



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## PŘEVODOVKA PRO ZÁVODNÍ AUTOMOBIL

RACE CAR GEARBOX

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Pykal

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2023

## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Filip Pykal
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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

### Převodovka pro závodní automobil

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro závodní automobily vycházející ze sériové produkce umožňují někdy technická pravidla buď přestavbu původní převodovky, například pouhou změnou stálého převodu, nebo použití nové převodovky konstruované speciálně pro daný závodní automobil. Takovým případem jsou vozidla pro automobilové soutěže kategorie Rally5. Práce by měla obsahovat detailní konstrukční návrhy obou zmíněných přístupů včetně precizního zhodnocení jejich výhod a nevýhod.

#### Cíle diplomové práce:

Stanovení požadavků na převodovku  
Konstrukční návrh přestavby sériové převodovky  
Konstrukční návrh nové závodní převodovky  
Detailní srovnání navržených variant

#### Seznam doporučené literatury:

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (2): Převody. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 155s. ISBN 978-80-87143-12-4.

DIXON, John. Tires, suspension and handling. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1996. 621 s. ISBN 1-56091-831-4.

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá přestavbou sériové převodovky MQ200 v šestistupňové variantě a také návrhem sekvenční pětistupňové převodovky pro kategorii závodních automobilů Rally5. Nejprve byl proveden sken převodové skříně a poté návrh vhodných převodových poměrů upravovaného stálého převodu sériové převodovky. Úprava byla směřována k použití přímého ozubení, avšak neúspěšně. Následně byla navržena nová sekvenční pětistupňová převodovka využívající ozubená kola s přímým ozubením. Všechna ozubená kola byla zkontrolována dle ČSN 01 4686 a následně byla provedena pevnostní kontrola hřídelí, ložisek, drážkovaných spojů a řadicích kamenů

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

převodovka, sekvenční převodovka, přímé ozubení, kontrola ozubení, bezsynchronní převodovka, Rally5

## **ABSTRACT**

This master's thesis deals with modification of the MQ200 gearbox in the six speed version, as well as the designing of a completely new five speed sequential gearbox for racing cars of the category Rally5. First a scan of the original gearbox housing was made and then a calculation of new possible final drive ratios was made. Finding a gear ratio that uses straight cut gears, and suits all given criteria was not successful. After that a completely new five speed sequential gearbox was designed. All gears are straight cut and checked by the norm ČSN 01 4686. Then a controlling calculation for the shafts, bearings, grooving and shifting stones was made.

## **KEYWORDS**

gearbox, sequential gearbox, straight cut gear, gear calculations, non-synchronous gearbox, Rally5

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PYKAL, Filip. *Převodovka pro závodní automobil*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145818>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 25. května 2023

.....

Filip Pykal

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce, Ing. Petru Hejtmánkovi Ph.D. za cenné rady, čas a hlavně za ochotu při častých konzultacích během psaní této práce.

# OBSAH

Úvod.....	9
<b>1 Úprava sériové převodovky.....</b>	<b>10</b>
1.1 Stanovení požadavků.....	10
1.2 Možnosti přestavby vyplívající z požadavků .....	10
1.3 Postup návrhu nového stálého převodu.....	11
1.4 Návrh nového převodového poměru .....	12
1.5 Určení výchozích rozměrů stálého převodu .....	13
1.6 Výpočet ozubení.....	17
1.6.1 Kontrolní výpočet na únavu v dotyku.....	17
1.6.2 Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení ....	18
1.6.3 Kontrolní výpočet na únavu v ohybu.....	19
1.6.4 Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení ....	20
1.7 Navržené soukolí.....	20
<b>2 Konstrukční návrh nové převodovky.....</b>	<b>24</b>
2.1 Základní koncept převodovky .....	24
2.2 Návrh ozubení .....	24
2.2.1 Návrh převodových poměrů.....	24
2.2.2 Kontrolní výpočet ozubení.....	26
2.3 Konstrukční řešení převodovky.....	29
2.3.1 Sestava vstupní hřídele.....	30
2.3.2 Sestava výstupní hřídele.....	31
2.3.3 Realizace řazení .....	36
2.3.4 Zpětný chod.....	42
2.3.5 Stálý převod a diferenciál .....	43
2.3.6 Převodová skříň.....	43
2.4 Kontrolní pevnostní výpočty .....	53
2.4.1 Kontrolní výpočet vstupní hřídele.....	53
2.4.2 Kontrolní výpočet výstupní hřídele.....	55
2.4.3 Kontrolní výpočet ložisek .....	58
2.4.4 Kontrolní výpočet drážkování.....	61
2.4.5 Kontrola řadicích kamenů .....	61
<b>3 Srovnání nově navržené a sériové převodovky .....</b>	<b>63</b>
<b>Závěr .....</b>	<b>64</b>
<b>Použité informační zdroje .....</b>	<b>66</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>68</b>
<b>Seznam příloh.....</b>	<b>71</b>



## ÚVOD

Převodovky jsou neodmyslitelnou součástí všech automobilů se spalovacím motorem. Spalovací motory mají poměrně úzké spektrum, ve kterém podávají využitelné výkony a účelem převodovky je mimo jiné motor udržovat právě v tomto spektru. Závodní automobily však mají zcela rozdílné požadavky na to, v jakém režimu používat motor, než například malá městská vozidla. Proto se i samotné převodovky mohou výrazně lišit od těch používaných v sériových vozidlech.

Závodní kategorie Rally5, pro kterou v této práci bude navrhováno řešení převodovek, je určena pro automobily, které ve velké míře odpovídají sériovým vozidlům. Je však povoleno některé prvky měnit nebo upravovat, jako na příklad součásti na motoru, na zavěšení, na karosérii nebo právě na převodovce.

Směrnice oficiální automobilové federace FIA uvádí mimo jiné tyto pravidla: [1]

Převodovka může zůstat sériová, mohou být provedeny změny na systému mazání, je povoleno měnit stálý převod, jsou povoleny změny na držácích převodovky a je povoleno použít zcela novou převodovku, která však musí splňovat další kritéria. Při použití nové převodovky je povoleno mít maximálně pět rychlostních stupňů a jeden určený pro zpětný chod vozidla. Změny rychlostních stupňů musí být realizovány mechanicky. Mohou se měnit poloosy a podélné hřídele, ale ty také musí splňovat další pravidla.

Tato práce se bude zabývat návrhem úpravy sériové převodovky tak, aby byla cena změny co nejmenší, ale také aby přinesla znatelný účinek na chování vozidla používaného při závodech. Jako výchozí vozidlo bude uvažována Škoda Fabia třetí generace, jelikož tato práce navazuje na koncepční návrh úpravy právě tohoto vozidla pro kategorii Rally5 v rámci jiné diplomové práce [2]. Dále zde bude navržena zcela nová převodovka, kde nebude v popředí požadavek na nejnižší cenu, ale bude kladen důraz na značné zlepšení použitelnosti vozidla v závodech. Hlavním měřítkem bude čas, za který vozidlo ujede danou trať. Nová převodovka taktéž bude uzpůsobena pro použití ve voze Škoda Fabia třetí generace.

# 1 ÚPRAVA SÉRIOVÉ PŘEVODOVKY

## 1.1 STANOVENÍ POŽADAVKŮ

Sériová vozidla v dnešní době používají stále kvalitnější převodovky, než tomu bývalo v dřívějších dobách. Za příčinu můžeme považovat to, že koncoví zákazníci mají stále větší nároky na přesnost řazení. Ale hlavně samotné motorizace dnešních vozidel jsou stále výkonnější, tudíž převodovky musí být odladěny na vyšší hodnoty výkonu a krouticího momentu. To nám napomáhá v tom, že dnešní sériové převodovky lze ponechat beze změny a můžeme je použít v závodech kategorie Rally5, jelikož se zde hojně využívá sériových komponentů napříč celým vozidlem. Avšak určitou úpravou převodovky lze za relativně nízkých finančních nákladů dosáhnout vhodnějších charakteristik pro automobilové soutěže, a tudíž dosáhnout mnohem lepších závodních výsledků.

Sériové převodovky jsou odladěny na křivku výkonu a točivého momentu sériového motoru. Navíc mají odlišné požadavky jako například plynulé odstupňování jednotlivých převodů, nízkou hlučnost a odstupňování tak, aby šlo dosáhnout co nejnižší spotřeby a poměrně vysoké maximální rychlosti. Avšak úpravy motoru v kategorii Rally5, jsou značně omezeny jak pravidly FIA, tak i často rozpočtem závodních týmů, jelikož tato kategorie má představovat vstupní, a tudíž nejméně finančně náročnou kategorii. Proto se výkonové křivky upravených motorů tolik neliší od těch sériových a sériové převodovky dokážou svou roli stále dostatečně dobře plnit.

Závodní převodovky na výše zmíněné požadavky nekladou tak velký důraz, protože například maximální rychlost na většině rychlostních zkoušek nebývá tak vysoká. Taktéž motory, po té co podstoupí určité úpravy, mají jiné výkonové křivky. Upravené převodovky však musí plnit pravidla a předpisy dané federací FIA.

Z pravidel FIA vyplývají tyto požadavky na přestavbu převodovky [1]:

- Maximálně pět převodových stupňů + zpětný chod
- Hliníková skříň převodovky musí být originální, nebo musí mít minimální tloušťku stěny 5,5 mm
- Šířka ozubení musí být minimálně 13 mm
- Koncový převod může být libovolný

Požadavky vyplývající z charakteristik závodů Rally5:

- Dosáhnutí optimálního vyvážení mezi zrychlením a maximální rychlostí pro dosažení co největší průměrné rychlosti
- Zvýšení převodového čísla u všech převodů
- Co nejjednodušší změny s ohledem na cenu přestavby

## 1.2 MOŽNOSTI PŘESTAVBY VYPLÝVAJÍCÍ Z POŽADAVKŮ

Převodovka musí být upravena tak, aby vozidlo dosahovalo co největšího zrychlení, protože rychlostní zkoušky bývají v drtivé většině tratě s krátkými rovinkami a úzkými prudkými zatáčkami, na jejichž výjezdech je nutné co nejrychleji akcelarovat a využít tak již zmíněných krátkých rovinek. Toho lze dosáhnout zvětšením převodového poměru jednotlivých převodových stupňů. K přestavbě by šlo tedy přistupovat úpravou všech převodových stupňů. Potom by se musely upravit veškeré vnitřní součásti převodovky a s největší

pravděpodobností i samotná skříň převodovky. Sice by šlo navrhnout nové součásti lehčí a ušetřit tak poměrně dost na hmotnosti, ale všechny tyto změny a úpravy by byly poměrně složité, a hlavně finančně náročné, čemuž je žádoucí se při přestavbě převodovky vyvarovat.

Jako další možnost se nabízí úprava pouze stálého převodu, kterým se ovlivní celkový převodový poměr pro všechny převody. Zbytek vnitřních součástí převodovky by mohl zůstat stejný, čímž se úprava převodovky výrazně zjednoduší. Vnější tvar skříně by taky měl zůstat stejný, a proto by se nemusely upravovat ani úchyty převodovky na samotném vozidle. Tím, že FIA nepředepisuje žádné předpisy pro stálý převod, se dá poměrně snadno najít jeho vhodný převodový poměr a tím zajistit výrazné zlepšení zrychlení vozidla. Z těchto důvodů byl zvolen přístup změny pouze stálého převodu na sériové převodovce.

Dále existuje více typů ozubení, které je možné použít. Sériová vozidla využívají převody se šikmým ozubením, ale závodní auta většinou využívají převody s přímými zuby. Převody s přímými zuby mají obrovskou výhodu v tom, že nevyvolávají axiální síly v převodovce a právě s tím se pojí další výhody.

1. Není potřeba zajistit hřídele ani ozubená kola samotná vůči axiální síle vyvolané šikmým ozubením. To teoreticky umožňuje použít menší hřídele a obvyklejší radiální ložiska, tím pádem může být převodovka menší a lehčí.
2. Přímé ozubení nemění sílu ze vstupní hřídele na axiální složku, tudíž přeneše větší část vstupního krouticího momentu na výstupní hřídel.
3. Nedochozí k tak velkému tření v axiálním směru, a proto se převodovka tolik nezahřívá. Z toho důvodu lze využít jednoduššího chlazení a mazání převodovky.
4. Ozubená kola s přímým ozubením jsou lehčí a levnější na výrobu a lehčí na montáž.
5. Absence axiální síly snižuje i zatížení okolních součástí a jejich ložisek.

Přímé ozubení má však i své nevýhody v porovnání s ozubením se šikmými zuby. Například u šikmého ozubení dochází k přenosu síly mezi vstupním a výstupním kolem plynuleji, a tudíž je i celkový chod převodovky plynulejší. Ozubená kola se šikmým ozubením mají v záběru více zubů najednou než je tomu v případě kol s přímým ozubením, tudíž teoreticky dokážou přenést větší síly. Hlavním důvodem proč se v sériových vozech používají ozubená kola se šikmým ozubením je ten, že ozubená kola s přímým ozubením jsou extrémně hlučná, což je pro využití v každodenním provozu nepřijatelné.

Většina těchto nevýhod, se však dá v závodním voze zanedbat. Navíc výhoda přímého ozubení ve formě většího množství přeneseného vstupního krouticího momentu a úspory hmotnosti je pro svět motorsportu zásadní. Taktéž snížení zatížení okolních součástí vlivem absence axiální síly je výrazný faktor, proč se v závodních vozech nejčastěji využívají kola s přímým ozubením. Proto se návrh na úpravu koncového převodu provede tak, že bude využito přímého ozubení.

### 1.3 POSTUP NÁVRHU NOVÉHO STÁLÉHO PŘEVODU

Jako první bod je důležité si zjistit jaký převodový poměr zvolit. Jak je uvedeno výše, tak se přestavba týká převodovky pro vůz Škoda Fabia třetí generace, jelikož pro tento vůz byl vypracován koncepční návrh úpravy pro kategorii Rally5 [2] a tato práce na něj navazuje. Tento vůz se v sériové verzi vyrábí mimo jiné s převodovkou MQ200. Převodovka i vůz samotný jsou k dostání ve variantě s pěti nebo šesti rychlostními stupni. Pro úpravu bude uvažována varianta šestistupňová, jelikož více rychlostních stupňů může být při závodech

výhodou. Zároveň se varianta s šesti rychlostními stupni bude více hodit pro motor, který bude mít vyšší výkon a krouticí moment v porovnání se sériovým vozem.

Zvýšení výkonu na motoru je v podstatě nutné, aby vůz byl konkurence schopný. Hodnoty výkonu a krouticího momentu budeme uvažovat 107,4 kW a 259 Nm. Těch bude dosaženo po úpravách mapy pro řídicí jednotku od firmy APR a úpravou dalších komponentů na motoru, jako například mezichladiče stlačeného vzduchu. Tyto hodnoty byly zjištěny v již zmíněné diplomové práci[2], na kterou tato práce navazuje.

Jelikož je cílem přestavbu sériové převodovky udělat co nejlevnější, bude kladen důraz na to, aby bylo možné provést změny pouze na ozubení stálého převodu a ostatní součásti mohly zůstat stejné. Proto je potřeba dodržet původní osovou vzdálenost stálého převodu, tak aby nebylo potřeba měnit skříně převodovky. Z tohoto důvodu bude provedena analýza převodovky MQ200 v provedení s šesti převodovými stupni a bude proveden sken převodové skříně, abychom mohli zjistit přesnou osovou vzdálenost.

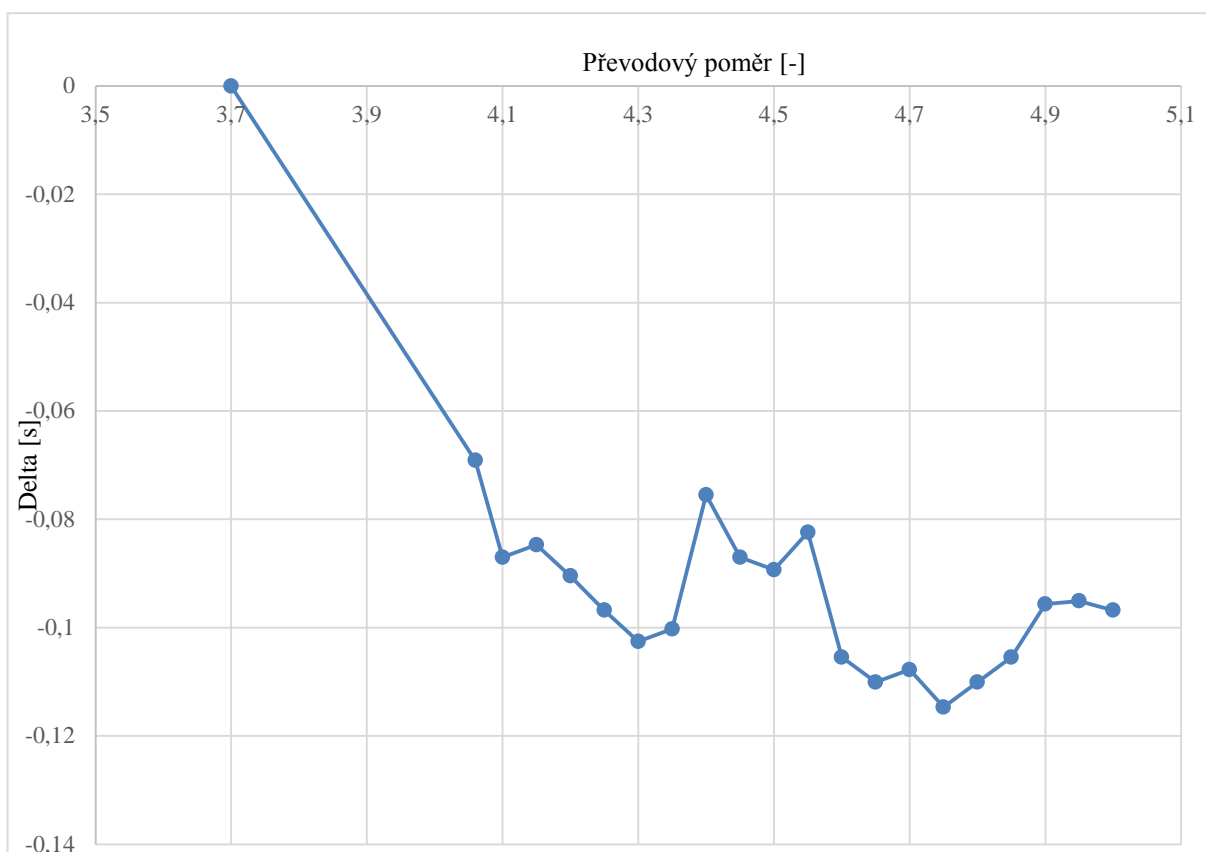
Jako poslední krok bude potřeba zjistit, zda navržené soukolí vyhovuje výše uvedeným požadavkům a i pevnostně. Kontrolní výpočet bude proveden podle normy ČSN 01 4686 [3].

#### 1.4 NÁVRH NOVÉHO PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Pro zjištění vhodného převodového poměru byla využita simulace, která simuluje čas vozidla na fiktivní trati s ohledem na převodové poměry a výkony motoru. Simulace byly provedeny pro více variant převodového poměru stálého převodu a pro zvýšený výkon motoru. Výsledky jsou uvedené v tabulce 1.

