daného kroku přesuvné objímky, ale je zde možné měnit dva parametry, které sílu pružiny ovlivní, a to její tuhost a předpětí, s jakým byla namontována. Proto jsem zvolil postup součinnosti tohoto výpočtu s návrhem skutečné pružiny. Dalším důvodem k tomuto postupu byla nutnost ověření zástavbových rozměrů skutečné pružiny, která by odpovídala navrženým parametrům. K tomuto účelu jsem využil aplikaci Design accelerator, která je součástí CAD softwaru Autodesk Inventor. Tato

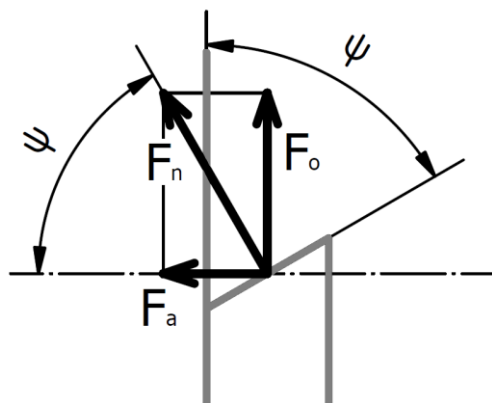
aplikace byla pro tento účel velmi výhodná, protože po proběhnutí návrhového výpočtu pružiny vygeneruje i 3D CAD model, který je ihned použitelný v sestavě.

Dalším problémem bylo určení sil pasivních odporů. V tomto případě se jedná pouze o tření mezi řadicími kameny a jejich klínovými drážkami v unášeci připojeném na hřídel. Na řadicí kameny působí odstředivá síla, která je tlačí do klínové části drážek. Řadicí kameny jsou ale spojeny řadicími kroužky, které neumožňují pohyb řadicích kamenů v radiálním směru. Jsou tedy možné dva přístupy:

- Připustit, že radiální vůle řadicích kamenů na řadicích kroužcích je větší, než vůle řadicích kamenů v klínových drážkách unášече v radiálním směru, a tím pádem celá odstředivá síla je zachytávána právě v těchto drážkách a vytvoří tak normálovou sílu, která bude použitelná pro výpočet třecí síly. To by však znamenalo, že funkce mechanismu bude závislá na velikosti odstředivé síly potažmo na aktuálních otáčkách, což není příliš výhodné.
- Stanovit radiální vůle tak, že odstředivou sílu řadicích kamenů zachytí řadicí kroužek. Pak by teoreticky nevznikalo žádné tření v drážkách řadicího kamene.

Prakticky ale vždy bude nějaké tření v drážkách řadicích kamenů vznikat, ať už díky rotační setrvačnosti jednotlivých částí nebo přilnavosti olejového filmu atd. Proto jsem se pro tento návrh rozhodl tuto sílu vyjádřit jako zlomek síly, která by vznikla při přístupu z prvního bodu. Tento jev bude předmětem dalšího vývoje a především testování nového mechanismu.

3.4.2 Výpočet úhlu boků řadicích kamenů a ozubů



Obrázek 42 (Rozklad sil na boku ozubu) [zdroj: autor]

Tento výpočet vychází z požadovaného minimálního přenášeného momentu, při kterém bude mechanismus fungovat tak, jak je navržený. Výpočet tedy vychází z jednoduché geometrie boků řadicích kamenů, kterou lze popsat jako nakloněnou rovinu, a silové rovnováhy.

Na obrázku 42 je vidět rozklad sil na této kontaktní ploše. Obvodovou sílu F_o lze určit z minimálního momentu, při kterém bude

mechanismus fungovat, a axiální síla musí být vyšší, než síla vyvozená hlavními pružinami mechanismu, které se snaží řadicí kameny vytáhnout ze záběru. Pak lze úhel boku ozubu (na obrázku 42 označen jako ψ) vypočítat podle rovnice 11.

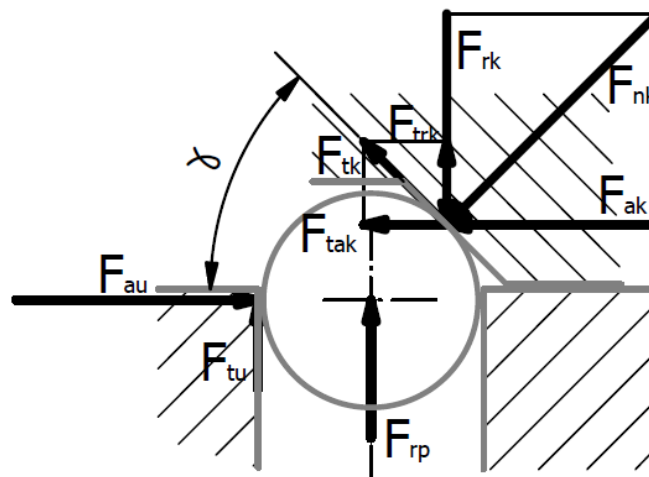
$$\psi \geq \tan^{-1} \left(\frac{F_o}{F_{pr}} \right) \quad (11)$$

Tento výpočet jsem také provedl pomocí softwaru Microsoft Excel.

3.4.3 Stanovení úhlu náběhu, tuhosti a předpětí aretace

Kuličková aretace neutrální polohy řadicích kamenů má za úkol držet řadicí kameny v neutrální poloze nejenom při situaci, kdy je i přesuvná objímka v neutrální poloze, ale i na počátku řazení z neutrální polohy, kdy drží řadicí kameny, jejichž kroužek není v tu chvíli tlačěn přesuvnou objímkou, aby byla nejprve mezi ozuby volně otočného kola zasunuta jedna sada kamenů a druhá až vzápětí pomocí hlavních pružin.

Ovšem nesmí dojít k situaci, že by hlavní pružiny nedokázaly tuto aretaci překonat. Z toho právě vychází podmínka pro určení parametrů aretace.



Obrázek 43 (Rovnováha sil na aretační kuličce) [zdroj: autor]

Síly působící na kuličku aretace jsou znázorněny na obrázku 43. F_{ak} odpovídá síle na řadicí kámen od hlavních pružin. Vztah pro určení maximální možné síly v pružině F_{rp} pak získám z rovnováhy sil v jednotlivých směrech.

$$F_{ak} + F_{tak} - F_{au} = 0 \quad (12)$$

$$-F_{rk} + F_{trk} + F_{tu} + F_{rp} = 0 \quad (13)$$

Dosazením do rovnic 12 a 13 a zjednodušením pak dostávám vztah pro sílu v pružině.

$$F_{rp} = F_{ak} \cdot \left[\frac{1}{\tan \gamma} - f \cdot \left(2 - \frac{f}{\tan \gamma} \right) \right] \quad (14)$$

Pro zvolený úhel γ tedy dopočítám maximální přípustnou sílu v pružině při odblokování aretace. Návrh pružiny následně provádím stejně, jako jsem popsal v kapitole 3.4.1.

Tím jsou navrženy všechny parametry mechanismu. Ty jsem pochopitelně zanesl do 3D modelu.

3.5 Rázy vzniklé řazením

Vzhledem k tomu, že tento řadicí mechanismus umožňuje přeřazení bez přerušení toku výkonu převodovkou a změní tak skokově převodový poměr v převodovce, lze s jistotou tvrdit, že během řazení vzniknou rázy momentu, které budou namáhat a především zubové spojky. Určení těchto rázů však daleko přesahuje rámec této diplomové práce.