Tabulka 1 Výsledky simulace

Stálý převod [-]	Čas [s]	Prům. čas na km [s]	Delta [s]	Zisk na závod [s]		
				100 km	200 km	300 km
<b>3,7</b> (originální 5°)	623,76	35,945	0,000	0,0	0,0	0,0
<b>4,05</b> (originální 6°)	622,56	35,876	-0,069	6,9	13,8	20,7
<b>4,10</b>	622,25	35,858	-0,087	8,7	17,4	26,1
<b>4,15</b>	622,29	35,861	-0,085	8,5	16,9	25,4
<b>4,20</b>	622,19	35,855	-0,090	9,0	18,1	27,1
<b>4,25</b>	622,08	35,849	-0,097	9,7	19,4	29,0
<b>4,30</b>	621,98	35,843	-0,103	10,3	20,5	30,8
<b>4,35</b>	622,02	35,845	-0,100	10,0	20,1	30,1
<b>4,40</b>	622,45	35,870	-0,075	7,5	15,1	22,6
<b>4,45</b>	622,25	35,858	-0,087	8,7	17,4	26,1
<b>4,50</b>	622,21	35,856	-0,089	8,9	17,9	26,8
<b>4,55</b>	622,33	35,863	-0,082	8,2	16,5	24,7
<b>4,60</b>	621,93	35,840	-0,105	10,5	21,1	31,6
<b>4,65</b>	621,85	35,835	<b>-0,110</b>	11,0	22,0	33,0
<b>4,70</b>	621,89	35,838	<b>-0,108</b>	10,8	21,6	32,3
<b>4,75</b>	621,77	35,831	<b>-0,115</b>	11,5	22,9	34,4
<b>4,80</b>	621,85	35,835	<b>-0,110</b>	11,0	22,0	33,0
<b>4,85</b>	621,93	35,840	-0,105	10,5	21,1	31,6
<b>4,90</b>	622,10	35,850	-0,096	9,6	19,1	28,7
<b>4,95</b>	622,11	35,850	-0,095	9,5	19,0	28,5
<b>5,00</b>	622,08	35,849	-0,097	9,7	19,4	29,0



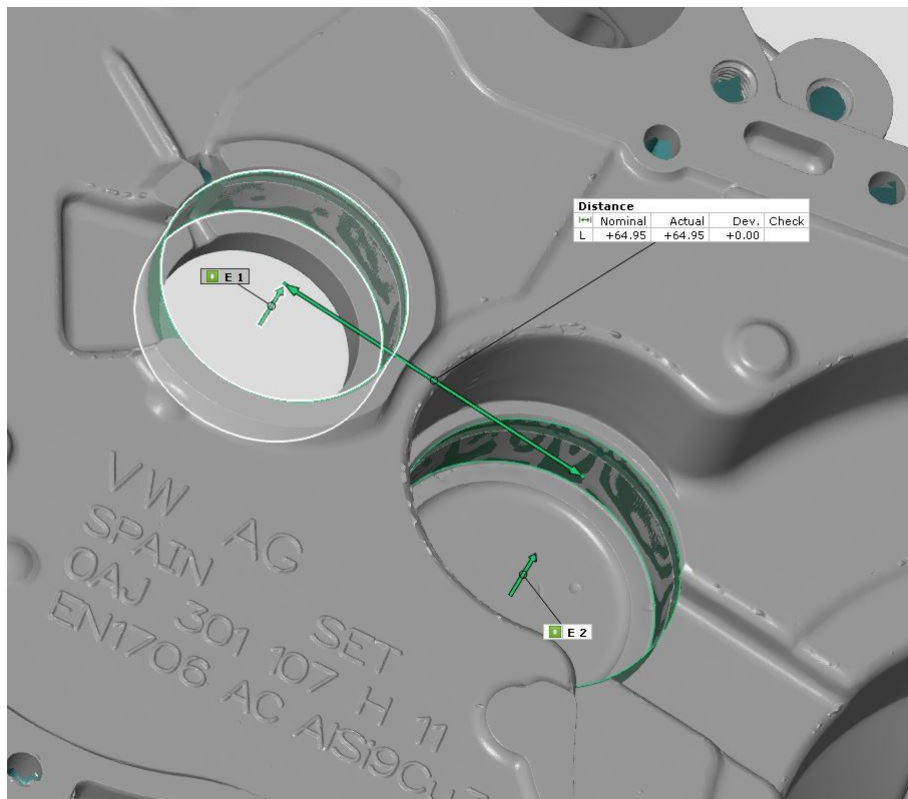
Graf 1 Závislost delta [s] na převodovém poměru

Z tabulky 1 a grafu 1 můžeme pozorovat, jak jednotlivé převodové poměry ovlivňují výsledný čas na simulované trati. Delta [s], znázorňuje časovou úsporu na 1 kilometr trati. Výchozí čas je simulován pro pětistupňovou variantu s originálním stálým převodem. Je vidět, že volba varianty převodovky s šesti rychlostními stupni se jeví jako lepší možnost a zároveň lze najít lepší převodový poměr i pro tuhle variantu a i tento čas ještě zlepšit. Časové úspory nejsou nijak závratné, ovšem při závodech o umístění mnohdy rozhodují i jednotky vteřin, takže každá sebemenší úspora může mít velký vliv. Úpravou převodového poměru však nezískáme pouze časovou výhodu, ale také můžeme dosáhnout toho, že se auto bude lépe ovládat a řidič bude mít za volantem lepší pocit. Ovšem tento aspekt je zcela subjektivní.

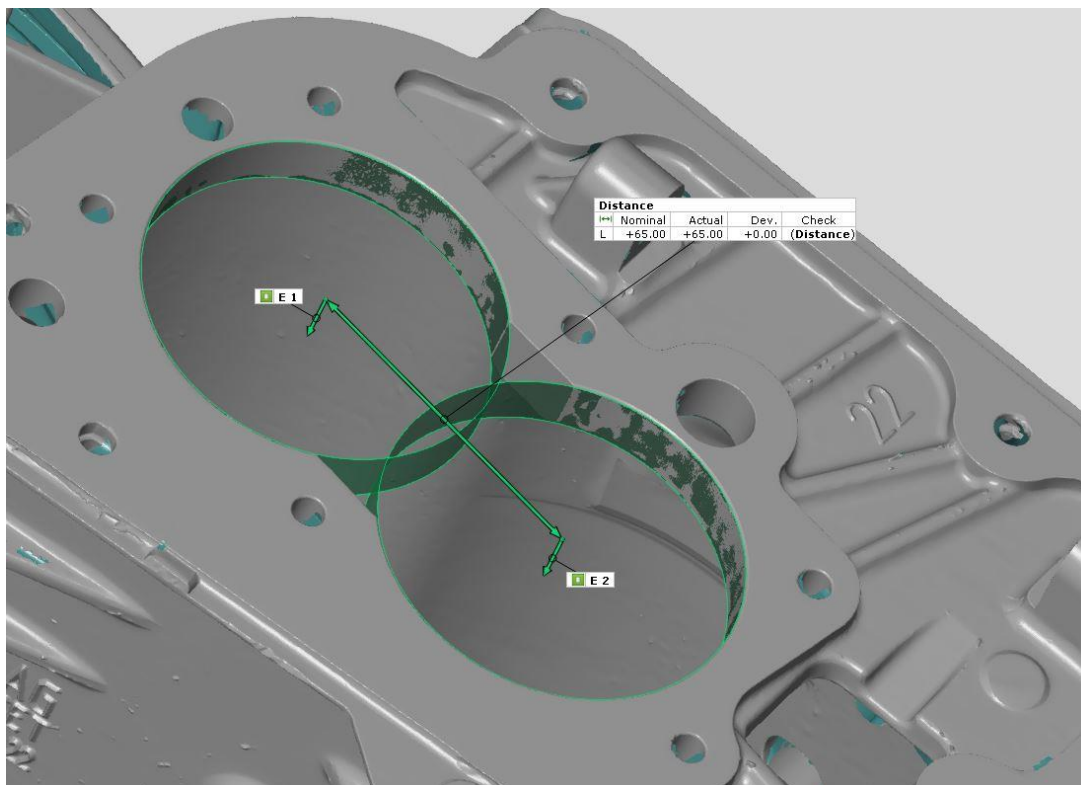
Dále je z tabulky vidět, že největších časových úspor se dosáhne, pokud se nový převodový poměr bude pohybovat v rozmezí od 4,65 do 4,80. Ideální však bude převodový poměr 4,75.

## 1.5 URČENÍ VÝCHOZÍCH ROZMĚRŮ STÁLÉHO PŘEVODU

Jak již bylo zmíněno, je kladen důraz na to, aby šlo nový stálý převod použít s originální převodovou skříní, protože tím se ušetří mnoho dalších výdajů a přestavba se tím hodně zjednoduší. Proto je potřeba zjistit kolik místa je v originální převodovce k dispozici a jaká je přesná osová vzdálenost. Z tohoto důvodu byla provedena odborná rozborka převodovky MQ200 v provedení se šesti rychlostními stupni. Poté byl proveden 3D sken převodové skříně a následně vyhodnocení potřebných rozměrů pomocí softwaru GOMScan, které jsou vidět na obrázku 1 a 2.



Obrázek 1 Osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele



Obrázek 2 Osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele

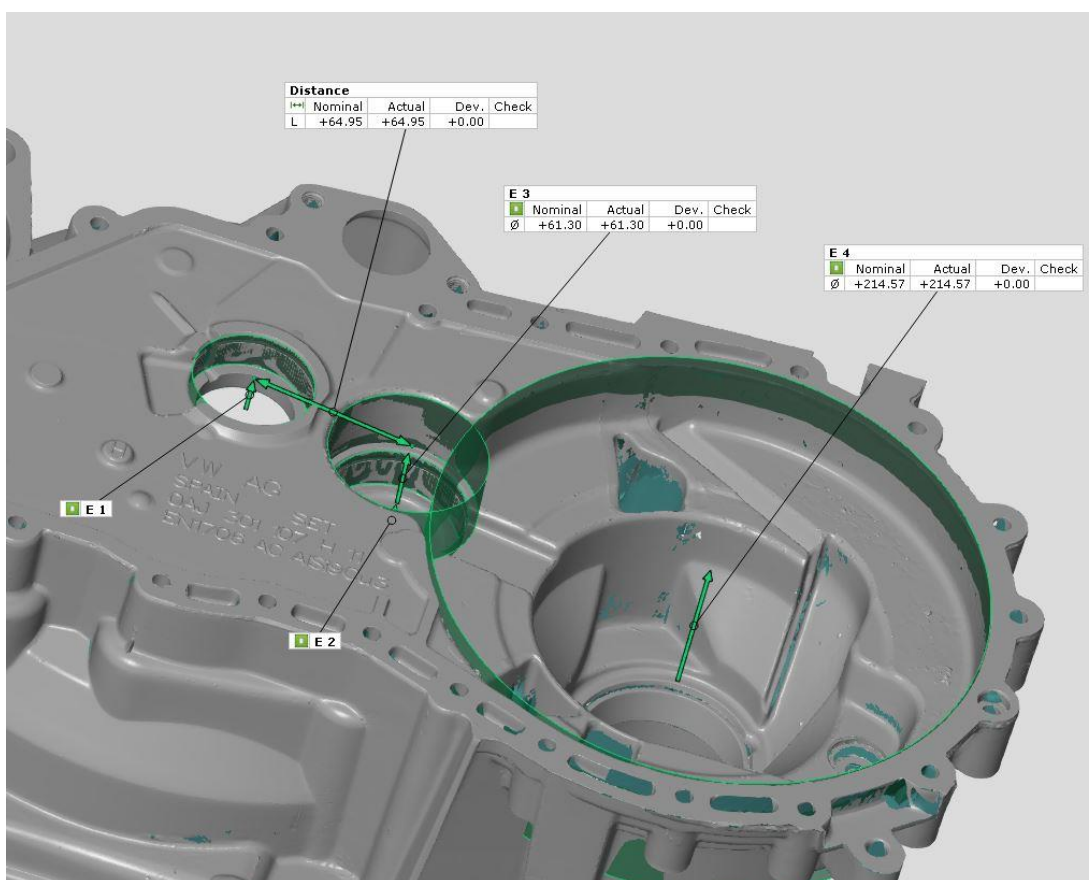
Z obrázků 1 a 2 je vidět, že se výsledné hodnoty vzdáleností vstupní a výstupní hřídele mírně liší. To je dáno tím, že sken není dokonale přesný, jelikož skříň převodovky poměrně dost odráží světlo, což pro skenování není úplně vhodné. Navíc oblast skenování v prvním obrázku byla komplikovaná z toho důvodu, že oba průměry uložení hřídelí byly dost zapadlé a sken v takových oblastech bývá velice často problematický. Taktéž i samotné vyhodnocování má určitou nepřesnost. Vyhodnocené hodnoty však pro dané účely bohatě stačí a budeme uvažovat hodnotu vzdálenosti hřídelí 65 mm.

Na obrázku 3 jsou pak vidět nominální hodnoty průměrů, ve kterých se otáčí pastorek stálého převodu na výstupní hřídeli a hnané kolo stálého převodu na diferenciálu. Od těchto hodnot musí být odečtena určitá hodnota výrobní tolerance převodové skříně i samotných ozubených kol a hodnota minimální vůle, jelikož se ozubená kola v žádném případě nesmí dotknout převodové skříně. Výrobní tolerance převodové skříně se dá stanovit jako  $\pm 0,5$  mm a výrobní tolerance ozubených kol bude  $\pm 0,1$  mm. Hodnota nominální vůle mezi ozubeným kolem a skříní bude 0,1 mm. Maximální průměry pro ozubená kola potom budou:

$$d_{1\max} = 61,3 - 0,5 - 2 \cdot 0,1 = 60,6 \quad (1)$$

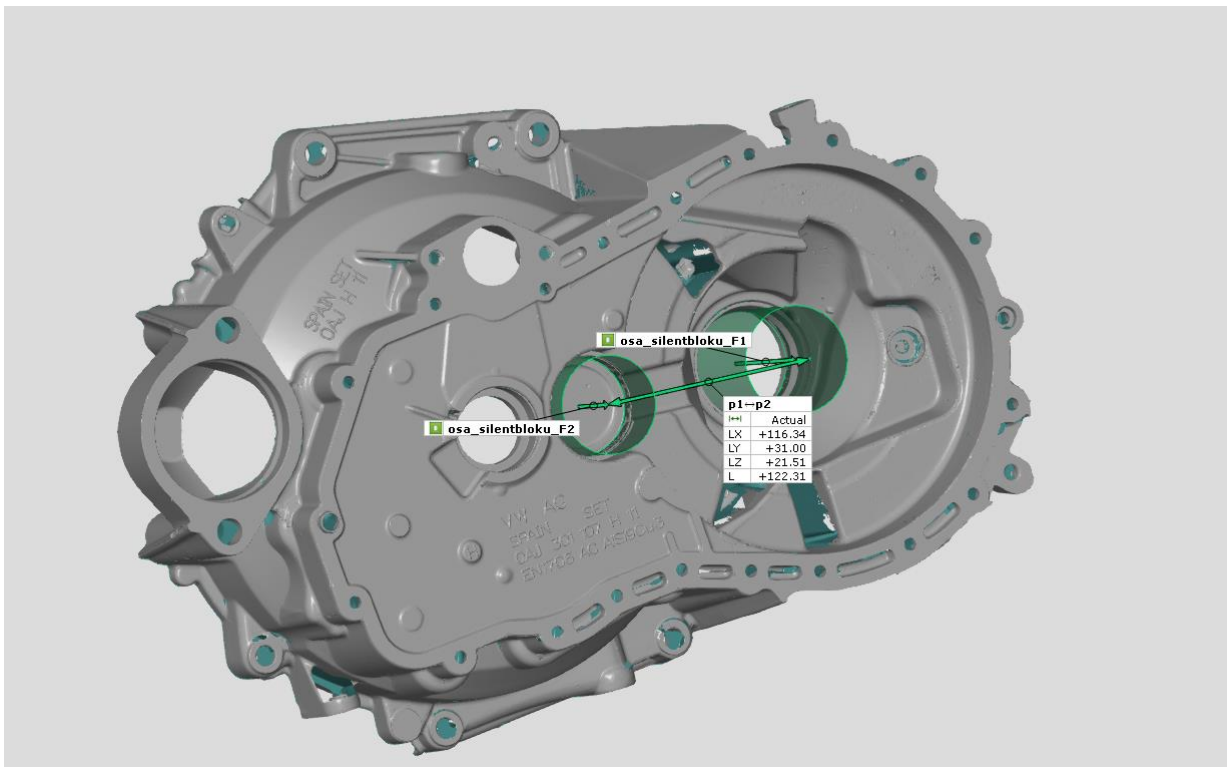
$$d_{2\max} = 214,57 - 0,5 - 2 \cdot 0,1 = 213,87 \quad (2)$$

Tyto hodnoty se nesmí překročit, jelikož by to znamenalo, že by musely být provedeny změny i na převodové skříně, čemuž se chceme vyhnout.



Obrázek 3 Rozměry kolem stálého převodu

Na obrázku 4 je vidět hodnota osové vzdálenosti výstupní hřídele, na které je uchycen pastorek stálého převodu a diferenciálu, jehož vnější ozubení tvoří hnané kolo stálého převodu. Oba průměry byly opět zapadlé a šly naskenovat poměrně obtížně, proto jako vstupní hodnotu osové vzdálenosti budeme uvažovat 122,5 mm místo hodnoty 122,3 mm uvedené na obrázku 4. Tato hodnota musí být dodržena, jelikož i menší hodnota by znamenala nutnou změnu převodové skříně. Průměry, ve kterých se budou otáčet příslušná ozubená kola, však mohou být i menší než jejich uvedená maximální hodnota.



Obrázek 4 Osová vzdálenost výstupní hřídele a diferenciálu

Krajní rozměry navrhovaného soukolí stálého převodu tedy jsou:

Tabulka 2 Vstupní rozměry stálého převodu

Maximální průměr pastorku [mm]	60,6
Maximální průměr kola [mm]	213,87
Osová vzdálenost [mm]	122,5



## 1.6 VÝPOČET OZUBENÍ

Celý následující výpočet je proveden podle normy ČSN 01 4686 [3] [4]. Výpočet kontroluje ozubená kola podle čtyř kritérií:

1. Kontrolní výpočet na únavu v dotyku
2. Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení
3. Kontrolní výpočet na únavu v ohybu
4. Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

Jak bylo zmíněno výše, bude kladen důraz navrhnout ozubení s přímými zuby a s převodovým poměrem v rozmezí od 4,65 do 4,80, jelikož v tomto rozmezí bude dosaženo největšího časového zisku. Zároveň jako vstupní parametr zatížení bude uvažován krouticí moment 259 Nm, kterého bude upravený motor dosahovat po jeho úpravách. Maximální otáčky motoru jsou 6000 ot/min.

Ozubená kola budou vyrobená z oceli ML340 od výrobce Aubert&Duval. Označení oceli je: X23NiCoCrMoAl13-6-3 [5]. Hotový výrobek bude následně nitrocementovaný. Jelikož materiál splňuje materiálové požadavky kategorie ME uvedené v ČSN 01 4686 [3], můžeme určit hodnoty potřebných pevností:

- Mez pevnosti  $R_m = 2200$  [MPa]
- Mez únavy v dotyku  $\delta_{Hlim}^0 = 1600$  [MPa]
- Mez únavy v ohybu  $\delta_{Flimb}^0 = 850$  [MPa]
- Tvrdost povrchu boku zubu dle Vickerse  $V_{HV} = 750$

Protože ozubená kola budou vyhotovena ze stejného materiálu, tak i hodnoty dílčích koeficientů budou pro obě kola shodné. Úhel záběru kol je  $\alpha=20^\circ$ .

### 1.6.1 KONTROLNÍ VÝPOČET NA ÚNAVU V DOTYKU

Při výpočtu namáhání zubu na dotyk je hlavním kritériem Hertzův tlak  $\delta_H$ . Základní vztah pro výpočet únavové bezpečnosti v dotyku je:

$$S_{H12} = \frac{\delta_{Hlim12} \cdot Z_{N12}}{\delta_H} \cdot (Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V) \geq 1 \quad (3)$$

kde  $Z_{N12}$  je součinitel životnosti,  $\delta_H$  je napětí v dotyku,  $Z_L$  je součinitel maziva,  $Z_R$  je výchozí součinitel drsnosti boků zubů a  $Z_V$  je součinitel obvodové rychlosti. Hodnota bezpečnosti musí být vždy větší nebo rovna jedné.  $Z_{N12}$  se pro cementované, nitrocementované a povrchově kalené oceli pohybuje v rozmezí 1 ÷ 1,6, proto byla zvolena hodnota  $Z_{N12} = 1,6$ . Pro ozubená kola vyhotovená odvalovacím způsobem se používá hodnota součinu  $Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = 0,9$ .

Hodnota napětí v dotyku se spočítá dle vztahu:

$$\delta_H = \delta_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \quad (4)$$

Kde  $\delta_{HO}$  je napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů a  $K_H$  je součinitel přidavných zatížení pro výpočet na dotyk.

Součinitel přidavných zatížení se skládá z dalších součinitelů, jako je například součinitel vnějších dynamických sil  $K_A$  nebo součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů  $K_{H\beta}$ . Celkový součin všech dílčích součinitelů potřebných pro výpočet součinitele  $K_H$  dává výsledek:  $K_H=1.778$ .

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů se spočítá ze vztahu:

$$\delta_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_{wh} \cdot d_1} \cdot \frac{U+1}{U}} \quad (5)$$

$Z_E$  je součinitel mechanických vlastností materiálu,  $Z_H$  je součinitel tvaru spoluzabírajících zubů a  $Z_\epsilon$  je součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů.  $F_{tH}$  je směrodatná obvodová síla,  $b_{wh}$  je šířka ozubeného kola,  $d_1$  je roztečný průměr ozubeného kola a  $U$  je převodový poměr.

Směrodatná obvodová síla se spočítá ze vztahu:

$$F_{tH} = \frac{2 \cdot \frac{Z_{10}}{Z_{11}} \cdot M_k}{d_1} \quad (6)$$

kde  $Z_{10}$  je počet zubů na výstupním kole, tedy počet zubů na diferenciálu.  $Z_{11}$  je počet zubů na vstupním kole, tedy na pastorku stálého převodu, který leží na výstupní hřídeli převodovky a  $M_k$  je krouticí moment vystupující z motoru.

### 1.6.2 KONTROLNÍ VÝPOČET NA DOTYK PŘI JEDNORÁZOVÉM PŮSOBENÍ NEJVĚTŠÍHO ZATÍŽENÍ

Aby soukolí bylo vyhovující a odolalo i při jednorázovém působení největšího zatížení a nedošlo tak ke křehkému lomu povrchové vrstvy zubu, musí být splněna podmínka

$$\delta_{H \max} \leq \delta_{HP \max} \quad (7)$$

kde  $\delta_{H \max}$  je největší napětí v dotyku a  $\delta_{HP \max}$  je přípustné napětí v dotyku způsobené největší silou  $F_{t1}$ .

Největší napětí v dotyku se spočítá ze vztahu:

$$\delta_{H \max} = \delta_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_{tH}}} \quad (8)$$

$F_{t1}$  je síla, která vyvolá jednorázové největší napětí v dotyku.

Přípustné napětí se pro cementovaná, nitrocementovaná a povrchově kalená kola počítá jako:

$$\delta_{HP_{\max}} = 4 \cdot V_{HV} \quad (9)$$

Kde  $V_{HV}$  je hodnota tvrdosti boku zubu dle Vickerse a je dána materiálem a jeho zpracováním.

### 1.6.3 KONTROLNÍ VÝPOČET NA ÚNAVU V OHYBU

Pro kontrolní výpočet únavového namáhání zubu na ohyb je kritériem místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu, ze kterého se pak šíří trhlina a vzniká lom zubu. Tento průřez je přibližně určen body dotyku přechodových křivek a jejich tečen svírajících s osou zubu  $30^\circ$ . Při výpočtu podle normy ČSN 01 4686 [3] se zjednodušeně uvažuje působení síly na špičku zubu a její transformace do vnějšího bodu záběru je provedena součinitelem vlivu záběru profilu  $Y_\varepsilon$ .

Základním vztahem pro výpočet únavové bezpečnosti v ohybu je:

$$S_F = \frac{\delta_{F_{\lim b}} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{\delta_F} \geq 1 \quad (10)$$

Ve vzorci 10 je  $Y_N$  součinitel životnosti, který se pohybuje v rozmezí od 1 do 2,5.  $Y_\delta$  je součinitel vrubové citlivosti a  $Y_X$  je součinitel velikosti.  $\delta_F$  je pak výpočtové místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu.  $\delta_F$  se spočítá podle následujícího vztahu:

$$\delta_F = \frac{F_{tF}}{b_{wf} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad (11)$$

kde  $F_{tF}$  je zatěžující ohybová síla,  $m_n$  je normálový modul převodu,  $K_F$  je součinitel přídatných zatížení,  $Y_{FS1}$  je součinitel tvaru a koncentrace napětí,  $Y_\beta$  je součinitel sklonu zubu a  $Y_\varepsilon$  je již výše zmíněný součinitel vlivu záběru profilu. Ten se pro přímé zuby spočítá podle rovnice:

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} \quad (12)$$

kde  $\varepsilon_\alpha$  je součinitel záběru profilu.

Pro určení součinitele životnosti  $Y_N$ , je nutné si určit projektovanou životnost ozubení. Jelikož závody Rallye se vyznačují v drtivé většině krátkými rychlostními zkouškami, které závodní vozy absolvují během pár minut, není potřeba tuto životnost volit extrémně vysokou. Závodní převodovky navíc mívají servisní intervaly zhruba každé dva tisíce kilometrů, jež v závodním tempu auta, v závislosti na charakteristice rychlostních zkoušek, odjedou zhruba za 25 hodin. Avšak při závodech Rallye auta i převodovky trpí značnými rázy a proto je tato projektovaná životnost zvolena 100 hodin.

#### 1.6.4 KONTROLNÍ VÝPOČET NA OHYB PŘI JEDNORÁZOVÉM PŮSOBENÍ NEJVĚTŠÍHO ZATÍŽENÍ

K tomu aby bylo zajištěno, že nedojde ke vzniku počátečních trhlin nebo ke křehkému lomu v patě zubu, nesmí během celé životnosti místní ohybové napětí  $\delta_{Fmax}$  překročit přípustné ohybové napětí v patě zubu  $\delta_{FPmax}$ . Musí tedy platit podmínka:

$$\delta_{Fmax} \leq \delta_{FPmax} \quad (13)$$

Únosnost v ohybu při největším zatížení je také prokázána, pokud je splněna podmínka:

$$S_{FST} = \frac{\delta_{FST}}{\delta_{Fmax}} \cdot \frac{Y_{\delta ST}}{Y'_{\delta ST}} \cdot Y_X \geq 1 \quad (14)$$

Kde  $S_{FST}$  je hodnota bezpečnosti při jednorázovém namáhání na ohyb za působení největšího zatížení,  $\delta_{FST}$  je pevnost v ohybu při největším zatížení,  $Y_{\delta ST}$  je součinitel vrubové citlivosti při jednorázovém působení největšího zatížení a  $Y'_{\delta ST}$  je součinitel vrubové citlivosti zkušební kola při jednorázovém působení největšího zatížení.

Hodnota  $\delta_{FST}$  je pro cementované, nitrocementované a nebo například povrchově kalené oceli rovna 2,5 násobku hodnoty meze únavy v ohybu  $\delta_{Flimb}^0$ . Tedy v našem případě s výše uvedeným materiálem se  $\delta_{FST}$  rovná 2125 [MPa].

#### 1.7 NAVRŽENÉ SOUKOLÍ

Jak již bylo uvedeno, tak je cílem upravit sériovou převodovku tak, aby byla dosažena co největší časová úspora. Zároveň chceme, aby přestavba byla co nejjednodušší a nejlevnější, jelikož závodní kategorie Rally5 je určena především pro amatérské týmy s omezeným rozpočtem. Jelikož změnou stálého převodu se změní celkový převod na vozidle pro všechny zařazené stupně, byl zvolen tento přístup.

Pro zjištění vhodného převodového poměru byla provedena simulace, která již zahrnuje zvýšený výkon a kroutící moment vozidla a ze které rozmezí ideálního převodového poměru pro stálý převod vyšlo 4,65 až 4,80. Navrhované soukolí bude mít zvolený počet zubů na pastorku  $Z_1=15$  a počet zubů na diferenciálu  $Z_2=71$ . Normálový modul ozubení bude  $m=3,5$ . Výsledný převodový poměr je roven hodnotě 4,733 a zjistí se pomocí rovnice:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (15)$$

Kvůli zániku axiálních sil a s tím spojených dalších výhod, bude ozubení navrhováno jako ozubení s přímými zuby.

Materiál ozubených kol bude ocel ML340 od výrobce Aubert&Duval [5], jelikož má velmi vysoké hodnoty pevností a únavových napětí, což je při návrhu nového ozubení potřeba. Dále pak ozubená kola budou nitrocementovaná. Taktéž budou splněny všechny podmínky materiálové kategorie ME ČSN 01 4686 [3].

Pro zvolený materiál, zvolené počty zubů na jednotlivých kolech a další součinitele zvolené podle normy ČSN 01 4686 [3], dostaneme výsledky pro jednotlivé kontrolní výpočty uvedené v tabulce 3.

Tabulka 3 Výsledky bezpečností navrhovaného soukolí

Bezpečnost	Kolo 1(Pastorek)	Kolo2(Diferenciál)
Únavová bezpečnost v dotyku	1,028	2,237
Podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí ( $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$ )	$\delta_{Hmax} = 2965$ [MPa] $\delta_{HPmax} = 3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$	$\delta_{Hmax} = 1363$ [MPa] $\delta_{HPmax} = 3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$
Únavová bezpečnost v ohybu	1,227	1,11
Bezpečnost při jednorázovém největším ohybovém napětí	1,102	1,027

Tabulka 4 Základní rozměry navrhovaného stálého převodu

Stálý převod	Kolo 1 (pastorek)	Kolo 2 (diferenciál)
Modul [-]	3,5	
Počet zubů [-]	15	71
$b_{wh}$ [mm]	45	45
$d$ [mm]	52,5	248,5

Z tabulky 3 je vidět, že všechny hodnoty bezpečnosti pro navržené soukolí jsou větší než 1 a takéž nutná podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí je splněna. Navržené soukolí by tedy bylo funkční.

Problém nastává v momentě, kdy se podíváme na roztečnou vzdálenost ozubení. Ta se spočítá podle rovnice:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (16)$$

Kde  $d_1$  respektive  $d_2$  jsou roztečné průměry jednotlivých kol, které se spočítají podle následujícího vztahu:

$$d = m_n \cdot Z \quad (17)$$

a také jsou vidět v tabulce 4.

V rovnici 17 je  $m_n$  normálový modul ozubení a  $Z$  je počet zubů ozubení. Je tedy vidět, že roztečná vzdálenost je závislá na počtu zubů a normálovém modulu.

Hodnota osová vzdálenosti, která musí být striktně dodržena, jelikož každá odchylka od ní by znamenala nutnou úpravu převodové skříně a s tím spojené další výdaje, je dána sériovou převodovou skříní. Pro zjištění této hodnoty, byl proveden 3D sken převodové skříně a jeho následné vyhodnocení. Z vyhodnoceného 3D skenu bylo zjištěno, že osová vzdálenost mezi pastorkem a diferencíálem je 122,5 mm.

Po dosažení zvoleného modulu nově navrhovaného soukolí ( $m=3,5$ ) a počtu zubů ( $Z_1=15$ ,  $Z_2=71$ ) do rovnice 17 a následném výpočtu rovnice 16, bylo zjištěno, že se osová vzdálenost navrhovaného soukolí rovná 150,5 mm a tedy, že se poměrně dost liší od cílové osově vzdálenosti sériové převodovky. Osová vzdálenost může být pro již zvolené počty zubů a modul změněna pomocí vhodné korekce ozubení. Ani po té se však navrhované soukolí na hodnotu 122,5 mm nedostane, jelikož korekce způsobí poměrně malý rozdíl osově vzdálenosti v porovnání s rozdílem mezi osovou vzdáleností navrhovaného a sériového soukolí.

Změna, která by taktéž mohla mít velký vliv na osovou vzdálenost nově navrhovaného soukolí je změna modulu ozubení. Ale při jakémkoliv zmenšení modulu klesnou hodnoty bezpečností pod minimální dovolené hodnoty, i přes poměrně velkou šířku ozubených kol ( $b_{wh}=45\text{mm}$ ). Tudíž by ozubené soukolí namáhání nevydrželo a převod by byl nefunkční.

Další možností úpravy ozubení s velkým vlivem na výslednou osovou vzdálenost převodu je změna počtů zubů. I zde se musí dbát na to, aby navržené soukolí splnilo všechny minimální hodnoty bezpečností. Ovšem na změně počtů zubů je závislý i výsledný převodový poměr, který se ale musí pohybovat v rozmezí, které je vidět v tabulce 1, jelikož nově navržené soukolí by mělo přinést časovou úsporu na rychlostní zkoušce Rallye v porovnání se sériovou převodovkou. Při snaze dodržet všechna tato kritéria se nepovedlo najít vhodné počty zubů na jednotlivých kolech – buď se převodový poměr pohyboval mimo požadovaný rozsah, nebo osová vzdálenost byla stále moc velká v porovnání s požadovanou vzdáleností 122,5mm.

Samozřejmě lze všechny tyto přístupy kombinovat, tedy lze změnit počet zubů, modul a provést následnou korekci. I zde však byly všechny snahy, najít vhodnou kombinaci, která by vyhovovala všem bezpečnostním kontrolním výpočtům podle normy ČSN 01 4686 [3] a zároveň splňovala požadavek osově vzdálenosti 122,5mm, neúspěšné.

Z těchto výpočtů plyne, že pro zvolený materiál, sériovou převodovou skřín a zvýšený výkon motoru, nelze upravit stálý převod tak, aby byl vyhotoven jako převod s přímým ozubením. Nabízí se možnost najít lepší materiál, ovšem zvolená ocel ML340 se řadí mezi špičku ve svém použití. Jiné materiály, které by namáhání dané zvýšeným krouticím momentem motoru mohly vydržet, by byly extrémně drahé, což je pro závodní týmy v kategorii Rally5 nevyhovující.

Další možností by byla úprava stálého převodu spojená s úpravou převodové skříně, ovšem i zde by se znásobila cena takové přestavby.

Poslední možností jak úpravu realizovat, je pokusit se využít ozubených kol se šikmými zuby. Ta by teoreticky měla být schopna přenést větší zatížení. Avšak šikmé zuby vyvolávají axiální sílu, která se navíc zvětší v porovnání se sériovou převodovkou vlivem zvýšeného výkonu motoru. Sériová převodovka, která má šikmé zuby, by měla vydržet zvýšené zatížení způsobené zvýšeným výkonem motoru, podle specifikace úpravce motoru [6], ovšem při snaze změnit stálý převod, se musí zmenšit pastorek, což vede k dalšímu zvětšení zatěžujících

sil. V tom případě by se kvůli axiální síle nejspíše musela upravit i ložiska, což by vedlo k dalšímu nárůstu ceny přestavby.

Z těchto důvodů se jeví jako nejlepší volba, v závislosti na rozpočtu týmu, ponechat převodovku zcela sériovou, nebo využít zcela nově navrženou převodovku, která by sice stála více peněz, za to by však přinesla mnohem větší výhody.

## 2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH NOVÉ PŘEVODOVKY

### 2.1 ZÁKLADNÍ KONCEPT PŘEVODOVKY

Nově navržená převodovka pro kategorii Rally5 musí splňovat veškerá technická pravidla uvedená ve směrnici FIA [1]. Tyto technická pravidla mimo jiné udávají:

1. Převodovka může být sekvenční nebo klasická přímo řazená
2. Řazení musí být realizováno mechanicky
3. Maximální počet řazených převodů může být 5 a jeden převod zajišťující zpětný chod
4. Minimální tloušťka hliníkové převodové skříně nesmí být menší než 5,5 mm
5. Minimální šířka ozubených kol je 13 mm
6. Koncový převod může být libovolný

Protože při závodech je cílem dosáhnout co nejrychlejšího času přeřazení, bude nově navržená převodovka sekvenční. To znamená, že řidič musí pouze zatáhnout/zatlačit na řadicí páku a tím se mechanicky realizuje samotné přeřazení. Nemusí tedy již přesně volit kulisu daného převodu tak, jak je tomu u konvenčního řazení. To ale znamená, že převodovka nemůže přeskakovat rychlostní stupně, tedy že při podřazení z pátého rychlostního stupně například na třetí, musí řidič přeřadit prvně na čtvrtý a pak až na požadovaný třetí rychlostní stupeň. Tím se eliminuje možnost, že by se řidič při závodě spletl a omylem podřadil z pátého stupně například na první, což by mohlo mít fatální následky pro vozidlo.

Pro další urychlení času přeřazení, bude převodovka bezsynchronní. To znamená, že přeřazení nebude plynulé a bude způsobovat poměrně velké rázy, což nám ale při závodech tolik nevádí. Zároveň to znamená, že řidič musí použít spojku pouze při rozjezdu. Poté stačí, když použije řadicí páku a spojku používat nemusí. Bezsynchronní řazení by mělo způsobit taktéž úsporu hmotnosti v porovnání se synchronní převodovkou. Pro umožnění zařazení požadovaného rychlostního stupně, budou mít ozubená kola na svých čelech unášecí kameny.

Nově navržená převodovka bude pětistupňová. Veškerá ozubená kola budou mít přímé ozubení. Ozubená kola s přímým ozubením, jak již bylo uvedeno, mají mnoho výhod proti ozubení se šikmými zuby. Hlavní z nich je skutečnost, že nevyvolávají axiální sílu. Ozubená kola s přímými zuby jsou na druhou stranu mnohem hlučnější než ozubená kola se šikmými zuby, to se ovšem při závodním použití dá zanedbat.

Převodová skříně bude hliníková a bude využívat přípojovacích rozměrů daných výchozím motorem. Bude také kladen důraz na úsporu hmotnosti celé převodovky, proto bude skříně navrhována co možná nejtenčí s ohledem na tuhost a zároveň tak, aby plnila technická pravidla FIA. Zároveň bude kladen důraz na úsporu hmotnosti ostatních součástí a taktéž na minimalizaci rozměrů převodovky.

Diferenciál bude použit sériový. Bude na něm však změněno vnější ozubení, které spolu s pastorkem na výstupní hřídeli převodovky tvoří stálý převod.

### 2.2 NÁVRH OZUBENÍ

#### 2.2.1 NÁVRH PŘEVODOVÝCH POMĚRŮ

Jako první je potřeba určit počty zubů na vstupních a výstupních kolech jednotlivých převodových stupňů a tím pádem i určit převodové poměry. Zároveň je potřeba si určit převodový poměr pro stálý převod, tak abychom dosáhli co největší časové úspory



v porovnání se sériovou převodovkou. K tomu opět byla využita výše zmíněná simulace a pomocí ní byly odladěny převodové poměry. Z nich byly pak zvoleny požadované počty zubů uvedené v tabulce 5.

Tabulka 5 Navržené počty zubů

	Počet zubů na vstupů Z1	Počet zubů na výstupu Z2	Převodový poměr
1°	13	49	3,77
2°	21	41	1,95
3°	28	36	1,29
4°	35	34	0,97
5°	48	36	0,75
Stálý převod	16	69	4,31

Při použití těchto převodů získáme časovou úsporu, kterou nalezneme v tabulce 6 a tabulce 7.

Tabulka 6 Výsledky v porovnání se sériovou 5° převodovkou

	Čas [s]	Prům. čas na km [s]	Delta [s]	Zisk na závod [s]		
				100 km	200 km	300 km
sériová 5° převodovka	623,76	35,945	0,000	0,0	0,0	0,0
Navrhovaná převodovka	621,79	35,831	<b>-0,114</b>	11,4	22,7	34,1

Tabulka 7 Výsledky v porovnání se 6° sériovou převodovkou

	Čas [s]	Prům. čas na km [s]	Delta [s]	Zisk na závod [s]		
				100 km	200 km	300 km
sériová 6° převodovka	622,56	35,876	0,000	6,9	13,8	20,7
Navrhovaná převodovka	621,79	35,831	<b>0,045</b>	4,5	9,0	13,5

V tabulkách 6 a 7 sloupec delta [s] znázorňuje časový rozdíl na 1 kilometr proti referenční hodnotě, což je v obou případech použití dané varianty sériové převodovky. Je vidět, že časová úspora při použití nově navržených převodů je v porovnání se sériovou šestistupňovou převodovkou menší, než v porovnání s pětistupňovou převodovkou. To je dáno tím, jak již bylo zmíněno výše, že se 6° převodovka na simulační trati jeví jako rychlejší volba. Ovšem ani při srovnání nově navržených převodů s šestistupňovou variantou není časová úspora zanedbatelná, jelikož v závodech Rallye o pořadí často rozhodují i desetiny vteřin. Navíc v

simulaci nebyly zohledněny rychlosti přerazení, tudíž časová úspora by ve skutečnosti měla být ještě větší.

### 2.2.2 KONTROLNÍ VÝPOČET OZUBENÍ

Dalším krokem je nutná pevnostní kontrola všech ozubených převodů. Po provedení kontrolních výpočtů, opět podle normy ČSN 01 4686 [3][4], byly pro navržené hodnoty počtu zubů, modulů a šířek ozubení získány hodnoty bezpečností uvedené v následujících tabulkách. Během výpočtu bylo opět potřeba zvolit celou řadu koeficientů. Všechny odpovídají kritériím normy ČSN 01 4686. Zvolené moduly odpovídají předpisům daných normou ČSN 01 4608 [7]. Zároveň je potřeba zvolit materiál ozubení. Jelikož má velmi vysoké hodnoty dovolených napětí a zároveň splňuje podmínky kategorie ME dle ČSN 01 4686, materiál bude uvažován Ocel ML 340 od výrobce Aubert&Duval [5]. Označení oceli je: X23NiCoCrMoAl13-6-3. Dále pak budou kola nitrocementovaná.

Tabulka 8 Bezpečnosti pro první rychlostní stupeň

1. rychlostní stupeň	Kolo1	Kolo2
Únavová bezpečnost v dotyku	1,013	1,966
Podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí ( $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$ )	$\delta_{Hmax}=2787$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$	$\delta_{Hmax}=1435$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$
Únavová bezpečnost v ohybu	1,051	1,043
Bezpečnost při jednorázovém největším ohybovém napětí	1,163	1,309

Kola prvního stupně mají modul  $m=2,75$  a šířku ozubení  $b_{wh}=22$ mm. Počet zubů na vstupním kole je  $Z_I=13$  a počet zubů na výstupním kole je  $Z_O=49$ .

Tabulka 9 Bezpečnosti pro druhý rychlostní stupeň

2. rychlostní stupeň	Kolo1	Kolo2
Únavová bezpečnost v dotyku	1,421	1,986
Podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí ( $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$ )	$\delta_{Hmax}=1985$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$	$\delta_{Hmax}=1421$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$
Únavová bezpečnost v ohybu	1,57	1,487
Bezpečnost při jednorázovém největším ohybovém napětí	1,856	1,906

Kola druhého stupně mají také modul  $m=2,75$ . Šířka ozubení je  $b_{wh}=20$  mm, počet zubů na vstupním kole je  $Z_I=21$  a počet zubů na výstupním kole je  $Z_O=41$ .

Tabulka 10 Bezpečnosti pro třetí rychlostní stupeň

3. rychlostní stupeň	Kolo1	Kolo2
Únavová bezpečnost v dotyku	1,506	1,708
Podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí ( $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$ )	$\delta_{Hmax}=1874$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$	$\delta_{Hmax}=1653$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$
Únavová bezpečnost v ohybu	1,074	1,153
Bezpečnost při jednorázovém největším ohybovém napětí	1,7	1,851

Třetí rychlostní stupeň má opět modul  $m=2,75$  a šířku ozubení má  $b_{wh}=17$  mm. Počet zubů na vstupním kole je  $Z_I=28$  a na výstupním kole je  $Z_O=36$ .