Bylo by možné stanovit redukováný moment setrvačnosti, tak jako při výpočtech výkonové kapacity synchronizačních spojek, ovšem tento výpočet předpokládá, že všechny momenty setrvačnosti mění svou úhlovou rychlost ve stejném čase. To se dá předpokládat u synchronizačních spojek, ovšem v tomto případě lze předpokládat, že čas, za který jednotlivé momenty setrvačnosti změní svoji úhlovou rychlost, se bude lišit díky tuhostem hřídelí, záběrů ozubených kol, drážkovaných spojů a dalších. Tudiž výsledný rázový moment bude odpovídat součtu násobků momentů setrvačnosti a jejich úhlových zrychlení.

Ovšem i tak lze předpokládat, že bez dalších opatření bude tento ráz tak veliký, že by některá ze součástí převodového ústrojí překročila mezní stav pevnosti. Proto bude nutné při použití tohoto řadicího mechanismu ve vozidle ráz zmírnit. To by bylo možné

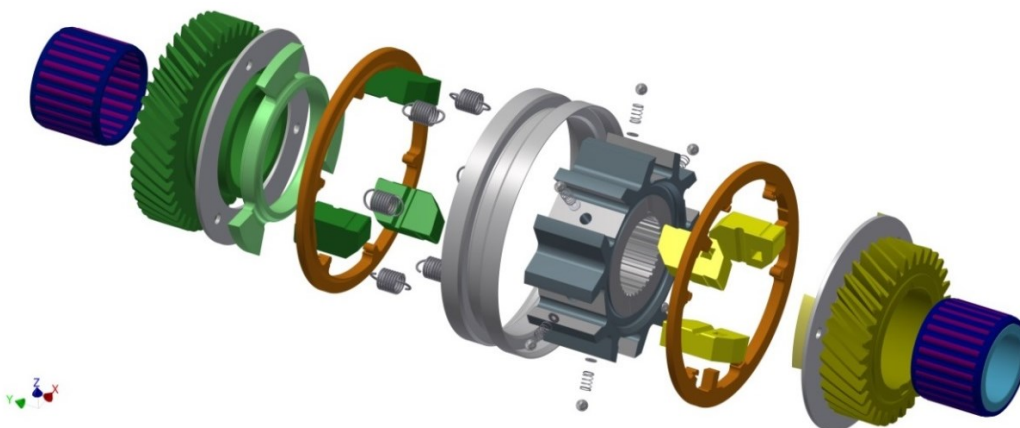
například pomocí řízení motoru, který právě při přeřazení musí změnit svoje otáčky tak, aby odpovídaly rychlosti vozidla a zařazenému převodovému stupni. Další možností by bylo do převodového ústrojí umístit pružný člen, který by alespoň částečně tento ráz pohltil.

3.6 Testovací prototyp

Aby bylo možné otestovat nový mechanismus v laboratorních podmínkách, bylo nutné jej umístit do převodovky, kterou je možné umístit na zkušební stavy v laboratořích na Julisce. Zpracoval jsem tedy zástavbu nového řadicího mechanismu do převodovky MQ200 využívané v automobilech koncernu Volkswagen, která je pro testování na zkušebních stavech uzpůsobena.

Nejedná se již o kompletní náhradu, tak jako v případě předchozí převodovky, ale pouze o náhradu jedné synchronizační spojky. Konkrétně jde o náhradu synchronizační spojky třetího a čtvrtého převodového stupně. Ta se pro náhradu hodí, jelikož tělesa synchronizační spojky (viz obrázek 10) nejsou součástí volně otočných ozubených kol, ale jsou na ně připevněna svarem. Tudíž je lze snadno nahradit při použití původních ozubených kol, na která ještě nebyla tělesa připevněna. Proto se právě náhradou této synchronizační spojky testují nové řadicí mechanismy [12] [25].

Vytvořil jsem 3D model mechanismu pro zástavbu do testovací převodovky. Podklady týkající se testovací převodovky mi poskytl Ing. Michal Jasný, který v ní také testoval svůj řadicí mechanismus (viz [12]). Postup návrhu byl totožný s tím, jak jsem ho popsal v kapitole 3.4.

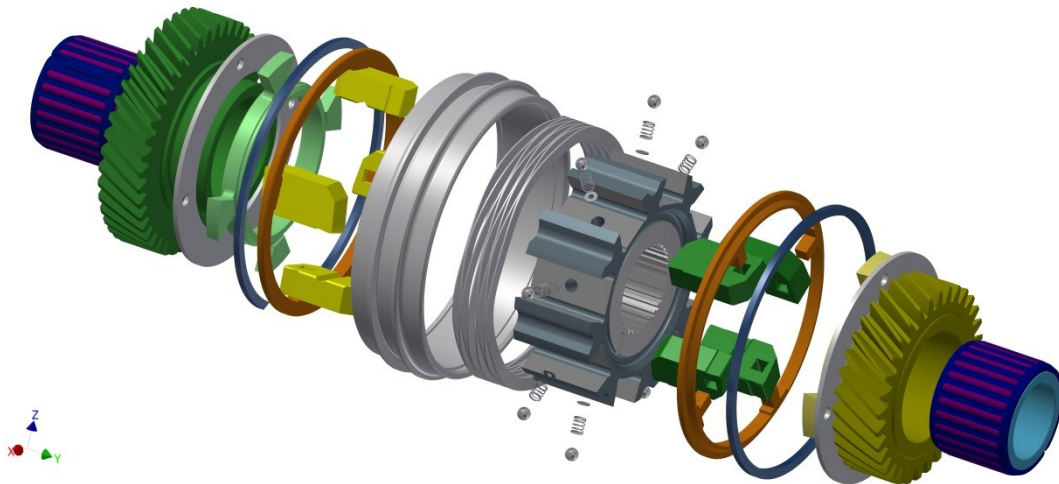


Obrázek 44 (Rozpad mechanismu pro testovací převodovku verze 1) [zdroj: autor]

Rozpad 3D modelu sestavy mechanismu je na obrázku 44.

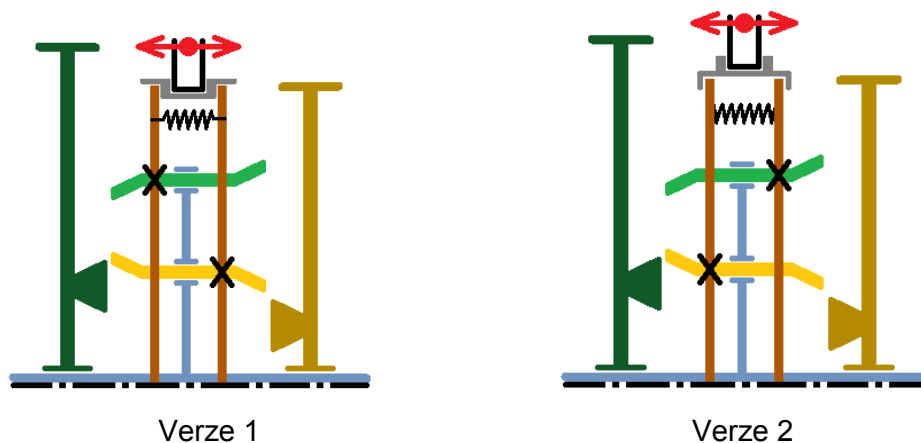
Při tvorbě verze nového mechanismu pro testovací převodovku jsem vytvořil ještě druhou verzi mechanismu, která místo tažných vinutých pružin používá vlnovou pružinu (wave spring) a zjednodušuje tak montáž sestavy řadičeho mechanismu. Kinematicky jsou obě verze naprosto rovnocenné.

Druhou verzi jsem se rozhodl již nezabudovávat do původní převodovky (viz 1.1) jako původní návrh, ale zabudoval jsem ho do zkušební převodovky, aby bylo možné otestovat i tuto verzi mechanismu. Rozpad sestavy mechanismu je na obrázku 45.