Tabulka 11 Bezpečnosti pro čtvrtý rychlostní stupeň

4. rychlostní stupeň	Kolo1	Kolo2
Únavová bezpečnost v dotyku	1,593	1,57
Podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí ( $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$ )	$\delta_{Hmax}=1772$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$	$\delta_{Hmax}=1798$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$
Únavová bezpečnost v ohybu	1,489	1,346
Bezpečnost při jednorázovém největším ohybovém napětí	1,965	1,855

Čtvrtý rychlostní stupeň má modul  $m=2$  a šířka obou kol je  $b_{wh}=17$ . Počet zubů na vstupním kole je  $Z_I=35$  a na výstupním kole je  $Z_O=34$ .

Tabulka 12 Bezpečnosti pro pátý rychlostní stupeň

5. rychlostní stupeň	Kolo1	Kolo2
Únavová bezpečnost v dotyku	1,553	1,345
Podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí ( $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$ )	$\delta_{Hmax}=1816$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$	$\delta_{Hmax}=2098$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$
Únavová bezpečnost v ohybu	1,604	1,649
Bezpečnost při jednorázovém největším ohybovém napětí	1,708	1,727

Kola pátého stupně mají modul  $m=2$  a šířku obou kol  $b_{wh}=17$ . Počet zubů na vstupním kole je  $Z_I=48$  a na výstupním kole je  $Z_O=36$ .

Tabulka 13 Bezpečnosti pro ozubení stálého převodu

Stálý převod	Kolo1	Kolo2
Únavová bezpečnost v dotyku	1,091	2,266
Podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí ( $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$ )	$\delta_{Hmax}=2911$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$	$\delta_{Hmax}=1402$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$
Únavová bezpečnost v ohybu	1,284	1,168
Bezpečnost při jednorázovém největším ohybovém napětí	1,061	1,025

Ozubená kola stálého převodu mají modul  $m=3,5$  a šířku ozubení  $b_{wh}=45$ mm. Počet zubů na pastorku (vstupu) je  $Z_I=16$  a na diferenciálu (výstupu) je  $Z_O=69$ .

Tabulka 14 Bezpečnosti pro zpátečku (vstupní kolo a vložené kolo)

Zpátečka (vstup; vložené)	Kolo1	Kolo2
Únavová bezpečnost v dotyku	1,049	1,549
Podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí ( $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$ )	$\delta_{Hmax}=2690$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$	$\delta_{Hmax}=1821$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$
Únavová bezpečnost v ohybu	1,862	1,73
Bezpečnost při jednorázovém největším ohybovém napětí	1,757	1,751

Tabulka 15 Bezpečnosti pro zpátečku (vložené kolo a výstupní kolo)

Zpátečka (vložené; výstup)	Kolo1	Kolo2
Únavová bezpečnost v dotyku	1,639	1,979
Podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí ( $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$ )	$\delta_{Hmax}=1722$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$	$\delta_{Hmax}=1426$ [MPa] $\delta_{HPmax}=3000$ [MPa] $\delta_{Hmax} < \delta_{HPmax}$
Únavová bezpečnost v ohybu	2,499	2,41
Bezpečnost při jednorázovém největším ohybovém napětí	2,64	2,612

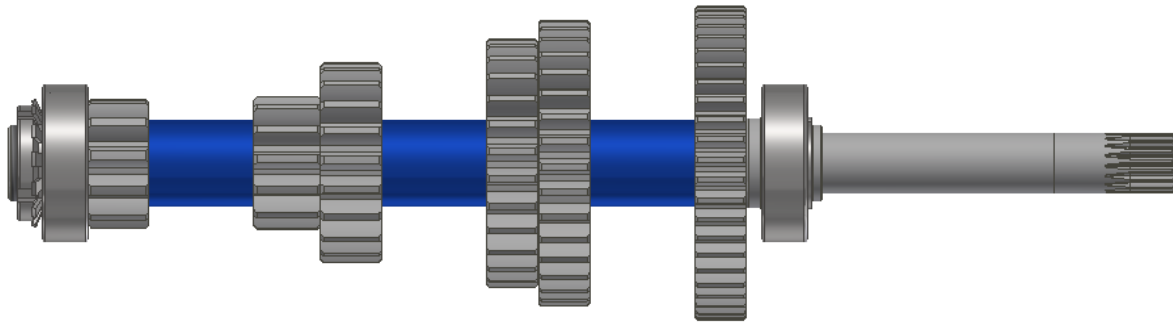
Aby se zajistil zpětný chod, tak je potřeba mezi vstupní a výstupní kolo umístit kolo vložené. Modul zpětného chodu je  $m=3$ , šířka všech tří ozubených kol je  $b_{wh}=20$ . Počet zubů na vstupním kole je  $Z_I=11$ , na vloženém kole  $Z_V=24$  a na výstupním kole  $Z_O=35$ . Celkový převodový poměr je tedy 3,18. Zároveň je zpětný chod navržen pouze na 180 Nm, jelikož je cílem navrhnout kola co nejmenší a nejlehčí. Zpětný chod se při závodech využívá zřídka a většinou je využíván jen pro manipulaci s vozem mimo závodní trať. Proto jej není potřeba navrhovat na plný výkon motoru.

Z tabulek 8 až 15 je vidět, že všechny hodnoty bezpečností, jsou na všech kolech větší než jedna a zároveň je na všech kolech splněna podmínka pro jednorázové největší dotykové napětí. Z toho plyne, že všechna navržená soukolí odolají napětí vyvolané motorem.

### 2.3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŘEVODOVKY

Jak již bylo zmíněno výše, nová převodovka bude navržena jako převodovka pětistupňová, sekvenční a bezsynchronní. To znamená, že není potřeba využívat a navrhovat synchrony a tím se celá konstrukce výrazně zjednoduší. Zároveň tím dojde k úspoře rozměrů. Přenos krouticího momentu z výstupních ozubených kol na výstupní hřídel bude realizován pomocí unášecích kamenů na bocích ozubených kol.

### 2.3.1 SESTAVA VSTUPNÍ HŘÍDELE



Obrázek 5 Sestava vstupní hřídele

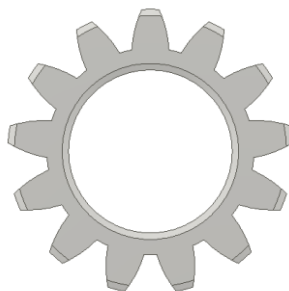
Na vstupní hřídeli, jsou namontována všechna vstupní ozubená kola. Jsou namontována v tomto pořadí zleva: R, 1°, 2°, 3°, 4°, 5°. Ozubená kola jsou na hřídeli nalisována, jsou tedy s hřídelí pevně spojena. Pro zjednodušení montáže jednotlivých ozubených kol a také z technologických důvodů, mají všechna ozubená kola na svém vnitřním průměru sražení. Pro další zjednodušení montáže a zaručení přesné polohy ozubených kol na hřídeli, jsou mezi ozubenými koly namontovány distanční kroužky. Ty mají vnější průměr větší, než je vnější průměr sražení na ozubených kolech. Zajistí se tím to, že kroužky nebudou zatlačeny dovnitř, ale opřou se o boky ozubených kol. Zároveň kroužky mají kvůli úspoře hmotnosti co nejmenší tloušťku stěny, avšak dostatečně velkou na to, aby odolaly působení sil při lisování kol.

Pro zaručení zajištění polohy jednotlivých ozubených kol a ložiska, jsou součásti pojištěny KM maticí a MB podložkou. Hřídel je uložena ve dvou totožných ložiscích od výrobce SKF. Jedná se o ložiska válečková NUP 205 ECML [8]. Ložisko na pravé straně je zajištěno pouze pojistným kroužkem ČSN 02 2930 [9]. Na vstupní hřídeli bude později namontována spojka, která přenáší výstupní krouticí moment z motoru na vstupní hřídel převodovky. Spojka v této práci není blíže řešena, proto se na konci vstupní hřídele nachází pouze normované drážkování, které zajistí přenos krouticího momentu ze spojky na hřídel.

Průměr hřídele, na který se lisují ozubená kola, má rozměr 25 mm. Tento průměr je zvolen jako minimální průměr potřebný k tomu, aby hřídel vydržela přenášené napětí. Zároveň zajišťuje dostatečnou tloušťku materiálu mezi vnitřním otvorem a patou zubu na nejmenším ozubeném kole (kolo pro 1°, viz obrázek 7). Pokud by se však ukázalo, že je tato tloušťka nedostatečná, dala by se hřídel upravit tak, aby byly ozubené kolo a hřídel vyrobené z jednoho kusu. Potom by se muselo odstranit osazení u pravého ložiska a zbývající ozubená kola by se lisovala z druhé strany. Místo osazení by byl využit další distanční kroužek. Vzdálenost mezi ložisky je 236,7 mm. Samotná hřídel je pak vidět na obrázku 6.

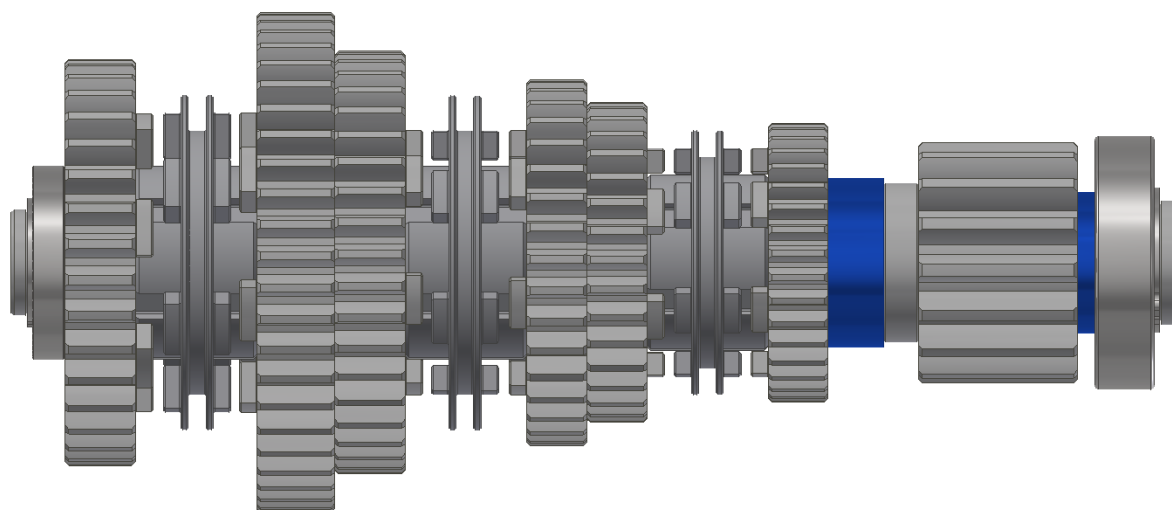


Obrázek 6 Výstupní hřídel



Obrázek 7 Ozubené kolo pro první rychlostní stupeň

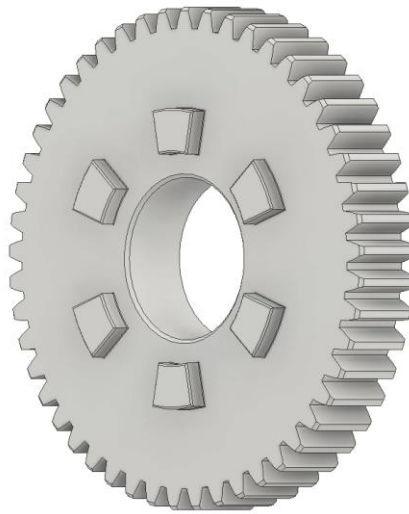
### 2.3.2 SESTAVA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE



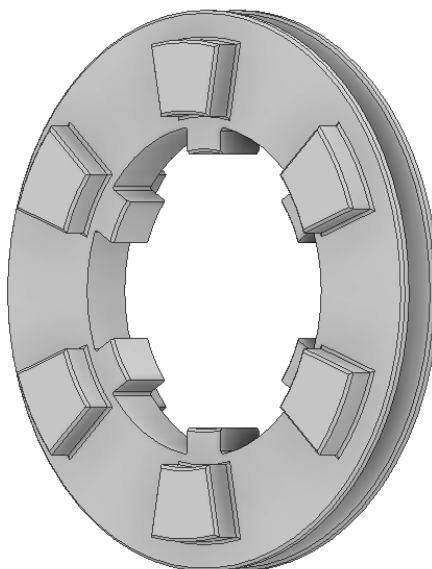
Obrázek 8 Sestava výstupní hřídele

Na výstupní hřídeli jsou namontována všechna výstupní ozubená kola. Musí být uložena ve stejném pořadí a se stejnými rozestupy, jako kola na vstupní hřídeli. Ozubená kola však naopak v porovnání s koly na vstupní hřídeli nesmí být pevně spojena s výstupní hřídelí. Kola totiž musí mít možnost se volně otáčet, jelikož jsou neustále v záběru s koly na vstupní hřídeli a zařazen smí být samozřejmě pouze jeden převod. Proto jsou kola uložena na jehlových ložiscích ČSN 02 4683 [9]. Výjimku tvoří ozubené kolo stálého převodu, jež je uloženo z pravé strany výstupní hřídele. To musí být neustále pevně spojeno s hřídelí, aby přeneslo krouticí moment na diferenciál a dále pak na samotná kola vozidla. Proto je podobně jako kola na vstupní hřídeli nalisováno na výstupní hřídel.

Pro přenos krouticího momentu z výstupního ozubeného kola daného převodového stupně na výstupní hřídel mají ozubená kola na svých bocích řadicí kameny. Ty se opřou o kameny na řadicím unášeči, který přes drážkování přenesne krouticí moment na výstupní hřídel.



Obrázek 9 Ozubené kolo s  
řadicími kameny



Obrázek 10 Unášeč ozubených kol

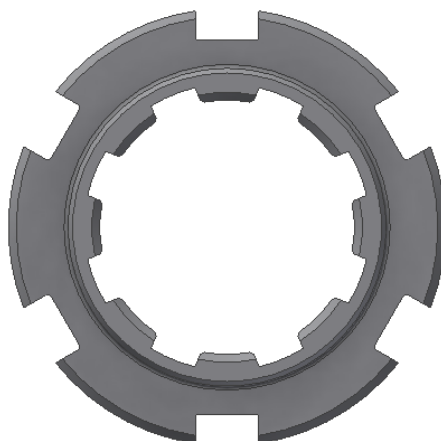
Unášeče ozubených kol mají unášecí kameny po obou stranách, jelikož každý unášeč je určen pro dva rychlostní stupně. Unášeč se proto musí umět posouvat přímočaře vůči výstupní hřídeli. To znamená, že tvarový styk s drážkováním na protikuse, je určen pro přenos krouticího momentu a pro vedení při posuvu po ose hřídele.

Aby byl umožněn přenos krouticího momentu na výstupní hřídel, musí být hřídel drážkovaná. Avšak je potřeba myslet na to, že ozubená kola jsou uložena na jehlových ložiscích. Jehlová ložiska ale nesmí být uložena na drážkovaném průměru, jelikož by byla nefunkční. Zároveň se drážkování z technologického hlediska nesmí nacházet uprostřed délky daného průměru – je potřeba aby drážkování začalo od kraje daného průměru hřídele. Pro vyřešení všech těchto podmínek se dá hřídel navrhnut tak, že ozubené kolo bude s jehlovým ložiskem uloženo na nedrážkovaném průměru. Poté by na hřídeli následovalo osazení, na kterém by bylo drážkování, přes které by unášeč přenášel krouticí moment. Za ním by následoval další

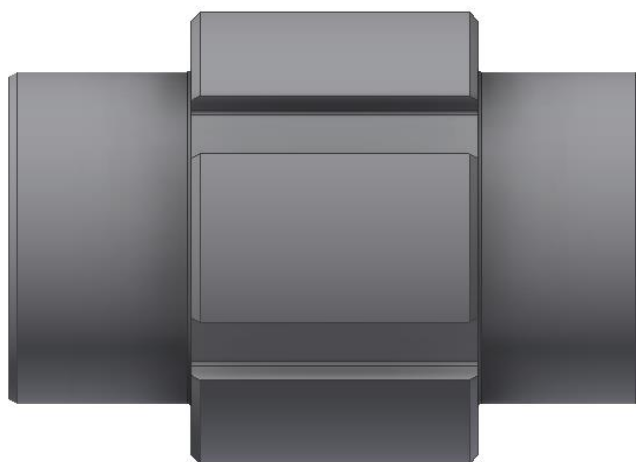


průměr bez drážkování pro další ozubené kolo s ložiskem. Tento průměr by však musel být větší než ten předchozí s drážkováním, abychom na něj mohli nasadit jehlové ložisko. Stejným postupem by se pokračovalo dále pro další ozubená kola a unášče. To by znamenalo, že by průměr pro první ložisko musel být co možná nejmenší a poslední průměr by byl pak poměrně velký. Zároveň existují různá omezení daná výběrem z velikostí ložisek a normovaného drážkování. Toto řešení se tedy nejeví jako ideální a je potřeba navrhnout jiné.

Konstrukční návrh této převodovky využívá hřídel s jedním průměrem pro drážkování po celé potřebné délce. K tomu, aby bylo možné uložit ozubená kola s ložisky, je využit mezičlen, který má vnitřní drážkování pro tvarový styk s hřídelí. Vnější tvar je řešen tak, že má po krajích průměry bez drážkování pro ložiska a mezi nimi je válec s drážkováním, po kterém se pohybuje unášče. Takové mezičleny jsou tedy potřeba tři, jelikož se na každý nasadí dvě ozubená kola daných převodových stupňů s ložisky. Zároveň se tak poměrně snadno mohou vymezit potřebné rozestupy mezi jednotlivými ozubenými koly tak, aby odpovídaly rozestupům kol na vstupní hřídeli.



Obrázek 11 Čelní pohled na mezičlen



Obrázek 12 Boční pohled na mezičlen

Obrázek 13 znázorňuje mezičlen s nasazenými jehlovými ložisky ČSN 02 4683 [9]. Na tyto ložiska by se pak nasadila ozubená kola. Před nasazením jehlových ložisek a ozubených kol je však prvně potřeba nasadit unášec.

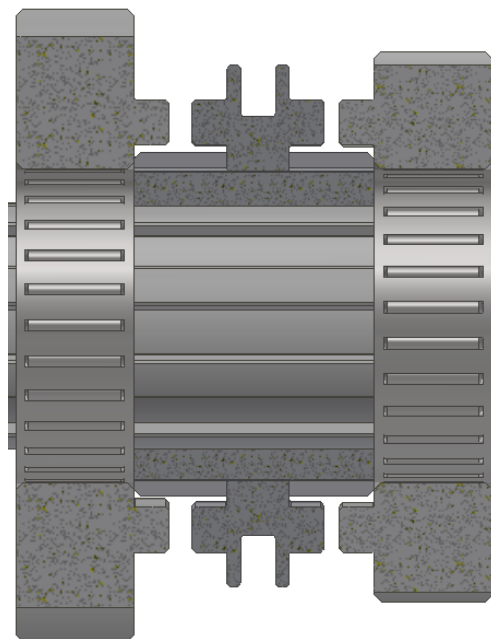


Obrázek 13 Mezičlen s nasazenými ložisky



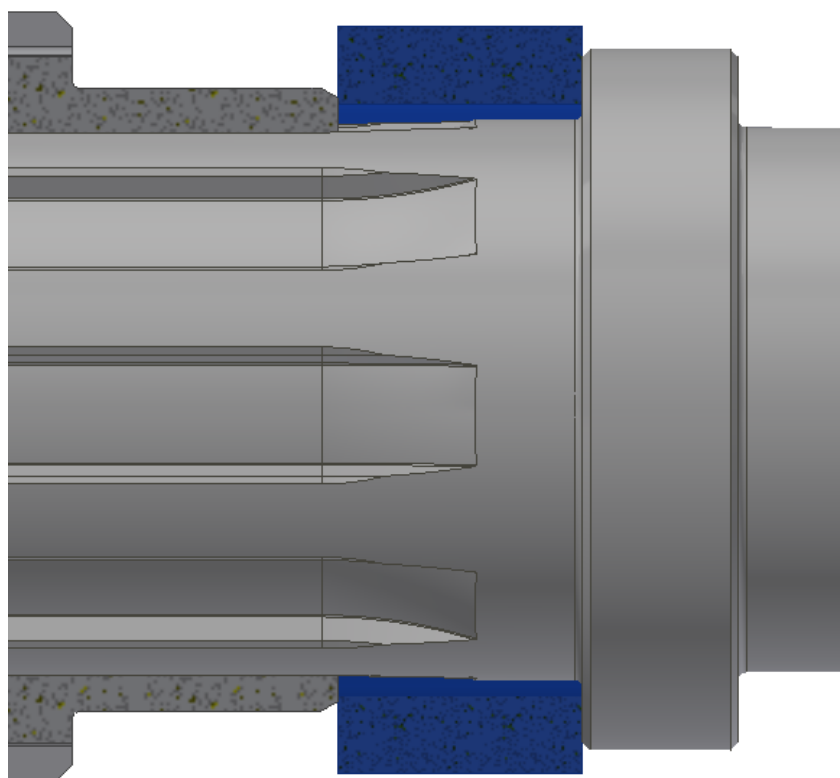
Obrázek 14 Vstupní hřídel

Obrázek 15 znázorňuje pohled na hřídel a řez mezičlenem, na kterém jsou nasazena jehlová ložiska s ozubenými koly (konkrétně 4. a 5. rychlostní stupeň) a taktéž výše popsany unášec.



Obrázek 15 Řez mezičlenem, ozubenými koly a unášecem

Při výrobě drážkování na hřídeli, je v našem případě nevyhnutelné, aby mělo drážkování výběh. Pokud by však došlo k zatlačení mezičlenu pro čtvrtý a pátý rychlostní stupeň do výběhové části drážkování, mohly by vzniknout deformace vnitřního drážkování mezičlenu. Proto je potřeba této skutečnosti předejít a zamezit tak možnosti zatlačení mezičlenu. To je řešeno pomocí distančního kroužku, který se opře o čelo mezičlenu a osazení hřídele, jak je vidět na obrázku 16.



Obrázek 16 Detail řešení výběhové části drážkování

Zároveň je vnější průměr distančního kroužku zvolen tak, že se opře o bok ozubeného kola pátého rychlostního stupně. Zabrání se tím možnosti sesunutí ozubeného kola z jeho jehlového ložiska. V opačném směru je tomu zabráněno osazením na mezičlenu. Ostatní ozubená kola jsou proti axiálnímu posuvu pojištěna v jednom směru taktéž osazením na mezičlenu, na kterém jsou nasazena. V opačném směru se nachází sousední ozubené kolo, které by se v daném směru opět opřelo o osazení.

Jelikož sousední kola mají vždy jiný převodový poměr, mají tak i rozdílné otáčky. Proto je hřídel navržena tak, aby mezi sousedními ozubenými koly, které neleží na stejném mezičlenu, byla vůle 0,1 mm. Sníží se tím taktéž vnitřní tření převodovky. Pokud by došlo k posuvu ozubeného kola směrem k sousednímu, tak nám posuv 0,1 mm z funkčního hlediska nevadí. Zároveň se tento posuv nepředpokládá, jelikož ozubení nevyvolává axiální síly.

Ozubené kolo pro zpětný chod je pak proti případnému axiálnímu posuvu pojištěno pojistným kroužkem ČSN 02 2930 [9].

Celá výstupní hřídel je uložena ve dvou kuličkových ložiscích SKF. Ložisko na levé straně na obrázku 8 je ložisko s označením 16006 [10] s vnitřním průměrem 30 mm a ložisko na pravé straně je ložisko s označením 207 [10] s vnitřním průměrem 35 mm. Vzdálenost mezi ložisky je 305,7 mm.

### 2.3.3 REALIZACE ŘAZENÍ

Jak již bylo uvedeno, tak je převodovka navržena jako sekvenční. To znamená, že řidič volí jednotlivé rychlostní stupně pouze jednoduchým zatlačením nebo zatáhnutím za řadicí páku. To znamená, že zařazené rychlostní stupně se musí v převodovce měnit jinak, než je tomu u konvenční převodovky.

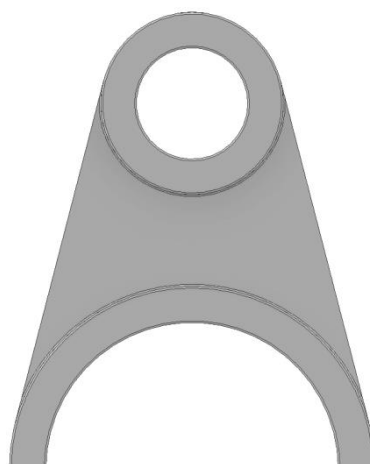
Přeřazení u navrhované převodovky je realizováno natočením volící hřídele, která svůj rotační pohyb přemění na posuvný pohyb řadicích unášečů. Ty se, jak již bylo popsáno, posouvají axiálně vůči výstupní hřídeli, opřou se svými řadicími kameny o řadicí kameny daného ozubeného kola a přes drážkování přenáší krouticí moment na výstupní hřídel. Rotační pohyb volící hřídele po tom, co řidič zatáhne za řadicí páku, bude realizován přes pákový systém a ozubení, jelikož směrnice FIA [1] uvádí, že řazení musí být mechanické.

Pro převedení rotačního pohybu volící hřídele na posuvný pohyb unášečů, má volící hřídel po svém obvodu drážky. Vhodným navržením geometrie těchto drážek se určí, kdy bude zařazen určitý převodový stupeň v závislosti na natočení volící hřídele.



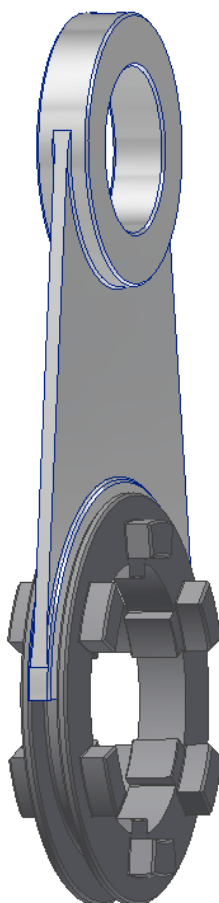
Obrázek 17 Volící hřídel

Abychom však dosáhli posunutí unášeče, je potřeba jej určitým způsobem spojit s volící hřídelí. K tomu je využita takzvaná řadicí vidlička. Ta se zasune mezi boky osazení unášeče a svými boky pak bude unášeč posouvat. Na svém opačném konci bude vidlička nasunuta na volící hřídel.



Obrázek 18 Řadící vidlička

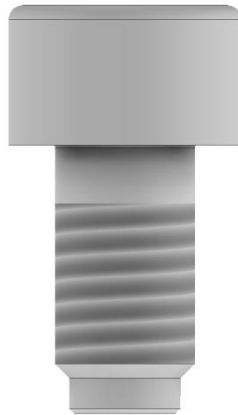
Obrázek 19 znázorňuje sestavu, kde je vidlička zasunuta mezi dvě osazení unášeče. Vidlička je navržena tak, aby v unášeči byla vložena s mírnými vůlemi, z důvodu snížení vnitřního tření převodovky. Zároveň však tyto vůle nejsou moc velké, aby řazení bylo přesné.



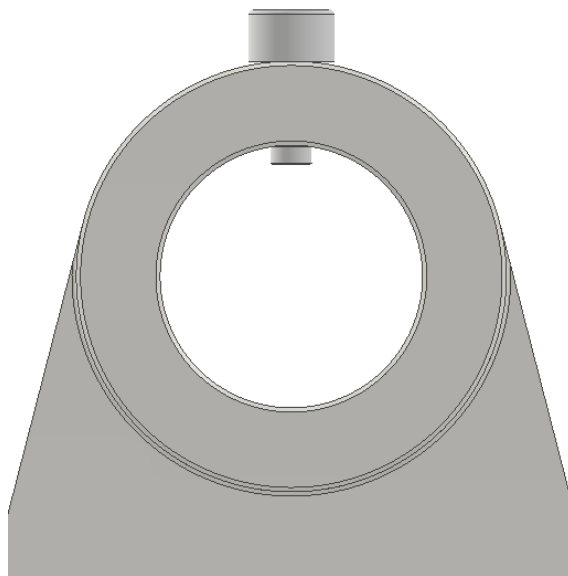
Obrázek 19 Sestavení vidličky a unášeče

K tomu, aby řadící vidlička vykonávala posuvný pohyb, má ve svém horním oku, které se nasune na volící hřídel, díru se závitem. Do té se zašroubuje čep, který svou délkou bude

zasahovat do otvoru oka, jak je vidět na obrázku 21. Čep má na svém konci hladkou válcovou část, kterou se bude pohybovat v drážkách volící hřídele. Při natáčení volící hřídele bude čep kopírovat dráhu drážky.



Obrázek 20 Čep řadící vidličky



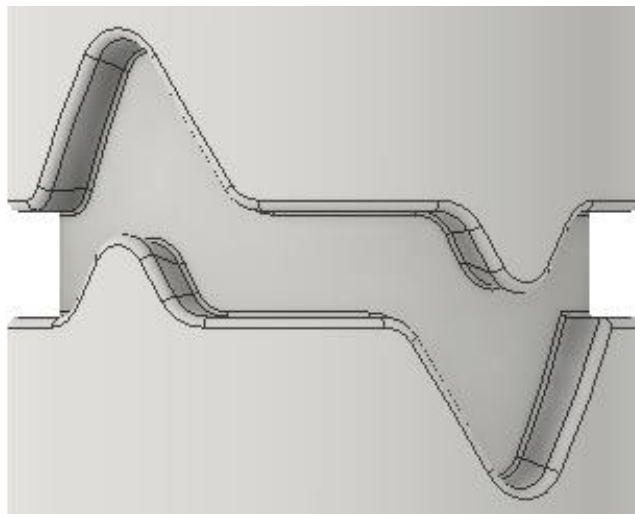
Obrázek 21 Čep zašroubovaný v oku vidličky

Drážky na volící hřídeli tedy musí být navrženy tak, aby zajistili pohyb unášečů k jednotlivým ozubeným kolům. Zároveň však nesmí dojít k tomu, že by byly zařazeny dva rychlostní stupně zároveň, jelikož by to mělo fatální následky pro převodovku.

Pro navržení drážek je prvně potřeba si určit rozmezí natočení volící hřídele. Pro zrychlení času přeřazení je dobré toto rozmezí zvolit co nejmenší, zároveň by však výroba takových drážek byla komplikovaná. Z těchto důvodů je rozmezí natočení volící hřídele zvolen na  $280^\circ$ . Jelikož je potřeba zajistit sedm poloh zařazení (první až pátý rychlostní stupeň, zpětný chod a neutrál), jednotlivé polohy vůči sobě tedy budou posunuty na volící hřídeli o úhel  $40^\circ$ .

Každý unášeč je využit pro dva převodové stupně, proto má převodovka tři unášeče, a proto musí mít volící hřídel tři drážky. Poloha neutrálu bude umístěna na drážce, která zajišťuje

polohu prvního rychlostního stupně a zpětného chodu. Proto se svým tvarem bude mírně lišit od ostatních dvou drážek určené pro zbývající rychlostní stupně. Hloubka drážek je zvolena dostatečně velká, tak aby nedocházelo k jejich nadbytečnému vydírání.



Obrázek 22 Drážka pro zpětný chod, neutrál a první rychlostní stupeň

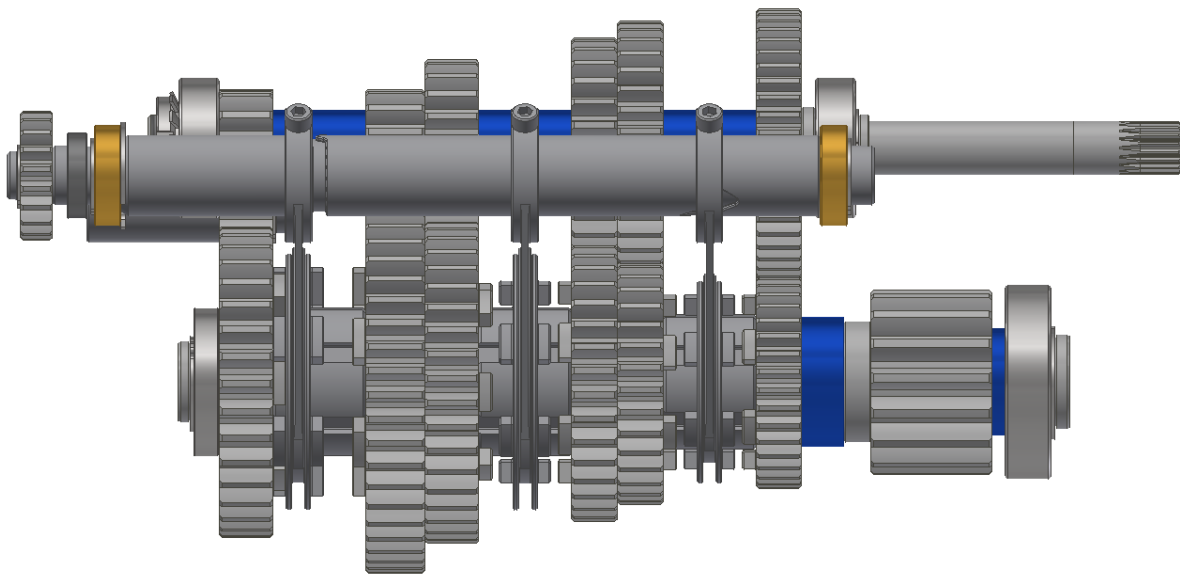


Obrázek 23 Drážky pro zbývající rychlostní stupně

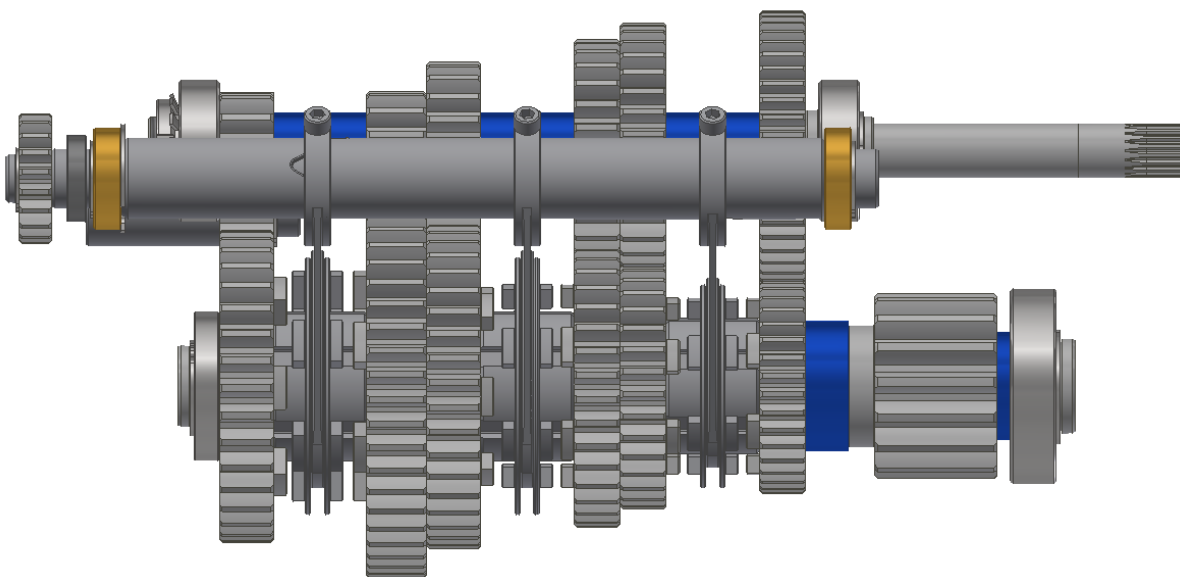
Jak je vidět z obrázků 22, má drážka mezi svými vrcholy rovnou část. Ta je určena po zajištění polohy neutrálu. Pořadí zařazených převodových stupňů je tedy R, N, 1°, 2°, 3°, 4°, 5°. Horní drážka na obrázku 23 je určena pro zařazení druhého a třetího rychlostního stupně. Má totožný tvar jako drážka ovládající čtvrtý a pátý rychlostní stupeň, jen jsou vůči sobě pootočené o úhel 80°.

Jednotlivé vrcholy v drážkách jsou určeny pro polohu daných rychlostních stupňů. Tím, že čep řadící vidličky bude kopírovat danou trajektorii, dojde k axiálnímu posuvu dané vidličky a daného unášeče. Tím dojde k zařazení zvoleného převodového stupně.

Vrcholy tedy musí mít danou výšku tak, aby byl axiální posuv dostačující a řadící kameny na unášeči zapadly mezi řadící kameny ozubeného kola úplně, a ne jen částečně. Vybrané zařazené rychlostní stupně v sestavě pak znázorňují následující obrázky.



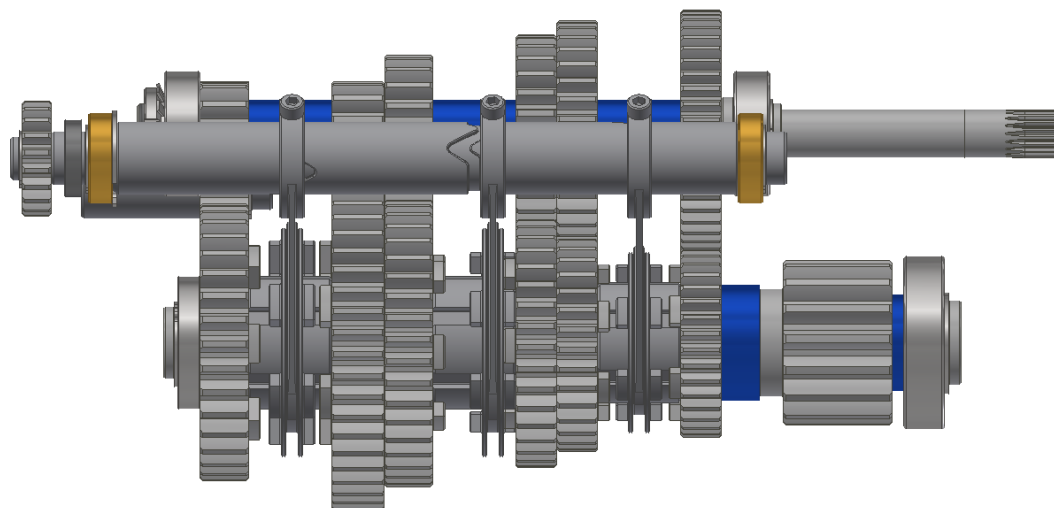
Obrázek 24 Zařazená zpátečka



Obrázek 25 Zařazený neutrál

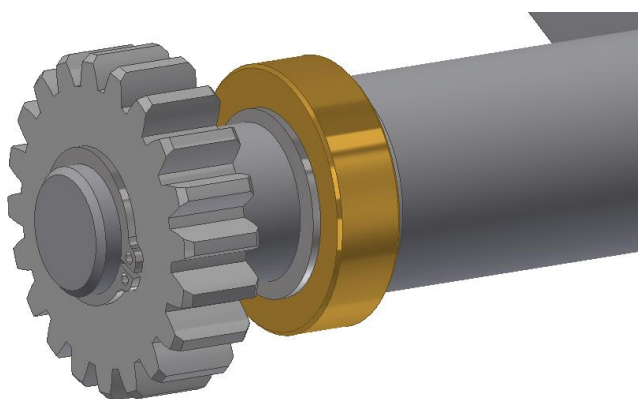


Na obrázku 25 je vidět že všechny unášeče jsou mezi danými ozubenými koly uprostřed. To znamená, že žádné z řadících kamenů nejsou v kontaktu s unášeči a tedy, že se všechna ozubená kola točí volně na svých jehlových ložiscích. Zároveň jsou vidět vůle mezi unášeči a kameny ozubených kol. O tuto vůli spolu s výškou řadících kamenů se pak unášeče musí posouvat v axiálním směru, aby došlo k zařazení některého z převodových stupňů.



Obrázek 26 Zařazený třetí rychlostní stupeň

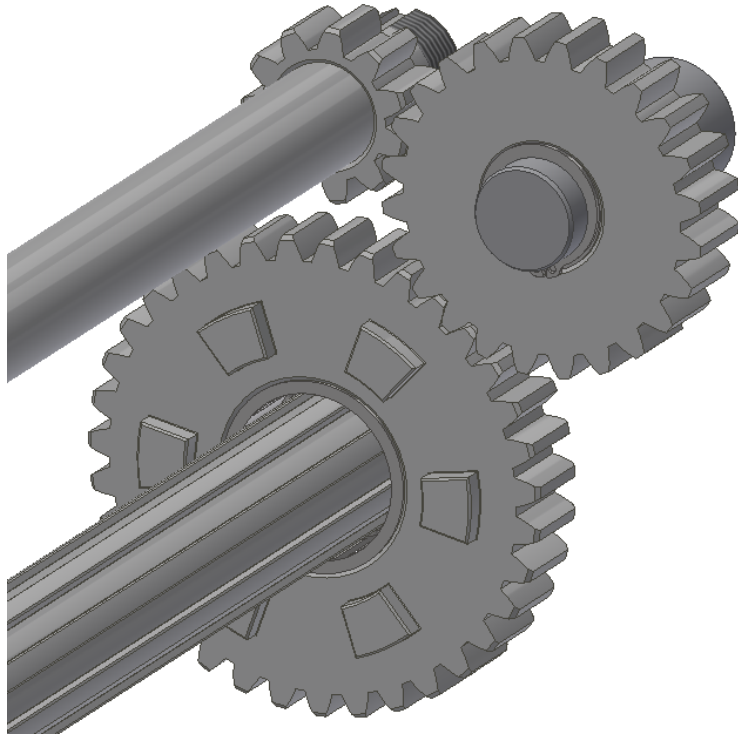
Jelikož volící hřídel, bude rotovat pouze v omezeném rozpětí úhlů, bude dostačující uložení v kluzných ložiscích. Ta budou vyhotovena z mosazi, jelikož má mosaz velice dobré kluzné vlastnosti. Na levém konci bude umístěno ozubené kolo, přes které se bude ovládat natočení hřídele v závislosti na ovládní páky řidičem.