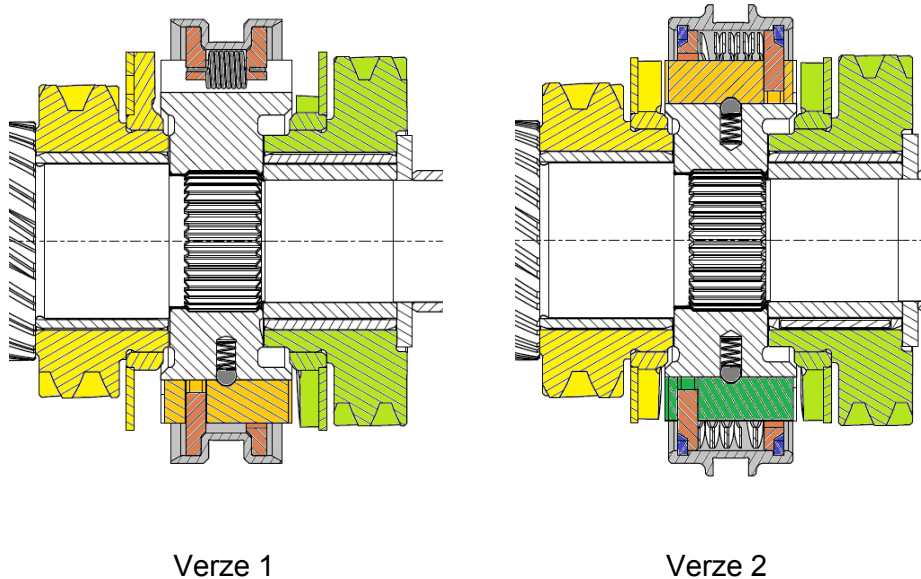


Obrázek 45 (Rozpad mechanismu pro testovací převodovku verze 2) [zdroj: autor]

Rozdíl mezi oběma verzemi je především v tom, že vlnová pružina je na rozdíl od pružin použitých ve verzi 1 tlačná. To vyžaduje především změnu konstrukce přesuvné objímky. Porovnání obou verzí nového řadičeho mechanismu je na obrázku 46 a na obrázku 47.



Obrázek 46 (Porovnání verzí mechanismu - schéma) [zdroj: autor]



Obrázek 47 (Porovnání verzí mechanismu - řez) [zdroj: autor]

Výrobní výkresy pro díly první verze mechanismu zastavěnou do převodovky MQ200 jsou přílohou této práce a budou sloužit jako podklad pro výrobu prototypu, který v rámci dalšího studia podrobím zkoušení.

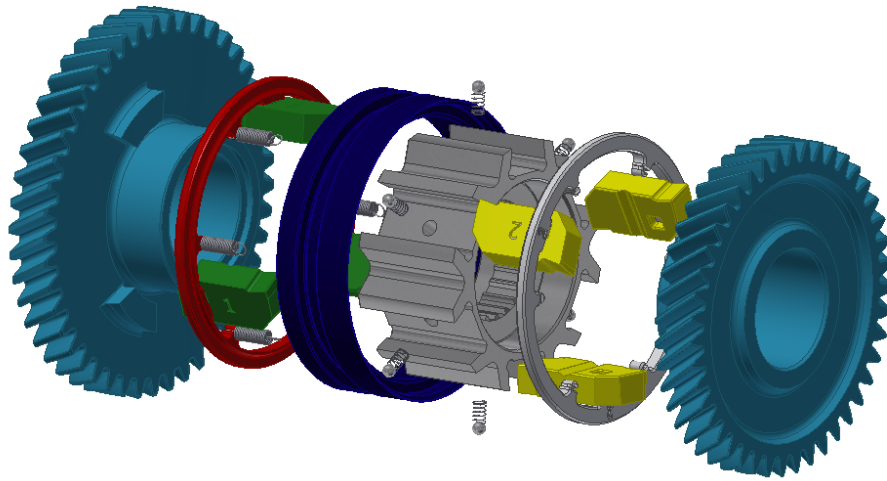
3.7 Model řídicího mechanismu zhotovený 3D tiskem

Vzhledem k tomu, že prototypová výroba není časově zvládnutelná tak, aby byla dokončena před odevzdáním této práce, rozhodl jsem se pro výrobu modelu navrženého řídicího mechanismu pomocí technologie 3D tisku plastů, která je dostupná na Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel Fakulty strojní ČVUT.

Pro tento účel jsem musel připravit podklady ve formě 3D modelu, který musel i v průběhu výroby procházet změnami tak, jak jsem se s touto technologií seznamoval.

Model jsem vytvořil podle varianty 1 navrženého mechanismu, a to především z důvodu dostupnosti tažných pružin, které spojují řídicí kroužky, v daleko širším spektru tuhostí a rozměrů, než je tomu u vlnových pružin. Pro zástavbu jsem použil původní převodové ústrojí (viz 1.1), abych ověřil funkčnost mechanismu i v této převodovce. Rozpad 3D modelu použitého jako podklad pro 3D tisk je na obrázku 48.

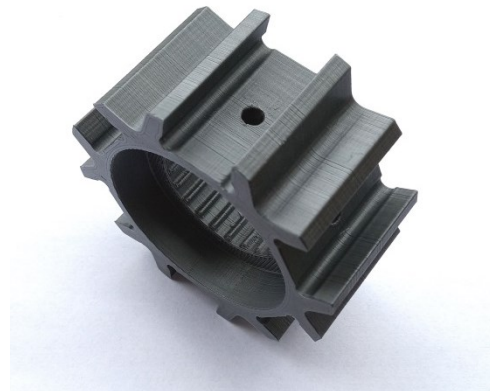
Vybrané součásti mechanismu zhotovené 3D tiskem jsou na obrázku 49 a na obrázku 50. Sestavený funkční model nového řídicího mechanismu v sestavě s hřídelí převodovky je pak ukázán na obrázku 51.



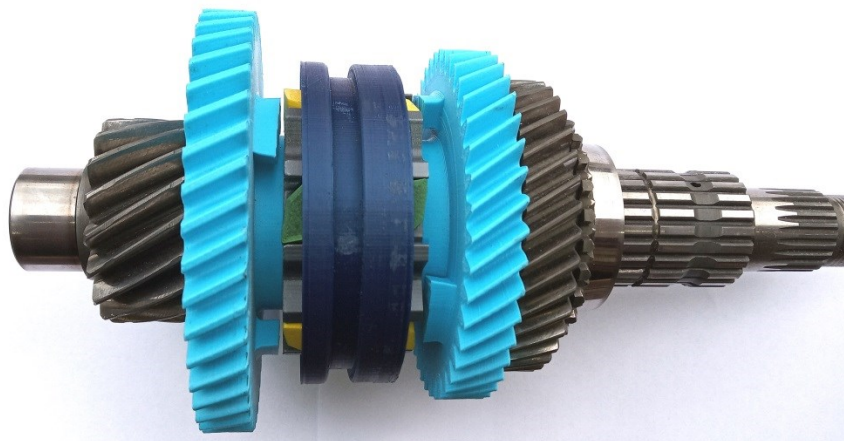
Obrázek 48 (Rozpad CAD modelu poříteného pro tvorbu modelu 3D tiskem) [zdroj: autor]



Obrázek 49 (Řadící kameny zhotoveny 3D tiskem) [zdroj: autor]



Obrázek 50 (Unášec zhotovený 3D tiskem) [zdroj: autor]



Obrázek 51 (Sestavený model mechanismu na hřídeli převodovky) [zdroj: autor]

Tento model jsem kromě prezentačních účelů využil také k ověření scénářů řazení viz 3.2.1 a 3.2.2 a kinematického chování mechanismu. Vzhledem k pevnostním vlastnostem součástí zhotovených 3D tiskem není možné s tímto modelem provádět dynamické zkoušky.