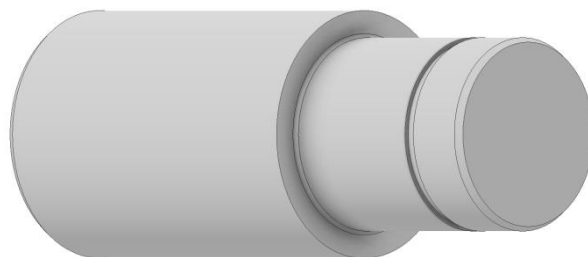
Obrázek 27 Ozubené kolo volící hřídele

### 2.3.4 ZPĚTNÝ CHOD

K tomu, aby se výstupní hřídel pohybovala v opačném směru a tím došlo k zajištění zpětného chodu vozidla, je potřeba mezi vstupní a výstupní ozubená kola vložit kolo vložené. To je uloženo na své vlastní hřídeli, která je později nalisována do převodové skříně. Vložené ozubené kolo tedy musí mít možnost se na hřídeli volně protáčet, a proto je stejně jako ozubená kola na výstupní hřídeli, uloženo na jehlovém ložisku ČSN 02 4683 [9].



Obrázek 28 Zpětný chod

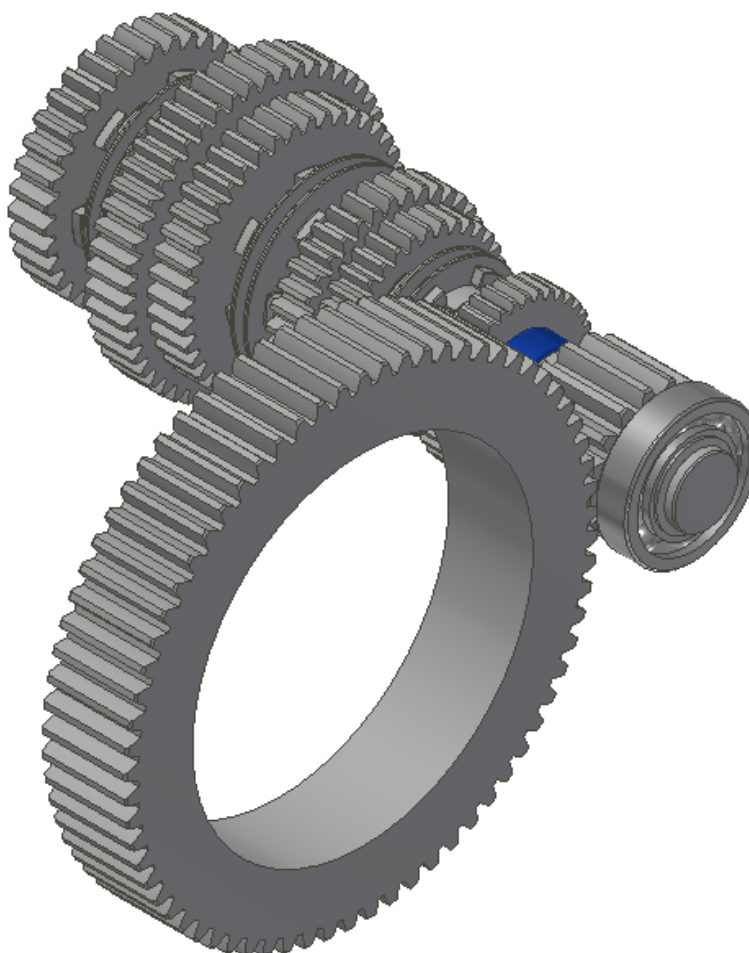


Obrázek 29 Hřídel vloženého kola

Větší z průměrů hřídele vloženého kola je volen tak, aby byl dostatečně velký a byl vhodný pro zalisování do převodové skříně.

### 2.3.5 STÁLÝ PŘEVOD A DIFERENCIÁL

Pastorek stálého převodu, který je nalisovaný na výstupní hřídeli, je v neustálém záběru s ozubeným kolem, který je pevně spojen s diferenciálem. Diferenciál pak rozděluje výstupní krouticí moment vystupující z převodovky na samotná kola vozidla. Návrh diferenciálu přesahuje rozsah zadání této diplomové práce, a proto v této práci není blíže rozebírán. Diferenciál by se mohl navrhnout nový nebo by se dal použít sériový. Ozubené kolo nově navrženého stálého převodu je větší než ozubené kolo sériového diferenciálu, proto by sériový diferenciál mohl být použit bez potíží. I skříň převodovky je nachystána pro použití sériového i upraveného diferenciálu.

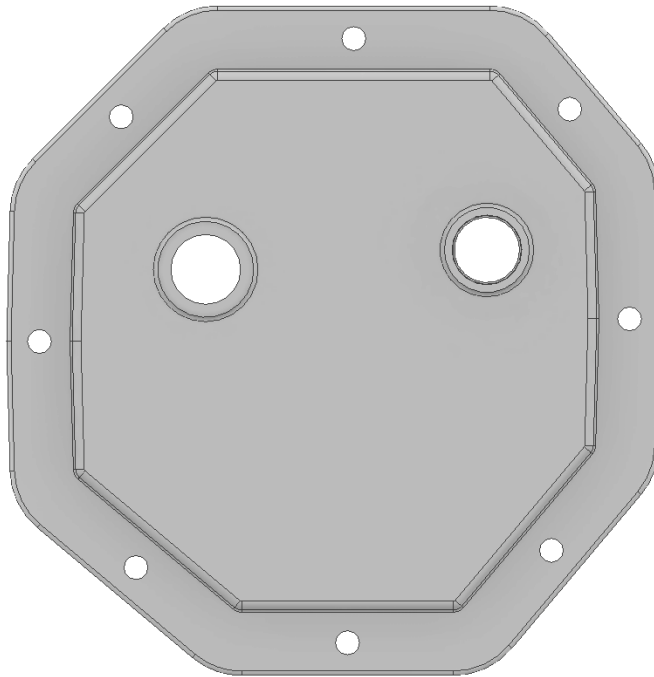


Obrázek 30 Sálý převod

### 2.3.6 PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ

Převodová skříň je navržena tak, aby vyhovovala předpisům FIA. To znamená, že minimální tloušťka převodové skříně je větší než 5,5 mm. Zároveň však byla navržena tak, aby nebyla zbytečně těžká. Skládá se celkem ze tří částí z důvodu co nejjednodušší výroby a montážních postupů celé převodovky. Všechny tři části převodové skříně budou vyrobeny z hliníku.

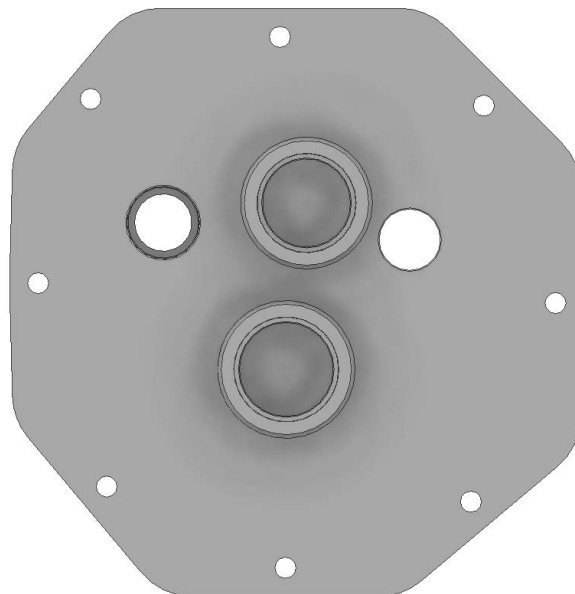
První částí je levé víko. V něm jsou uloženy vstupní a výstupní hřídel převodovky a volicí hřídel určená pro řazení rychlostních stupňů. Zároveň je v této součásti zalisována hřídel pro vložené ozubené kolo zpětného chodu.



Obrázek 31 Vnější strana víka

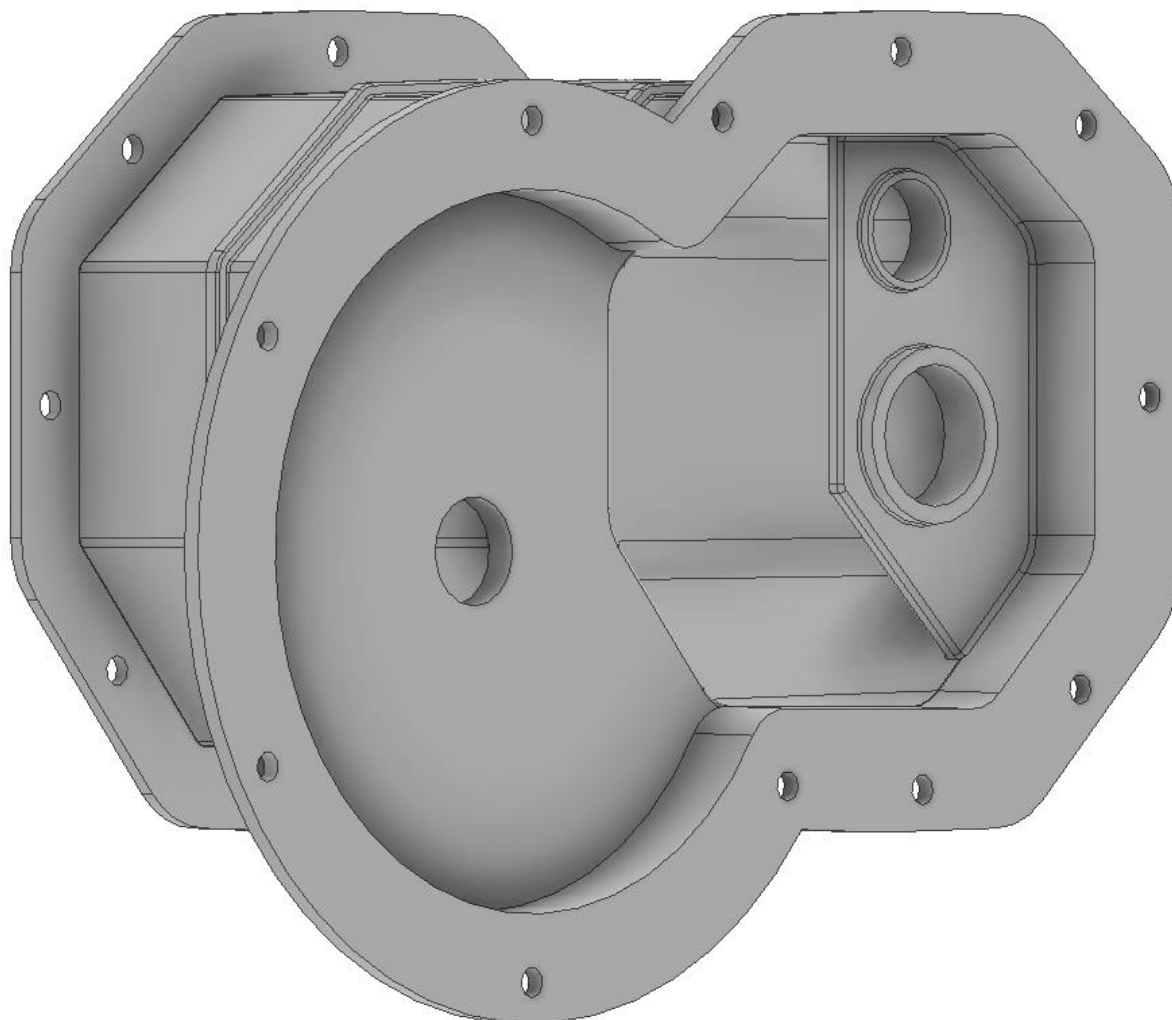
Jak je vidět z obrázků 31, tak má víko dva otvory, které samozřejmě musí být utěsněné. Levý otvor je určený pro zalisování hřídele pro zpětný chod a pravý otvor slouží k výstupu volící hřídele, na jejímž konci je ozubené kolo pro ovládání řazení.

V nálitcích, které jsou vidět na obrázku 32, jsou pak uloženy vstupní a výstupní hřídele.



Obrázek 32 Vnitřní strana víka

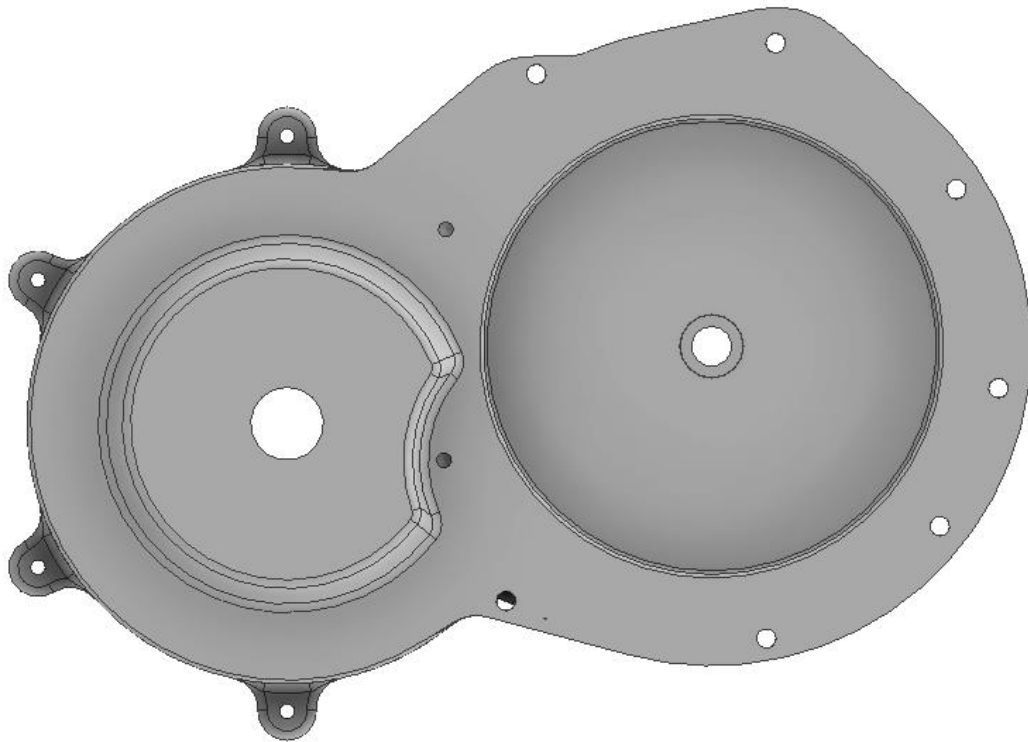
V prostřední části převodové skříně je uložena pouze vstupní hřídel a volící hřídel. Na této části jsou patrné úkosy, které jsou nutné při výrobě a slouží k tomu, aby se daly snadno vytáhnout jádra využívaná při odlévání. Úkosy musí být na všech třech částech skříně, jelikož se všechny části budou vyrábět odléváním. Zároveň všechny hrany musí být zaoblené.



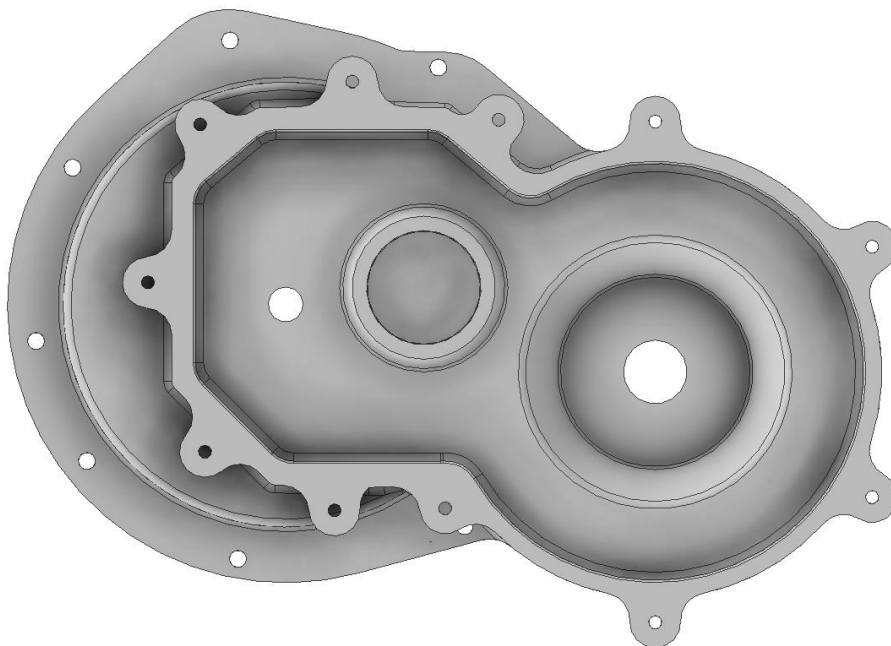
Obrázek 33 Prostřední části převodové skříně

Levé víko a prostřední část převodové skříně jsou k sobě přidělány pomocí šroubů M10 ISO 4017 [9] a samojistných matic ČSN EN ISO 7040 [9]. Dosedací plochy šroubů a matic musí být obrobeny, jelikož povrch po odlévání neplní požadovanou rovinnost.

Poslední část převodové skříně plní několik funkcí. Je v ní uložena výstupní hřídel, bude v ní uložena spojka a taktéž musí být navržena tak, aby ji bylo možné přimontovat k motoru vozidla. Dutina pro spojku je rozměrově větší tak, aby se mohla namontovat větší spojka, pokud by byla zapotřebí. Rozteče a přesné polohy děr pro připojení k motoru byly zjištěny z již provedených skenů sériové převodovky.



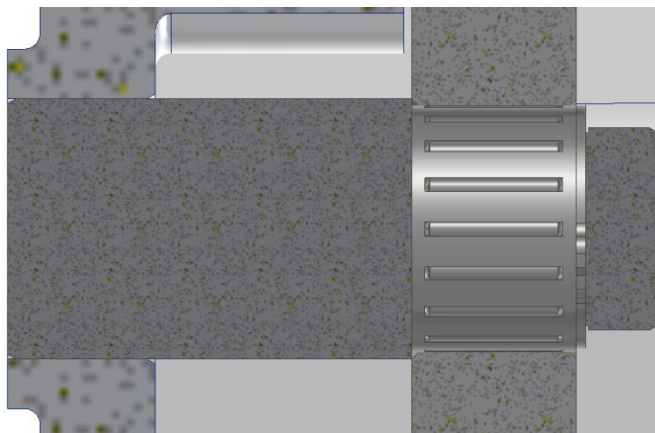
Obrázek 34 Vnější část pravého víka



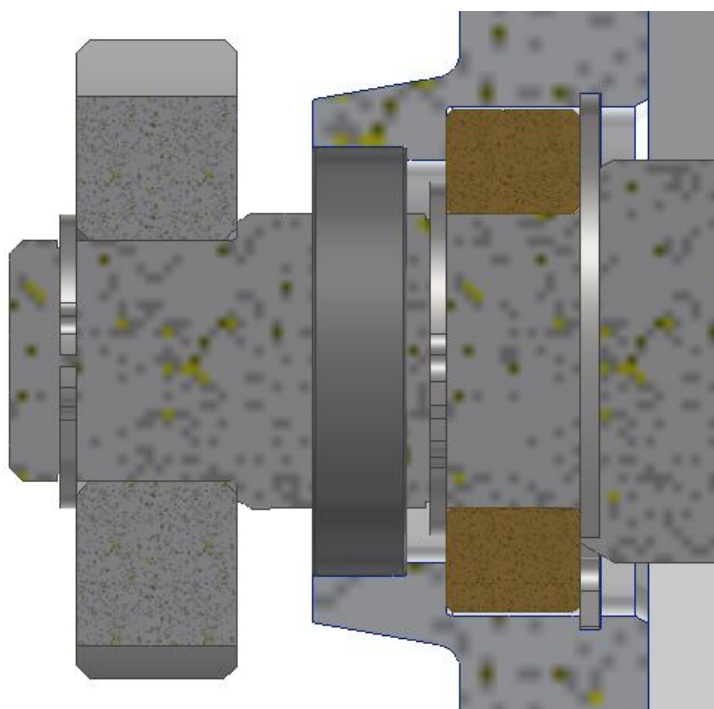
Obrázek 35 Vnitřní část pravého víka

Střední část převodové skříně bude k pravému víku přišroubována pouze šrouby M10 ISO 4017 [9], protože dosedací plochy pro matice by zde bylo složitější obrobít. Z toho důvodu má pravé víko pouze nálitky, které jsou obrobeny z vnější části a v nich jsou vyvrtány průchozí díry se závitem.

Následující obrázky znázorňují způsob uložení jednotlivých hřídelí v převodové skříni.



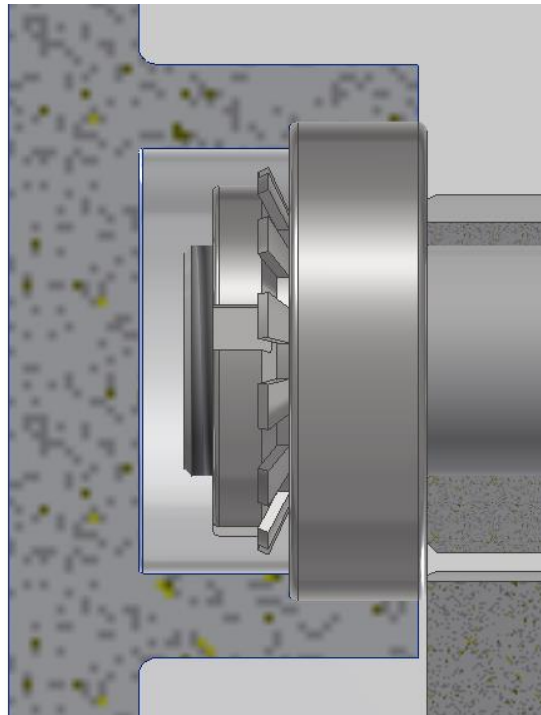
Obrázek 36 Zalisovaná hřídel zpětného chodu v levém víku



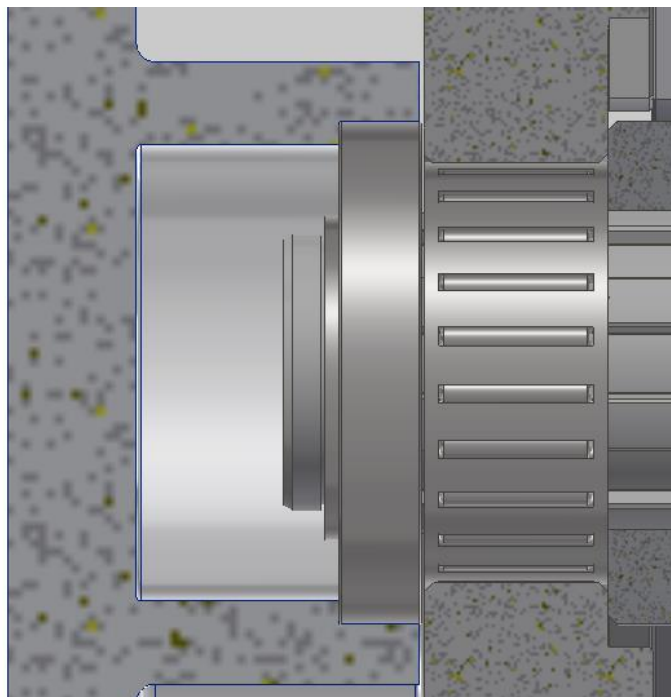
Obrázek 37 Uložení volící hřídele v levém víku

Jak je vidět na obrázku 37, je volící hřídel pojištěna proti axiálnímu posuvu v levém víku pomocí osazení ve víku a pomocí pojistného kroužku ČSN 02 2931 [9]. Volící hřídel má vyrobené poměrně velké sražení z důvodu zabránění kolize mezi tímto pojistným kroužkem.

Jelikož hřídel vystupuje ven ze skříně, je potřeba ji utěsnit proti úniku oleje. To je vyřešeno pomocí břitového těsnění ČSN 02 9401 [9].



Obrázek 38 Uložení vstupní hřídele v levém víku

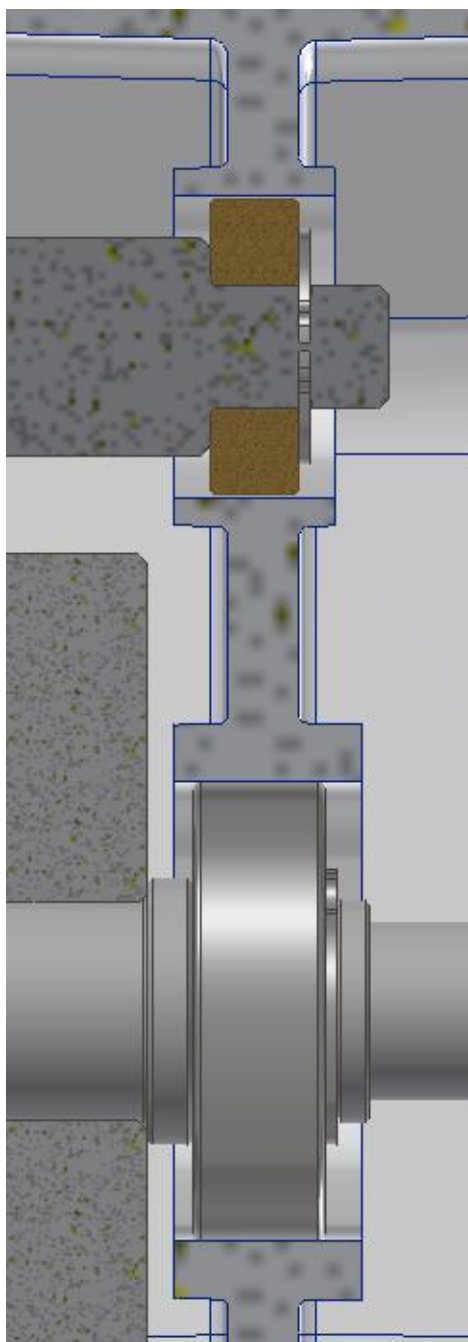


Obrázek 39 Uložení výstupní hřídele v levém víku

Uložení vstupní a výstupní hřídele je realizováno stejným způsobem. Ložiska jsou uložena s přesahem a jsou opřena o osazení ve víku. Tím se zajistí přesná poloha hřídelí a nedojde ke kontaktu víka s ozubenými koly.

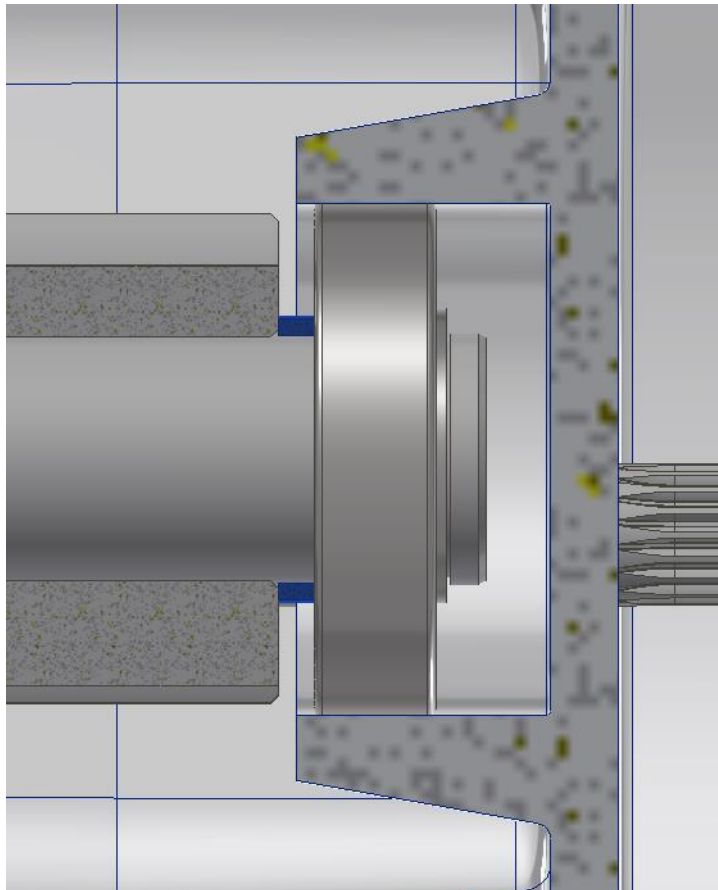
Všechna výše zmíněná uložení jsou uložena axiálně vodící.





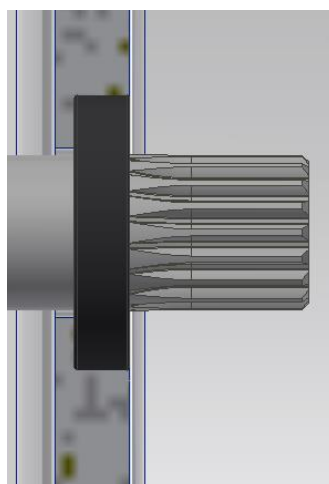
Obrázek 40 Uložení volící hřídele  
a vstupní hřídele

Obrázek 40 ukazuje uložení volící hřídele a vstupní hřídele v prostřední části převodové skříně. Toto uložení je uložení axiálně volné a umožňuje tak případný drobný axiální pohyb vzniklý vlivem tepelné dilatace.



Obrázek 41 Uložení výstupní hřídele v pravém víku

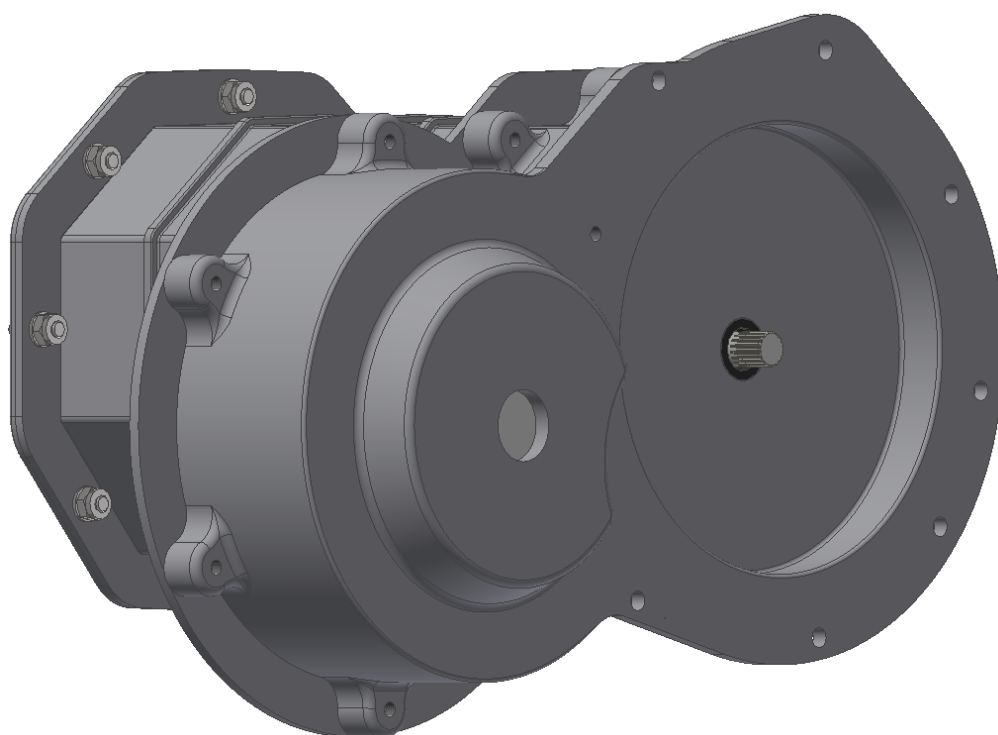
Výstupní hřídel je uložena v pravém víku. Je zde uložena axiálně volně, opět z důvodu tepelné dilatace. Na obrázku 41 je také vidět, že mezi pastorkem stálého převodu a pravým ložiskem je vložen distanční kroužek. Ten zabrání tomu, aby se ložisko dotýkalo celou plochou pastorku. Zároveň se tím sníží vnitřní tření převodovky.



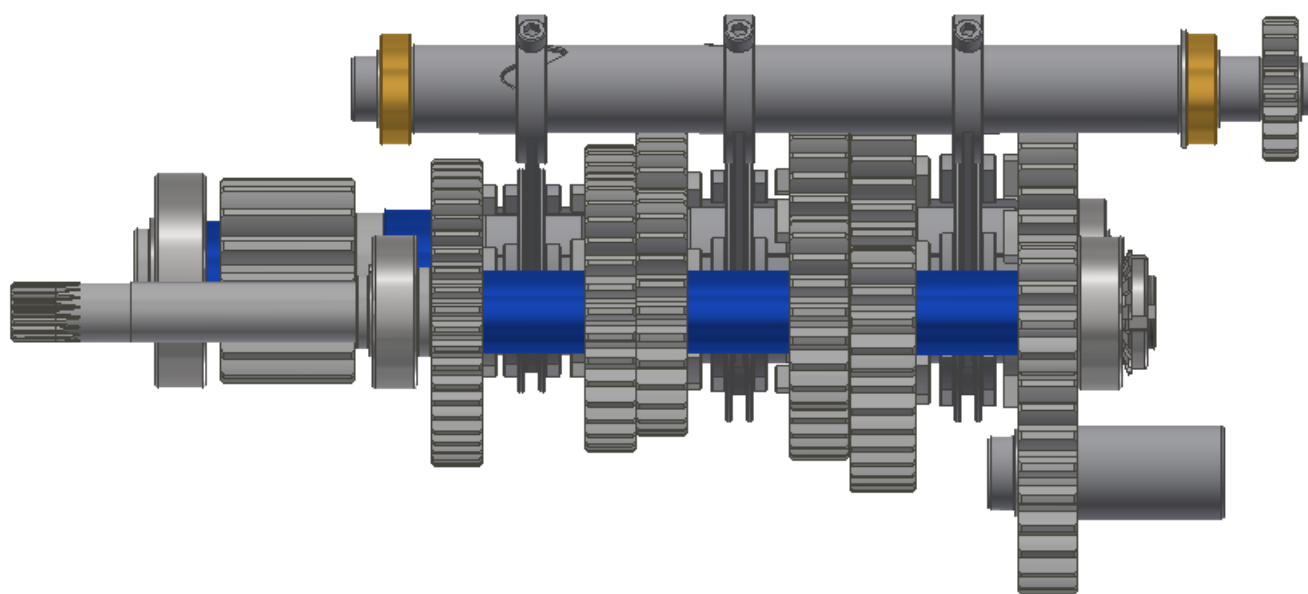
Obrázek 42 Připojovací  
část vstupní hřídele

Na obrázku 42 je vidět část vstupní hřídele, která přečnává ven z převodové skříně a je utěsněna opět břitovým těsněním ČSN 02 9401 [9].

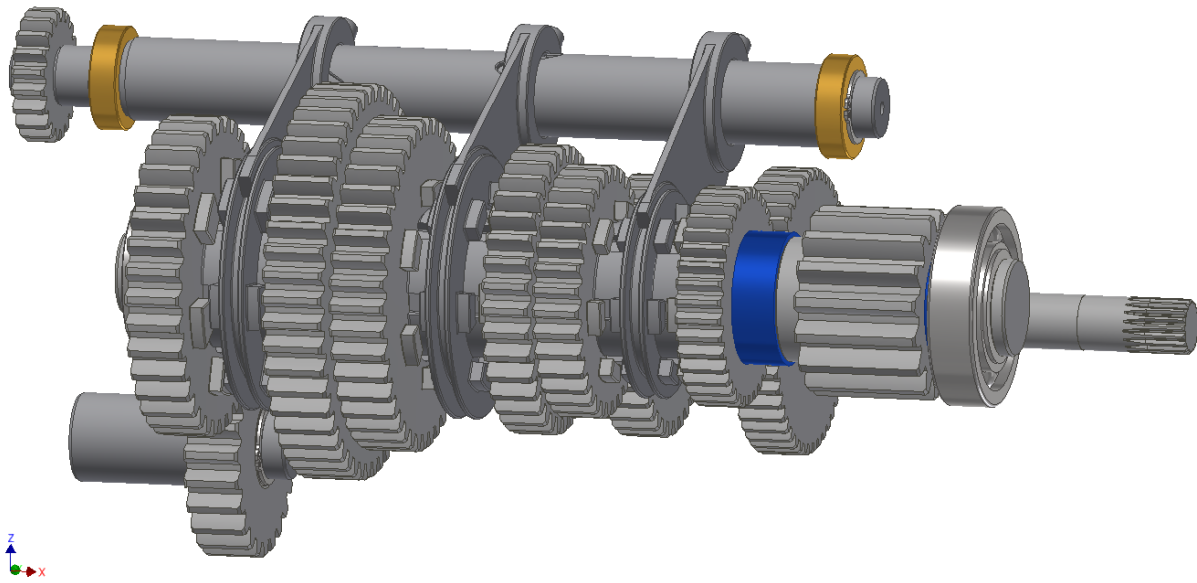
Následující obrázky znázorní celkové pohledy na převodovku.



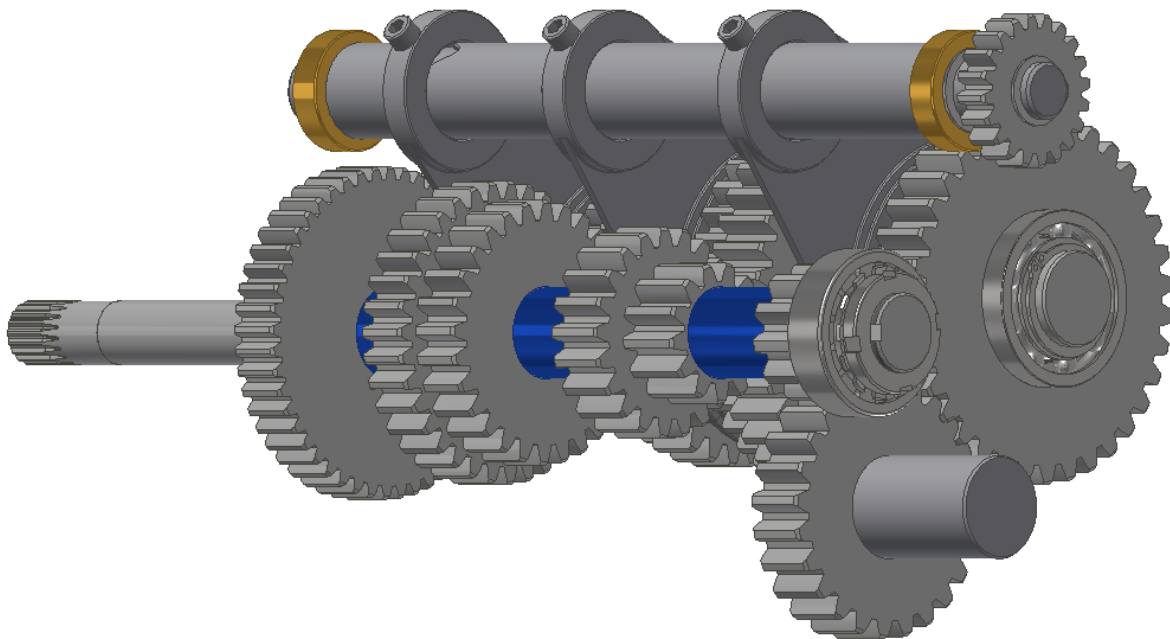
Obrázek 43 Pohled na kompletní převodovku 1



Obrázek 44 Převodovka bez diferenciálu a skříňě



Obrázek 45 Převodovka bez diferenciálu a skříně



Obrázek 46 Převodovka bez diferenciálu a skříně

## 2.4 KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

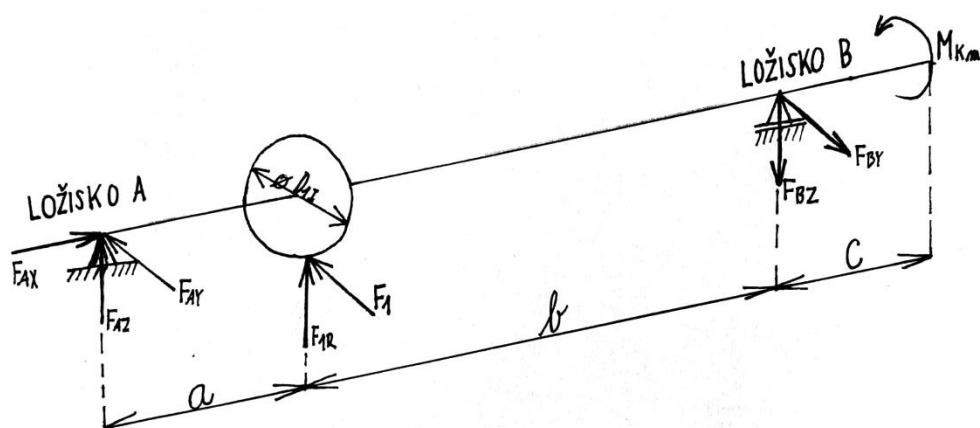
Jelikož převodovka pracuje s poměrně velkým krouticím momentem z motoru, konkrétně 259 Nm, jsou součásti uvnitř převodovky vystaveny poměrně velkému zatížení. Z toho důvodu je potřeba provést pevnostní kontrolu vybraných součástí, které jsou namáhány nejvíce. Jedná se o tyto součásti:

1. Vstupní hřídel
2. Výstupní hřídel
3. Ložiska na vstupní a výstupní hřídeli
4. Drážkování pro přenos krouticího momentu
5. Řadící kameny

### 2.4.1 KONTROLNÍ VÝPOČET VSTUPNÍ HŘÍDELE

Největší zatížení hřídele je při zařazeném prvním rychlostním stupni. Proto bude hřídel kontrolována pro tento stav.

Jako první je potřeba si určit silové zatížení hřídele. To je vidět z následujícího náčrtu v obrázku 47.