3.8 Zhodnocení navrženého mechanismu

V této části práce jsem shrnul výhody a nevýhody mnou navrženého řadicího mechanismu.

Výhody:

- Při řazení nahoru se nepřeruší tok výkonu převodovkou, a tím se řadicí čas dostane k hodnotám téměř nulovým.
- Díky geometrii řadicích kamenů neumožní při přeřazení zařazení dvou převodových stupňů současně.
- Je možné ho zastavět místo původních řadicích spojek bez úprav hřídele a skříně převodovky.
- Nevyžaduje výrazný zásah do ovládacího mechanismu. Je možné použít původní ovládací mechanismus včetně řadicích vidlic, které je nutné pouze lehce upravit.
- Obvodová vůle nutná k možnosti zařazení je poloviční než u klasické zubové spojky se stejným úhlem sklonu boku zubu.

Nevýhody:

- Je nutné zmírnit ráz vzniklý při přeřazení, ať už řízením motoru, použitím pružného členu, nebo jinou cestou.
- Podřazování vyžaduje specifický postup, který by ovšem kvalifikovaná (proškolená) obsluha mohla zvládnout.
- Vzhledem k tomu, že přesuvná objímka nedokáže přenášet žádný moment na rozdíl od sériového provedení, je potřeba ozubení zpětného chodu vyřešit jinak.

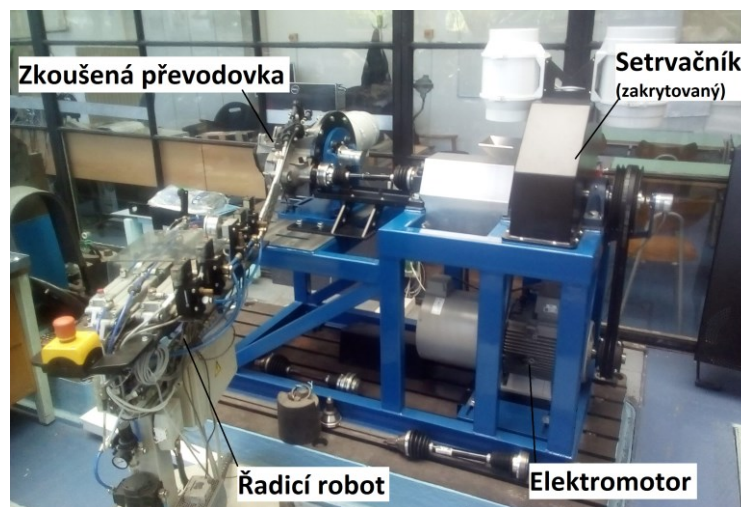
4 Zkoušení funkčnosti mechanismu

V této kapitole se budu zabývat možnostmi zkoušení mnou navrženého mechanismu v laboratořích Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel na Julisce. Vzhledem ke specifické funkci mnou navrženého mechanismu není možné použít postupy testování, kterými se testují například synchronizační spojky. Jednou z možností je využití zkušebního stavu řazení. Druhou možností je použití otevřeného zkušebního stavu převodových ústrojí motorových vozidel se třemi dynamometry

4.1 Zkoušení na zkušebním stavu řazení

4.1.1 Zkušební stav řazení

Zkušební stav řazení umístěný v laboratořích na Julisce je určen ke zkoušení převodovek osobních automobilů řazených s přerušením toku výkonu převodovkou. Hlavním zaměřením zkoušek je měření ztrát protáčením, životnost synchronizačních spojek a funkčnost nových řadicích mechanismů.



Obrázek 52 (Zkušební stav řazení) [zdroj: autor]

Převodovka je na stavu uchycena za přírubu spojkové skříně. Na vstupní hřídeli převodovky je umístěna pouze spojková lamela (při řazení je spojka rozpojena tudíž zbytek spojkového mechanismu a díly motoru nejsou s převodovkou spojeny) a snímač otáček. Vzhledem k tomu, že při řazení je převodovka v podstatě poháněna setrvačností automobilu, je převodovka na zkušebním stavu poháněna přes diferenciál, který musí být

vyřazen z činnosti, aby bylo možno pohánět převodovku pouze jednou kloubovou hřídelí. Pohon stavu zajišťuje elektromotor, ten přes řemenový převod pohání hřídel se setrvačником. Setrvačnik zde zajišťuje stálé otáčky koše diferenciálu, tak jako je tomu při řazení ve vozidle. Jeho hřídel je pomocí propojovací hřídele spojena s převodovkou.

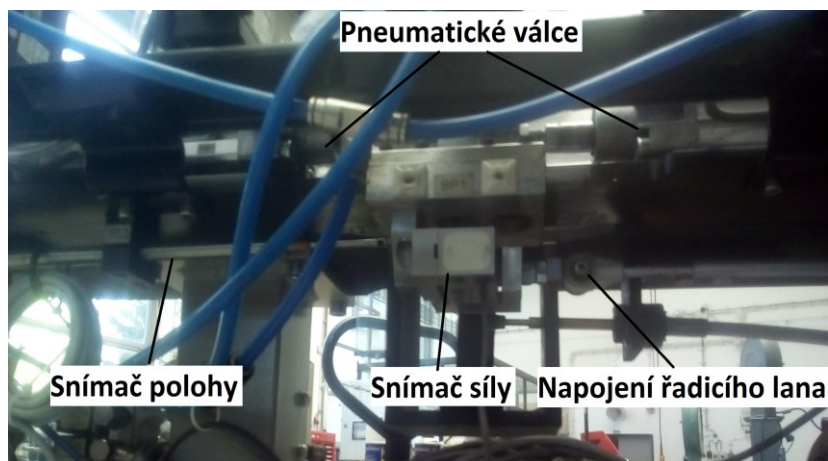


Obrázek 53 (Převodovka na zkušebním stavu) [zdroj: autor]



Obrázek 54 (Řadicí robot) [zdroj: autor]

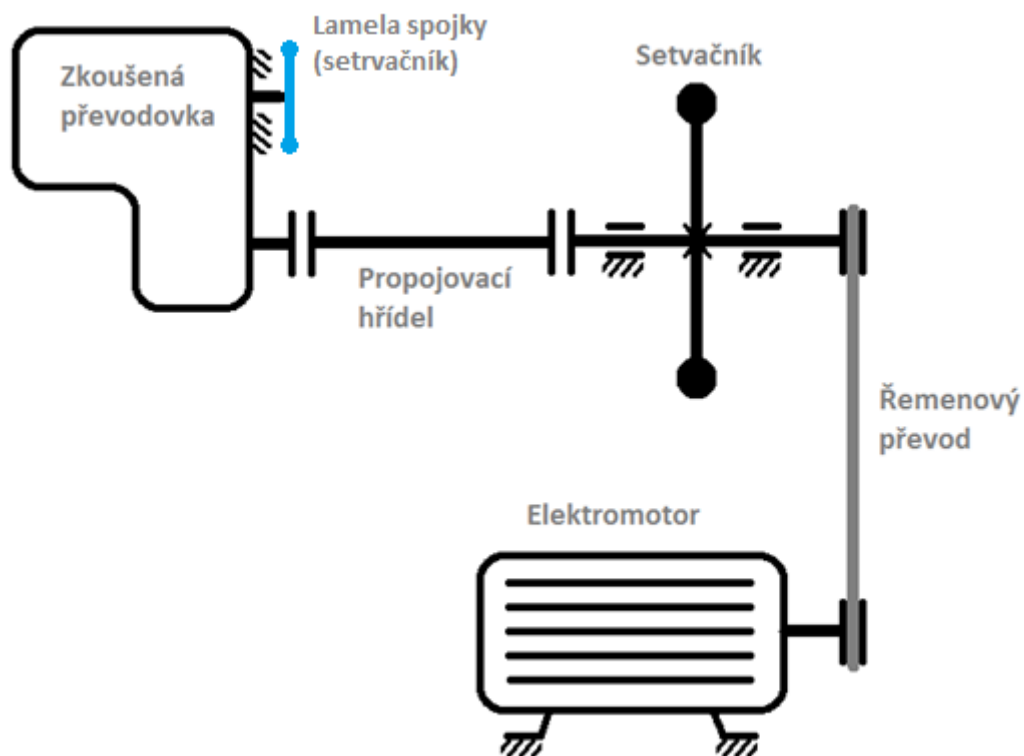
Součástí zkušebního stavu řazení je také pneumatický řadicí robot, který pomocí pneumatických válců simuluje pohyb řadicí páky a ovládá tak zkoušenou převodovku. Robot má též několik snímačů monitorujících průběh řazení z pohledu řadicí páky. Pro řadicí pohyb je umístěn snímač pohybu i síly (viz obrázek 55), pro pohyb volby (výběr přesuvné objímky) je pouze snímač polohy.



Obrázek 55 (Detail řadicího robotu – pohyb řazení) [zdroj: autor]

4.1.2 Způsob použití zkušebního stavu řazení

Vzhledem k funkci nového řadicího mechanismu není možné provést testování na zkušebním stavu řazení, tak jak je prováděno s běžnými synchronizačními spojkami. Pro úspěšné zařazení novým mechanismem je nutné, aby minimálně v počátku řazení byl smysl momentu stejný, jako by bylo vozidlo poháněno motorem. Zkušební stav řazení však ve své běžné konfiguraci simuluje „pohon“ převodovky setrvačností vozidla.



Obrázek 56 (Schéma zkušebního stavu řazení) [zdroj: autor]

Dosažení požadovaného smyslu momentu na tomto stavu je možné změnou smyslu otáčení pohonného elektromotoru. Tím se otočí i smysl momentu protékající zkoušenou převodovkou právě do smyslu shodného s případem, kdy je moment dodáván motorem vozidla. Smysl otáčení hřídelí v převodovce bude v tomto případě sice opačný, než je tomu při jízdě vozidla vpřed, nicméně pro zkoušení řadicího mechanismu není tento fakt nijak významný. Jedinou oblastí, která bude tímto přímo ovlivněna, je mazání celé převodovky. To je navrhováno s předpokladem jízdy vozidla vpřed, proto je možné, že určité části převodovky nebudou mazány tak, jako by tomu bylo při smyslu otáčení

shodném s jízdou vozidla vpřed. To by mohlo mít vliv na výsledky zkoušky, pokud by se jednalo o dlouhodobější, například životnostní test, ale pro zkoušení funkčnosti, kdy očekávaná doba zkoušení bude v řádu minut, lze předpokládat, že tento fakt nebude mít na průběh zkoušky vliv. Aby bylo možné simulovat, třeba i jen částečně, vliv setrvačnosti motoru, bude potřeba na místo lamely rozjezdové spojky, která je při zkoušení běžných synchronizačních spojek umístěna na vstupní hřídel převodovky, umístit setrvačnick reprezentující právě tuto setrvačnost. Aby byl smysl momentu zajištěn co možná nejjistěji, lze během řazení kontinuálně snižovat otáčky poháněcího elektromotru, a tím udržet požadovaný smysl momentu.

4.2 Zkoušení na otevřeném zkušební stavu

4.2.1 Otevřený zkušební stav převodových ústrojí motorových vozidel

Toto zkušební stanoviště se nachází v laboratořích na Julisce. Skládá se ze tří elektrických točivých strojů, které jsou umístěny tak, aby jejich hřídele byly souosé. Pro konkrétní měření se používají vždy jen dva elektrické točivé stroje a to tak, že dynamometr VUES P30 9280, který má průchozí hřídel, je použit vždy buďto v kombinaci s dynamometrem TES S200S601 nebo vířivou brzdou VVÚ 2VD110. Zkušební stanoviště slouží pro zkoušení různých součástí převodových ústrojí motorových vozidel, jako jsou hydrodynamické měniče momentu, rozvodovky a převodovky (především se souosými hřídelemi pro podélnou zástavbu).

Typ dynamometru		TES S200S601	VUES P30 9280			VVÚ 2VD110		
Maximální otáčky	[min ⁻¹]	3300	1736	7000	1736	750	2500	6000
Maximální moment	[Nm]	448	1180	273	1375	638	848	350
Maximální výkon	[kW]	168	200	200	250	50	220	220

Tabulka 5 (Výkonové parametry dynamometrů)

4.2.2 Způsob použití otevřeného zkušebního stavu

Na otevřeném zkušební stavu by teoreticky bylo možné testovat jakýkoliv zátěžný stav řadicího mechanismu. Jediným omezením by byly výkonové parametry jednotlivých dynamometrů (viz tabulka 5). Převodovku by bylo nutné umístit mezi dva ze tří dynamometrů, které se na stavu nacházejí podle obrázku 57.



Obrázek 57 (Schéma umístění zkoušené převodovky na otevřeném zkušebním stavu) [zdroj: autor]

V současné době se v rámci jedné z diplomových prací pracuje na řídicím softwaru pro toto pracoviště, a proto není možné v tuto chvíli detailněji popsat možnosti, které by tento stav mohl nabídnout pro budoucí testování nového řadicího mechanismu.

5 Závěr

V této diplomové práci jsem měl za úkol navrhnout řadicí mechanismus, který by nahradil původní synchronizační spojky a zkrátil řadicí čas manuálně řazené stupňové automobilové převodovky. Tento mechanismus jsem měl následně zastavět do vybraného převodového ústrojí, s co nejmenšími úpravami původních dílů.

Nejprve jsem vybral převodové ústrojí, ve kterém jsem následně provedl nahrazení, abych získal všechny potřebné parametry převodového ústrojí i celého vozidla pro vyhodnocení přínosů zkrácení řadicího času. Tyto přínosy se projeví zejména zlepšenou akcelerací a vyšší rychlostí dosaženou na daném úseku, což povede ke snížení celkového času potřebného na projetí určité dráhy.

Poté jsem provedl rešerši dostupných řadicích mechanismů ručně ovládaných stupňových převodovek se zaměřením na řadicí čas jednotlivých mechanismů a jejich nároků na zástavbu do převodové skříně.

Vhledem k tomu, že žádný z mechanismů nesplňoval všechny požadavky stanovené v úvodu práce, rozhodl jsem se navrhnout vlastní řadicí mechanismus, který by těmito požadavkům vyhověl lépe. Pro tento nový řadicí mechanismus jsem vytvořil scénáře řazení, jak pro řazení nahoru tak pro podřazování, a stanovil postupy pro ovládání obsluhou. Následně jsem sestavil postup pro navrhování jednotlivých parametrů nového řadicího mechanismu v jejich logické návaznosti a podle tohoto postupu navrhl parametry pro nový řadicí mechanismus zastavěný do převodového ústrojí zvoleného v úvodu práce.

Nový řadicí mechanismus je možné zastavět do vybraného převodového ústrojí, s co nejmenšími úpravami původních dílů. Navíc nabízí další výhody, z nichž největší je teoreticky nulový čas řazení a menší nutnou obvodovou vůlí v zařazeném stavu, než je tomu u zubových spojek se stejným sklonem boku zubu. Tento nový řadicí mechanismus je vhodný především pro závodní účely, kde se nejlépe využije zkrácení řadicího času, ovšem své uplatnění by mohl najít i v osobních vozidlech například s robotizovanou převodovkou, která by dokázala ovládat tento nový mechanismus (i třeba s pozměněným scénářem řazení) a využít nižší obvodové vůle v zařazeném stavu.

Pro potřeby testování nového řadicího mechanismu jsem jej zastavěl do testovací převodovky, kterou je možné testovat v laboratořích na Julisce. Při této práci jsem vytvořil i druhou variantu nového řadicího mechanismu, která je funkčně shodná, ale konstrukčně

mírně odlišná. Tato druhá varianta by měla přinést především zjednodušení montáže sestavy nového řadicího mechanismu.

Pro ověření řadicích scénářů a pro prezentační účely jsem vyrobil funkční model nového řadicího mechanismu pomocí technologie 3D tisku plastů. Pomocí tohoto modelu jsem zkoumal různé kinematické stavy, které mohou v mechanismu nastat.

V poslední části práce jsem rozpracoval možnosti testování nového řadicího mechanismu v laboratořích na Julisce. Pro tento účel jsem vybral dva zkušební stavy, na kterých by testování bylo možné, ovšem oba mají svá omezení, zejména v rozsahu zátěžných stavů.

Na tuto práci bych rád navázal v průběhu dalšího studia. Hlavním cílem další práce je výroba skutečného prototypu nového řadicího mechanismu a jeho testování. Testování by mělo přinést především validaci návrhových výpočtů parametrů nového řadicího mechanismu a také vyšetření problematiky rázu vzniklého během řazení.

Seznam použité literatury

- [1] **Žák, Dalibor.** Převodovka etwinsterx od GKN zlepší dojezd i dynamiku elektromobilů: autobible.euro.cz. *autobible.euro.cz*. [Online] 14. Zář 2017. [Citace: 26. Leden 2019.] <https://autobible.euro.cz/prevodovka-etwinsterx-od-gkn-zleps-i-dynamiku-elektromobilu/?fbclid=IwAR2jaIjcn8fp6mC1QjsWDmpHJkZAo14DCi65Rdj0EZ0o0VEzFlg h1IVZ6Sg>.
- [2] **redakce Smartcityvpraxi.cz.** Světový rekord v dojezdu elektrobusu: 1 770 km na jedno nabití trakčních baterií: Smartcityvpraxi.cz. *Smartcityvpraxi.cz*. [Online] [Citace: 26. Leden 2019.] http://www.smartcityvpraxi.cz/zajimave_projekty_107.php?fbclid=IwAR2LKulHhaTTD8jXd PPH3qXJ4ZNNko18H_61d5QPvqiDfpprMVvfHyMI83Q.
- [3] Partslink24. [Online] [Citace: 2019. Květen 4.] https://www.partslink24.com/vwag/skoda_parts/image-board.action?catalogMarket=CZ&episType=101&familyKey=90118&illustrationId=11602018&lang=cs&localMarketOnly=true&maingroup=3&modelYear=1995&ordinalNumber=5&partDetailsMarket=CZ&startup=false&mode=K00U0DEXX.
- [4] Partslink24. [Online] [Citace: 5. Květen 2019.] https://www.partslink24.com/vwag/skoda_parts/image-board.action?catalogMarket=CZ&episType=101&familyKey=90118&illustrationId=11534881&lang=cs&localMarketOnly=true&maingroup=3&modelYear=1995&ordinalNumber=5&partDetailsMarket=CZ&startup=false&mode=K00U0DEXX.
- [5] **Autoklub české republiky.** Autocross: Autoklub.cz. *Autoklub.cz*. [Online] 31. Leden 2019. [Citace: 12. Únor 2019.] https://www.autoklub.cz/wp-content/uploads/2019/02/autocross_tehnika_19.pdf.
- [6] **LECHNER, Gisbert; NAUNHEIMER, Harald.** *Automotive Transmissions*. Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1999. ISBN 3-540-65903-X.
- [7] **Hebb, David H.** *Wheels on the road: a history of the automobile from the steam engine to the car of tomorrow*. místo neznámé : Collier Books, 1966.
- [8] **VLK, František.** *Převody motorových vozidel*. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. ISBN 80-239-6463-1.

- [9] **WAZIR, Umesh.** *Manual gearbox synchronizer - an overview.* , Bidholi, 3. Květen 2013, International Journal of Engineering trends in Engineering and Development, Sv. . ISSN 2249-6149.
- [10] **Šimek, Dušan.** *Spojka převodové skříně.* 303222 Česká republika, 18. Duben 2012. technické řešení.
- [11] **Bóka, Gergely; Márialigeti, János; Lovas, László; Trencsényi, Balázs.** Face dog clutch engagement at low. *periodica polytechnica.* Transportation Engineering, 2010, Sv. I, 31.
- [12] **Jasný, Michal.** Návrh nového kompaktního řadicího mechanismu. Praha: České vysoké učení technické v Praze. 2017. *Diplomová práce.*
- [13] Youtube. [Online] Fullboost. [Citace: 20. Leden 2019.] https://www.youtube.com/watch?v=eKDUEYEV_I0&t=123s.
- [14] cnc-macho:aktuality:sequential barrel of subaru r4. *cmc-macho.* [Online] [Citace: 21. Duben 2019.] <http://eng.cnc-macho.com/aktuality/sequential-barrel-of-subaru-r4>.
- [15] **Šimek, Dušan.** *Sekvenční řadicí mechanismus pro mechanickou převodovku, zejména automobilovou.* 14628 Česká republika, 23. Srpen 2004. Užité vzor.
- [16] **Ikeda, Shinji; Masao, Teraoka.** *Transmission and shift control system.* WO2012066740A1 Japonsko, 4. Listopad 2011.
- [17] Seamless gearbox: formula 1-dictionary . *formula 1-dictionary* . [Online] [Citace: 15. Prosinec 2019.] http://www.formula1-dictionary.net/seamless_gearbox.html.
- [18] Kaps transmissions na veletrhu: Kaps. *Kaps.cz.* [Online] [Citace: 21. Leden 2019.] <http://www.kaps.cz/kaps-transmissions-na-veletrhu-aktuality-1318>.
- [19] **Martin, William Wesley; Child, Anthony Joseph.** *Transmission System With Safety Device.* 20080194370 Spojené státy americké, 14. Srpen 2008. Aplikace.
- [20]. **Saggio, Umberto.** Seamless shifting: multibody.net. *multibody.net.* [Online] [Citace: 25. Listopad 2018.] <http://www.multibody.net/teaching/msms/students-projects-2014/seamless-shifting/>.

- [21] **Martin, William Wesley; John, Richard; Thompson, Evan.** *TRANSMISSION LAYOUT.* 20090255357 Spojené státy americké, 15. Říjen 2009. aplikace.
- [22]. **Martin, William Wesley.** *Coupling device and transmission system including the coupling device.* 7886627B2 Spojené státy americké, 21. Červen 2019. aplikace.
- [23] **Řasa, Jaroslav; Švercl, Josef.** *Strojnické tabulky 1 pro školu a praxi.* Praha : Scientia spol. s r. o., pedagogické nakladatelství, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [24] **Stejskal, Vladimír; Borusil, Jaromír; Stejskal, Stanislav.** *MECHANIKA III.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00918-1.
- [25] **Achtenová, Gabriela; Pakosta, Jiří; El Morsy, Mohamed.** *SMOOTHNESS OF MAYBACH DOG CLUTCH SHIFT IN THE AUTOMOTIVE GEARBOX.* *ResearchGate.* 2014.

Seznam obrázků

OBRÁZEK 1 (KINEMATICKÉ SCHÉMA VYBRANÉHO PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ) [ZDROJ: AUTOR]	3
OBRÁZEK 2 (ROZPAD PÁKOVÉHO MECHANISMU) [4]	4
OBRÁZEK 3 (ZÍSKÁNÍ PROFILU DRÁHY KOSICE) [ZDROJ: AUTOR]	6
OBRÁZEK 4 (DRÁHA KOSICE ROZDĚLENA NA ÚSEKY) [ZDROJ: AUTOR]	6
OBRÁZEK 5 (ZÍSKÁNÍ PROFILU DRÁHY HUMPOLEC) [ZDROJ: AUTOR]	7
OBRÁZEK 6 (DRÁHA HUMPOLEC ROZDĚLENA NA ÚSEKY) [ZDROJ: AUTOR]	7
OBRÁZEK 7 (GEOMETRIE DRÁHY PRO SIMULACI STARTOVNÍ ROVINKY) [ZDROJ: AUTOR]	8
OBRÁZEK 8 (ŘAZENÍ POSUVNÝMI KOLY) [8]	14
OBRÁZEK 9 (ŘAZENÍ ZUBOVÝMI SPOJKAMI BEZ SYNCHRONIZACE) [6]	15
OBRÁZEK 10 (JIŠTĚNÁ SYNCHRONIZACE BORG-WAGNER) [8]	16
OBRÁZEK 11 (PRŮBĚH PROCESU SYNCHRONIZACE) [6]	17
OBRÁZEK 12 (LAMELOVÁ SYNCHRONIZACE) [3]	18
OBRÁZEK 13 (SYSTÉM PORSCHÉ) [6]	19
OBRÁZEK 14 (SYNCHRONIZACE S BLOKOVACÍM ČEPEM) [8]	20
OBRÁZEK 15 (TŘECÍ SYNCHRONIZACE) [6]	22
OBRÁZEK 16 (ZÁKLADNÍ ČÁSTI ZUBOVÉ SPOJKY) [10]	24
OBRÁZEK 17 (ROZDĚLENÍ ZUBOVÝCH SPOJEK PODLE ÚHLU BOKU ZUBŮ) [12]	24
OBRÁZEK 18 (ZUBOVÁ SPOJKA Z DRAGSTERU) [13]	25
OBRÁZEK 19 (ZUBOVÁ SPOJKA PODLE PATENTU 303222) [10]	26
OBRÁZEK 20 (PŘÍKLAD KONSTRUKCE ZÁBĚROVÉHO ÚHLU) [ZDROJ: AUTOR]	27
OBRÁZEK 21 (TYPICKÉ PRŮBĚHY POSUNUTÍ ŘADICÍ OBJÍMKY) [11]	28
OBRÁZEK 22 (TYPICKÉ TVARY ČEL ZUBŮ ZUBOVÝCH SPOJEK) [6]	28
OBRÁZEK 23 (ŘADICÍ BUBÍNEK YAMAHA YZF-R6) [ZDROJ: AUTOR]	29
OBRÁZEK 24 (ŘADICÍ BUBÍNEK SUBARU IMPREZA R4) [14]	30
OBRÁZEK 25 (POSTUP ŘAZENÍ) [16]	31
OBRÁZEK 26 (PŘEVODOVKA X-TRACK PRO F1 SE DVĚMA ŘADICÍMI BUBÍNKY) [18]	32
OBRÁZEK 27 (SYSTÉM ZEROSHIFT) [20]	33
OBRÁZEK 28 (ŘADICÍ KÁMEN) [19]	33
OBRÁZEK 29 (PRINCIP FUNKCE SYSTÉMU ZEROSHIFT) [20]	34
OBRÁZEK 30 (ZEROSHIFT SCHÉMA PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ) [21]	35
OBRÁZEK 31 (SYSTÉM ZEROSHIFT S ELEKTROMAGNETICKÝMI AKTUÁTORY) [22]	35
OBRÁZEK 32 (KONCEPT NOVÉHO MECHANISMU) [ZDROJ: AUTOR]	39
OBRÁZEK 33 (SCÉNÁŘ ŘAZENÍ N-1-2) [ZDROJ: AUTOR]	41
OBRÁZEK 34 (SCÉNÁŘ ŘAZENÍ 2-3) [ZDROJ: AUTOR]	42
OBRÁZEK 35 (SCÉNÁŘ PODŘAZENÍ) [ZDROJ: AUTOR]	44
OBRÁZEK 36 (ROZPAD NOVÉHO ŘADICÍHO MECHANISMU) [ZDROJ: AUTOR]	45

OBRÁZEK 37 (ŘEZ HŘÍDELÍ S NOVÝM ŘADICÍM MECHANISMEM) [ZDROJ: AUTOR]	45
OBRÁZEK 38 (ROZMĚRY SMYKOVÝCH PLOCH ŘADICÍCH KAMENŮ PRVNÍHO A TŘETÍHO STUPNĚ) [ZDROJ: AUTOR]	47
OBRÁZEK 39 (ROZMĚRY OZUBŮ VOLNĚ OTOČNÝCH KOL PRVNÍHO A TŘETÍHO STUPNĚ) [ZDROJ: AUTOR]	48
OBRÁZEK 40 (ROZMĚRY PRŮMĚTŮ KONTAKTNÍCH PLOCH OZUBŮ VOLNĚ OTOČNÉHO OZUBENÉHO KOLA PRVNÍHO A TŘETÍHO STUPNĚ) [ZDROJ: AUTOR]	49
OBRÁZEK 41 (POSTUP NÁVRHU PARAMETRŮ MECHANISMU) [ZDROJ: AUTOR]	50
OBRÁZEK 42 (ROZKLAD SIL NA BOKU OZUBU) [ZDROJ: AUTOR]	52
OBRÁZEK 43 (ROVNOVÁHA SIL NA ARETAČNÍ KULIČCE) [ZDROJ: AUTOR]	53
OBRÁZEK 44 (ROZPAD MECHANISMU PRO TESTOVACÍ PŘEVODOVKU VERZE 1) [ZDROJ: AUTOR]	55
OBRÁZEK 45 (ROZPAD MECHANISMU PRO TESTOVACÍ PŘEVODOVKU VERZE 2) [ZDROJ: AUTOR]	56
OBRÁZEK 46 (POROVNÁNÍ VERZÍ MECHANISMU - SCHÉMA) [ZDROJ: AUTOR]	56
OBRÁZEK 47 (POROVNÁNÍ VERZÍ MECHANISMU - ŘEZ) [ZDROJ: AUTOR]	57
OBRÁZEK 48 (ROZPAD CAD MODELU POŽITÉHO PRO TVORBU MODELU 3D TISKEM) [ZDROJ: AUTOR]	58
OBRÁZEK 49 (ŘADICÍ KAMENY ZHOTOVENY 3D TISKEM) [ZDROJ: AUTOR]	58
OBRÁZEK 50 (UNÁŠEČ ZHOTOVENÝ 3D TISKEM) [ZDROJ: AUTOR]	58
OBRÁZEK 51 (SESTAVENÝ MODEL MECHANISMU NA HŘÍDELI PŘEVODOVKY) [ZDROJ: AUTOR]	58
OBRÁZEK 52 (ZKUŠEBNÍ STAV ŘAZENÍ) [ZDROJ: AUTOR]	60
OBRÁZEK 53 (PŘEVODOVKA NA ZKUŠEBNÍM STAVU) [ZDROJ: AUTOR]	61
OBRÁZEK 54 (ŘADICÍ ROBOT)	61
OBRÁZEK 55 (DETAIL ŘADICÍHO ROBOTU – POHYB ŘAZENÍ) [ZDROJ: AUTOR]	61
OBRÁZEK 56 (SCHÉMA ZKUŠEBNÍHO STAVU ŘAZENÍ) [ZDROJ: AUTOR]	62
OBRÁZEK 57 (SCHÉMA UMÍSTĚNÍ ZKOUŠENÉ PŘEVODOVKY NA OTEVŘENÉM ZKUŠEBNÍM STAVU) [ZDROJ: AUTOR]	64

Seznam tabulek

TABULKA 1 (PARAMETRY VYBRANÉHO VOZIDLA PRO SIMULACI JÍZDY)	5
TABULKA 2 (PARAMETRY VYBRANÉHO VOZIDLA PRO SIMULACI JÍZDY)	6
TABULKA 3 (VÝSLEDNÉ ČASY SIMULOVANÝCH PRŮJEZDŮ JEDNOTLIVÝCH DRAH)	9
TABULKA 4 (PARAMETRY PRO VÝPOČET SÍLY NA JEDEN ŘADICÍ KÁMEN)	47
TABULKA 5 (VÝKONOVÉ PARAMETRY DYNAMOMETRŮ)	63

Seznam grafů

GRAF 1 (ZÁVISLOST HNACÍHO MOMENTU NA OTÁČKÁCH) [ZDROJ: AUTOR]	1
GRAF 2 (POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ SIMULACE NA DRÁZE START) [ZDROJ: AUTOR]	9
GRAF 3 (POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ SIMULACE NA DRÁZE KOSICE) [ZDROJ: AUTOR]	10
GRAF 4 (POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ SIMULACE NA DRÁZE HUMPOLEC) [ZDROJ: AUTOR]	11
GRAF 5 (ZÁVISLOST OTÁČEK JEDNOTLIVÝCH VOLNĚ OTOČNÝCH KOL NA OTÁČKÁCH HNANÉ HŘÍDELE) [ZDROJ: AUTOR]	40

Seznam použitých veličin

Veličina	Jednotka	Popis
A_p	[mm ²]	velikost kontaktní plochy
A_{p1}	[mm ²]	velikost kontaktní plochy 1. stupně
A_{p3}	[mm ²]	velikost kontaktní plochy 3. stupně
A_s	[mm ²]	velikost smykové plochy
A_{sk1}	[mm ²]	velikost smykové plochy řadicího kamene 1. stupně
A_{sk3}	[mm ²]	velikost smykové plochy řadicího kamene 3. stupně
A_{so1}	[mm ²]	velikost smykové plochy ozubu 1. stupně
A_{so3}	[mm ²]	velikost smykové plochy ozubu 3. stupně
d	[m]	efektivní průměr
d_c	[m]	roztečný průměr zubové spojky
d_d	[m]	střední průměr ozubů
d_0	[m]	nominální průměr
F	[N]	síla
F_a	[N]	axiální síla
F_{ak}	[N]	axiální síla na řadicím kameni
F_{au}	[N]	normálová síla ve vedení aretační kuličky
F_n	[N]	normálová síla
F_{nk}	[N]	normálová síla mezi aretační kuličkou a řadicím kamenem
F_o	[N]	obvodová síla
F_p	[N]	kontaktní síla
F_{pr}	[N]	síla od pružin
F_{rk}	[N]	radiální složka síly na řadicím kameni
F_{rp}	[N]	síla v pružině aretační kuličky
F_s	[N]	smyková síla
F_{tak}	[N]	axiální složka třecí síly mezi aretační kuličkou a řadicím kamenem
F_{tk}	[N]	třecí síla mezi aretační kuličkou a řadicím kamenem
F_{trk}	[N]	radiální složka třecí síly mezi aretační kuličkou a řadicím kamenem
F_{tu}	[N]	třecí síla ve vedení aretační kuličky
F_x	[N]	síla ve směru osy X
F_{1cicr}	[N]	obvodová síla na jeden řadicí kámen
F_{1cicr1}	[N]	obvodová síla na jeden řadicí kámen pro 1. převodový stupeň
F_{1cicr3}	[N]	obvodová síla na jeden řadicí kámen pro 3. převodový stupeň
i_d	[-]	počet ozubů
i_i	[-]	převodový poměr i-tého převodového stupně
i_j	[-]	j-tý převodový poměr
j	[-]	počet třecích ploch
J_j	[kg m ²]	j-tý moment setrvačnosti
J_{red}	[kg m ²]	redukovaný moment setrvačnosti
k_{dyn}	[-]	koeficient dynamické přírážky
m	[kg]	hmotnost
M_{engmax}	[N m]	maximální moment motoru
M_{ish}	[N m]	moment na vstupní hřídeli
M_k	[N m]	kroučící moment
M_s	[N m]	synchronizační moment
M_{sh}	[N m]	moment na hřídeli
M_{shi}	[N m]	moment na hřídeli pro i-tý převodový stupeň
M_{sh1}	[N m]	moment na hřídeli pro 1. převodový stupeň
M_{sh3}	[N m]	moment na hřídeli pro 3. převodový stupeň
M_z	[N m]	ztrátový moment
n	[min ⁻¹]	otáčky

p	[MPa]	tlak
p_D	[MPa]	dovolený kontaktní tlak
p_1	[MPa]	kontaktní tlak na 1. stupni
p_3	[MPa]	kontaktní tlak na 3. stupni
t	[s]	čas
t_{max}	[s]	maximální čas vysunutí kamenů
x	[m]	dráha ve směru osy X
α	[°]	úhel sklonu třecích ploch
γ	[°]	úhel nastavení plochy aretace
ε	[rad]	obvodová vůle jedné sady kamenů
μ	[-]	součinitel tření
τ_{Ds}	[N mm ⁻²]	dovolené smykové napětí
τ_s	[N mm ⁻²]	smykové napětí
τ_{sk1}	[N mm ⁻²]	smykové napětí na řadicím kameni 1. stupně
τ_{sk3}	[N mm ⁻²]	smykové napětí na řadicím kameni 3. stupně
τ_{so1}	[N mm ⁻²]	smykové napětí na ozubu 1. stupně
τ_{so3}	[N mm ⁻²]	smykové napětí na ozubu 3. stupně
ψ	[°]	úhel sklonu boku řadicího kamene (ozubu)
ω	[rad s ⁻¹]	úhlová rychlost
$\Delta\omega$	[rad s ⁻¹]	rozdíl úhlových rychlostí

Seznam příloh

1. Simulační program pro dráhový diagram – popis
2. Data_vozidlo.xlsx – vstupní soubor simulačního programu
3. Data_draha.xlsx – vstupní soubor simulačního programu
4. Drahovy_diagram.m – skript Matlab pro simulaci
5. Drahovy_diagram_sim.slx – výpočetní model Simulink
6. Tvorba modelu pomocí technologie 3D tisku
7. Navrh_prametru.xlsx – návrhový výpočet parametrů mechanismu
8. 3D CAD model sestavy hřídelí převodovky
9. Výkres sestavy předlohové hřídele
10. Výrobní výkresy prototyp
 - a. Unášec kamenů 3-4
 - b. Řadicí objímka
 - c. Řadicí kámen 3
 - d. Řadicí kámen 4
 - e. Kroužek ozubený 3
 - f. Kroužek ozubený 4
 - g. Řadicí kroužek 3
 - h. Řadicí kroužek 4
 - i. Dorazový kroužek