Obrázek 47 Náčrt silového působení na vstupní hřídeli

Jednotlivé síly se pak spočítají dle následujících vztahů:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{D_{II}} \quad (18)$$

$$F_{1R} = F_1 \cdot \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \quad (19)$$

$$F_{1A} = F_1 \cdot \tan(\beta) \quad (20)$$

$F_1$  je normálová síla v ozubení,  $M_k$  je maximální krouticím moment motoru,  $D_{II}$  je roztečný průměr vstupního kola prvního rychlostního stupně.  $F_{1R}$  je pak radiální složka normálové síly ozubení a  $F_{1A}$  je axiální složka. Axiální složka bude rovna 0, jelikož je ozubení přímé, a tedy má úhel sklonu zubů  $\beta$  roven  $0^\circ$ . Úhel  $\alpha$  je normálový úhel ozubení a je roven  $20^\circ$ .

Rovnice statické rovnováhy jsou následující:

$$\sum F_X = 0 ; F_{AX} = 0 \quad (21)$$

$$\sum F_Y = 0 ; F_{AY} + F_1 - F_{BY} = 0 \quad (22)$$

$$\sum F_Z = 0 ; F_{AZ} + F_{1R} - F_{BZ} = 0 \quad (23)$$

$$\sum M_X = 0 ; F_1 \cdot \frac{D_{1I}}{2} - M_{K_m} = 0 \quad (24)$$

$$\sum M_Y = 0 ; -F_{1R} \cdot a + F_{BZ} \cdot (a+b) = 0 \quad (25)$$

$$\sum M_Z = 0 ; F_1 \cdot a - F_{BY} \cdot (a+b) = 0 \quad (26)$$

Po vyjádření rovnic dostaneme:

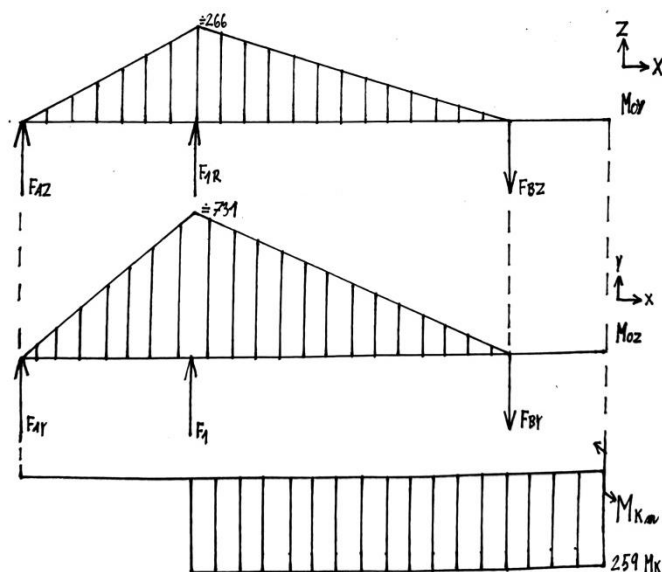
$$F_{BY} = \frac{F_1 \cdot a}{a+b} \quad (27)$$

$$F_{BZ} = \frac{F_{1R} \cdot a}{a+b} \quad (28)$$

$$F_{AY} = -F_1 + F_{BY} \quad (29)$$

$$F_{AZ} = -F_{1R} + F_{BZ} \quad (30)$$

Pomocí těchto sil si pak určíme výsledné vnitřní účinky (VVÚ) v hřídeli. Ty jsou vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 48 Náčrt VVÚ na vstupní hřídeli

Ohybové napětí v kritickém průřezu (průřez s největším napětím), je rovno:

$$M_{oy\max} = F_{Az} \cdot a \quad (31)$$

$$M_{oz\max} = F_{AY} \cdot a \quad (32)$$

$$M_o = \sqrt{M_{oz\max}^2 + M_{oy\max}^2} \quad (33)$$

$M_{oz\max}$  je ohybový moment v ose Z,  $M_{oy\max}$  je ohybový moment v ose Y a  $M_o$  je celkový ohybový moment.

Minimální průměr hřídele, který dané napětí ještě snese, se spočítá podle vztahu:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot k}{\pi \cdot Re} \cdot \sqrt{4 \cdot M_o^2 + 3 \cdot M_k^2}} \quad (34)$$

kde  $Re$  je mez kluzu materiálu a  $k$  je zvolená bezpečnost.

Vstupní hřídel je navržena tak, že bude vyrobena z oceli ČSN 16 341.8, která má mez kluzu  $Re=1200$  MPa [11]. Oceli třídy 16 jsou vhodné pro velmi namáhané strojní součásti, mimo jiné i v automobilním průmyslu [12].

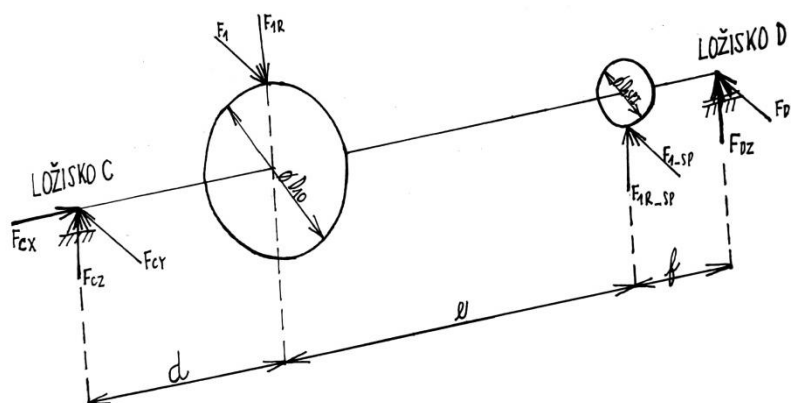
Zvolená bezpečnost bude  $k = 1,5$ .

Po dosažení všech vstupních parametrů, vyjde minimální průměr vstupní hřídele  $d_{\min} = 21,768$  mm. Navrhovaná vstupní hřídel má minimální průměr  $d = 25$  mm. Z toho plyne, že vstupní hřídel vyhovuje.

#### 2.4.2 KONTROLNÍ VÝPOČET VÝSTUPNÍ HŘÍDELE

I zde platí, že největší namáhání bude na hřídel působit v momentě, kdy bude zařazen první rychlostní stupeň.

Opět je potřeba si určit silové zatížení výstupní hřídele, které znázorňuje následující náčrt.



Obrázek 49 Náčrt silového působení na výstupní hřídeli

Síly  $F_1$ ,  $F_{1R}$  a  $F_{1A}$  jsou stejné jako u vstupní hřídele, jen jsou opačně orientované. Ostatní síly se spočítají dle následujících vztahů:

$$M_{k2} = F_1 \cdot \frac{D_{10}}{2} \quad (35)$$

$$F_{1\_SP} = 2 \cdot \frac{M_{k2}}{D_{SPI}} \quad (36)$$

$$F_{1R\_SP} = F_{1\_SP} \cdot \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \quad (37)$$

$$F_{1A\_SP} = F_{1\_SP} \cdot \tan(\beta) \quad (38)$$

$M_{K2}$  je kroučící moment působící na výstupní hřídel,  $D_{10}$  je průměr výstupního kola prvního rychlostního stupně,  $F_{1\_SP}$  je normálová síla působící v pastorku stálého převodu,  $F_{1R\_SP}$  je její radiální složka a  $F_{1A\_SP}$  je její axiální složka. Ta je opět nulová z důvodu přímého ozubení ( $\beta=0^\circ$ ).  $D_{SPI}$  je průměr pastorku stálého převodu.

Rovnice statické rovnováhy se pak rovnají:

$$\sum F_X = 0; \quad F_{CX} = 0 \quad (39)$$

$$\sum F_Y = 0; \quad F_{CY} - F_1 + F_{1\_SP} + F_{DY} = 0 \quad (40)$$

$$\sum F_Z = 0; \quad F_{CZ} - F_{1R} + F_{1R\_SP} + F_{DZ} = 0 \quad (41)$$

$$\sum M_X = 0; \quad F_1 \cdot \frac{D_{10}}{2} + F_{1\_SP} \cdot \frac{D_{1SPI}}{2} = 0 \quad (42)$$

$$\sum M_Y = 0; \quad F_{1R} \cdot d - F_{1R\_SP} \cdot (d + e) - F_{DZ} \cdot (d + e + f) = 0 \quad (43)$$

$$\sum M_Z = 0; \quad -F_1 \cdot d + F_{1\_SP} \cdot (d + e) + F_{DY} \cdot (d + e + f) = 0 \quad (44)$$

Po vyjádření rovnic dostaneme:

$$F_{DZ} = \frac{F_{1R} \cdot d - F_{1R\_SP} \cdot (d + e)}{d + e + f} \quad (45)$$

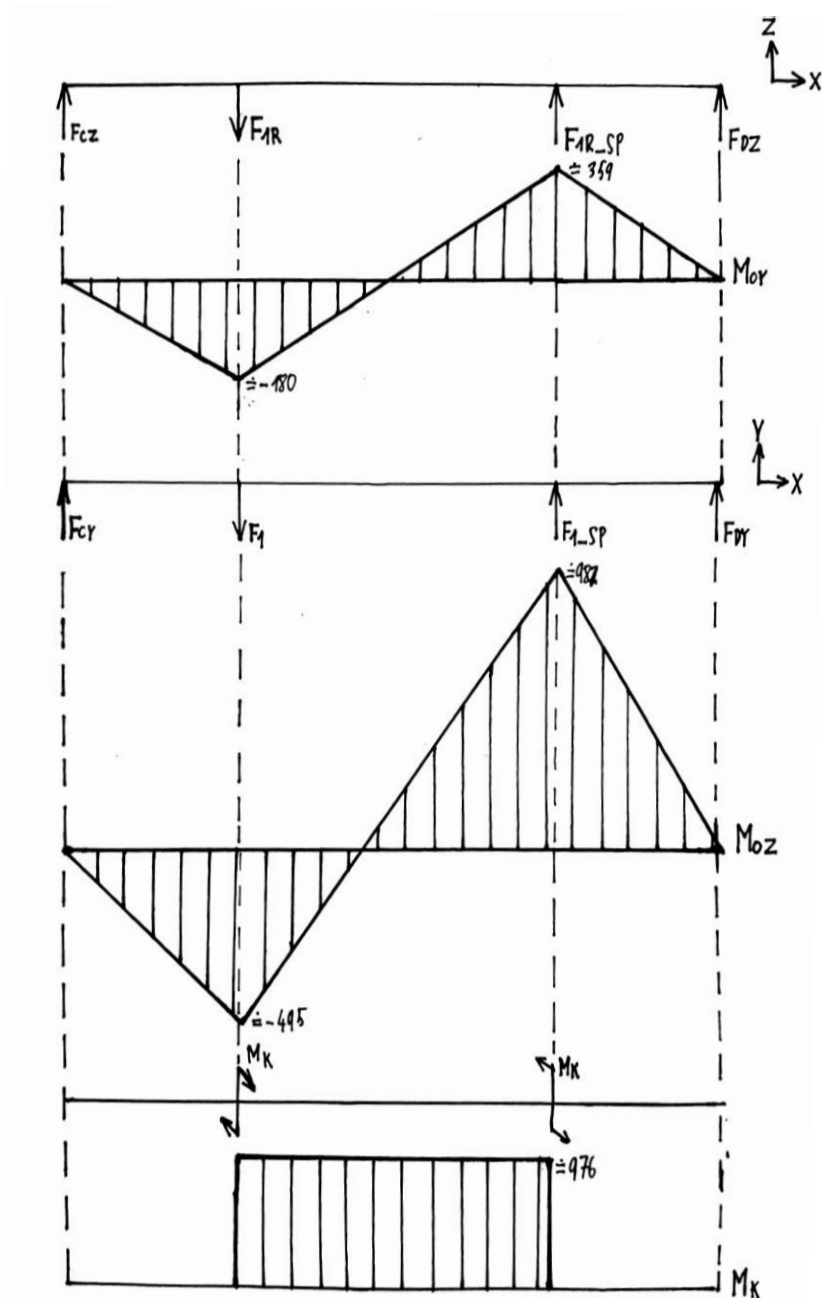
$$F_{DY} = \frac{F_1 \cdot d - F_{1\_SP} \cdot (d + e)}{d + e + f} \quad (46)$$

$$F_{CZ} = F_{1R} - F_{1R\_SP} - F_{DZ} \quad (47)$$

$$F_{CY} = F_1 - F_{1\_SP} - F_{DY} \quad (48)$$



Výsledné vnitřní účinky vstupní hřídele jsou pak vidět v následujícím obrázku.



Obrázek 50 Náčrt VVÚ na výstupní hřídeli

Z náčrtu je vidět, že výstupní hřídel má dva kritické průřezy. Minimální potřebný průměr hřídele je nutné zjistit v každém z nich.

$$M_{oy\_A} = -F_{CZ} \cdot d \quad (49)$$

$$M_{oz\_A} = -F_{CY} \cdot d \quad (50)$$

$$M_{O\_A} = \sqrt{M_{OZ\_A}^2 + M_{OY\_A}^2} \quad (51)$$

$M_{OY\_A}$  je ohybový moment v ose Y v průřezu A,  $M_{OZ\_A}$  je ohybový moment v ose Z v průřezu A a  $M_{O\_A}$  je celkový ohybový moment v průřezu A.

Minimální průměr hřídele v průřezu A se pak spočítá ze vztahu:

$$d_{\min\_A} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot k}{\pi \cdot Re} \cdot \sqrt{4 \cdot M_{o\_A}^2 + 3 \cdot M_k^2}} \quad (52)$$

Podobně se určí minimální průměr i v průřezu B.

$$M_{OY\_B} = -F_{CZ} \cdot (d + e) + F_{1R} \cdot e \quad (53)$$

$$M_{OZ\_B} = -F_{CY} \cdot (d + e) + F_1 \cdot e \quad (54)$$

$$M_{O\_B} = \sqrt{M_{OZ\_B}^2 + M_{OY\_B}^2} \quad (55)$$

$M_{OY\_B}$  je ohybový moment v ose Y v průřezu B,  $M_{OZ\_B}$  je ohybový moment v ose Z v průřezu B a  $M_{O\_B}$  je celkový ohybový moment v průřezu B.

Minimální průměr výstupní hřídele v průřezu B je pak roven:

$$d_{\min\_B} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot k}{\pi \cdot Re} \cdot \sqrt{4 \cdot M_{o\_B}^2 + 3 \cdot M_k^2}} \quad (56)$$

Materiál výstupní hřídele bude ocel ČSN 15 260, která má mez kluzu  $Re=590$  MPa [11]. Ocel je vhodná například pro kotle a součásti parních turbín, jelikož je žárupevná. Tato ocel je však hojně používána i při stavbě motorových vozidel [13].

Projektovaná bezpečnost výstupní hřídele bude stejně jako v případě vstupní hřídele  $k = 1,5$ .

Po dosazení vstupních hodnot do vzorců vyjde minimální průměr hřídele v místě A:

$$d_{\min\_A} = 29,551 \text{ mm}$$

A v místě B:

$$d_{\min\_B} = 32,687 \text{ mm}$$

Navržená výstupní hřídel má v průřezu A průměr  $d_A=30$  mm a v průřezu B má průměr  $d_B=35$  mm. Z toho plyne, že i výstupní hřídel vyhovuje.

### 2.4.3 KONTROLNÍ VÝPOČET LOŽISEK

K tomu, abychom vypočítali namáhání nebo trvanlivost ložisek, potřebujeme znát zatěžující sílu a otáčky ložisek. Tyto údaje se však nedají jen tak jednoduše určit nebo změřit, jelikož zatížení ani otáčky převodovky a tím pádem i samotných ložisek nejsou konstantní. Samotné

otáčky motoru totiž nejsou konstantní a výrazně kolísají v závislosti na tom, zda řidič zrovna zrychluje či naopak brzdí. Taktéž síla závisí na tom, zda řidič dává plný plyn nebo zda s vozidlem projíždí pomalou zatáčku. Neustále se také mění zařazené rychlostní stupně, na kterých závisí zatížení ložisek. V neposlední řadě i samotný motor má výkonovou křivku a křivku průběhu krouticího momentu závislou na otáčkách.

K tomu abychom tedy zjistili zatěžující sílu a otáčky, je potřeba opět využít již zmíněnou simulaci. Ta z nasimulované trati dokáže zjistit, v jakých režimech se motor nachází a které převodové stupně jsou zařazené po celém průběhu trati. Pomocí potřebných vstupních hodnot simulace, potom s využitím rovnic 57 a 58 [14] získáme střední zatěžující sílu pro každé ložisko a střední otáčky ložisek podle kterých pak zjistíme trvanlivost jednotlivých ložisek.

$$F_s = \frac{1}{n} \cdot \left[ \int_0^1 F^P \cdot d(n \cdot t) \right]^{\frac{1}{P}} \tag{57}$$

$$n_s = n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n \tag{58}$$

Kde n jsou otáčky ložiska, F je aktuální působící síla, t je část celkové doby provozu převodovky při působení síly F. P=10/3 pro ložiska s čárovým stykem (válečková) a P=3 pro ložiska s bodovým stykem (kuličková). V rovnici 58 [14] pak n<sub>1</sub>, n<sub>2</sub> ... jsou provozní otáčky při působení sil F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub>....

Po provedení simulace, vyšly střední zatěžující síly takto:

Tabulka 16 Střední síly zatěžující ložiska

Ložisko A	F <sub>S</sub> =2520,28 [N]
Ložisko B	F <sub>S</sub> =3553,74 [N]
Ložisko C	F <sub>S</sub> =1227,82 [N]
Ložisko D	F <sub>S</sub> =3778,03 [N]

Ložisko A je levé ložisko na vstupní hřídeli, B je pravé ložisko na vstupní hřídeli, C je levé ložisko na výstupní hřídeli, D je pravé ložisko na výstupní hřídeli.

A střední otáčky takto:

Tabulka 17 Střední otáčky ložisek

Ložisko A = ložisko B	n <sub>S</sub> =4883,28 [min <sup>-1</sup> ]
Ložisko C=ložisko D	n <sub>S</sub> =4492,71 [min <sup>-1</sup> ]

Střední otáčky jsou pro ložisko A i B respektive pro C a D stejné, jelikož tyto páry ložisek leží na stejné hřídeli.

Trvanlivost ložisek v hodinách se pak spočítá podle následujících vzorců:

$$P_r = X \cdot F_s + Y \cdot F_a \quad (59)$$

$$L_{10} = \left( \frac{C_A}{P_r} \right)^P \quad (60)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \cdot L_{10} \quad (61)$$

Kde  $P_r$  je radiální ekvivalentní zatížení,  $X=1$  a  $Y=0$  [9],  $F_a$  je axiální síla, která je rovna 0.  $C_A$  je dynamická únosnost ložisek, která se zjistí ze základních údajů od výrobce ložisek [8][10].  $L_{10}$  je pak trvanlivost ložisek v otáčkách a  $L_{10h}$  je trvanlivost v hodinách.

Hodnoty dynamických únosností ložisek[8][10]:

Tabulka 18 Dynamické únosnosti ložisek

Ložisko A = Ložisko B SKF NUP 205 ECML	$C_A = 32500$ [N]
Ložisko C SKF 16006	$C_A = 11900$ [N]
Ložisko D SKF 207	$C_A = 27500$ [N]

Po dosazení do rovnic 59 až 61 získáme následující únosnosti jednotlivých ložisek v hodinách:

Ložisko A:  $L_{10H} = 2,732 \times 10^3$  hod

Ložisko B:  $L_{10H} = 868,860$  hod

Ložisko C:  $L_{10H} = 537,523$  hod

Ložisko D:  $L_{10H} = 225,901$  hod

Většina závodních převodovek bývá navržena na servisní interval 2000 kilometrů. Dle simulace by tuto vzdálenost vozidlo mělo urazit zhruba za 25 hodin. Z toho se dá usoudit že, navržená ložiska vyhovují. Jsou dokonce naddimenzována, jelikož použití menších ložisek brání minimální průměr hřídelí, který je potřeba dodržet.

#### 2.4.4 KONTROLNÍ VÝPOČET DRÁŽKOVÁNÍ

Drážkování se musí zkontrolovat zvláště pro spojení mezičlenu a výstupní hřídele a zvláště pro spojení mezičlenu a unášeče. Způsob výpočtu pro obě varianty však bude totožný. Opět platí, že největší zatížení bude přenášeno při zařazeném prvním rychlostním stupni, proto kontrola proběhne pro tento stav.

Napětí na otlacení drážkování se spočítá dle následujícího vztahu [15]:

$$p = \frac{2 \cdot M_{kv}}{n_d \cdot d_{str} \cdot A' \cdot l \cdot k_{rd}} \quad (62)$$

Kde  $M_{kv}$  je krouticí moment na výstupní hřídeli při zařazeném prvním rychlostním stupni a  $k_{rd}$  je korekční součinitel pro rovnoboké drážkování.  $k_{rd}=0,75$  [15]. Osová délka doteku je  $l$ ,  $A'$  je opěrná výška drážky a  $d_{str}$  je střední průměr drážkování. Hodnota  $n_d$  označuje počet drážek.

Dovolené napětí se pak spočítá takto:

$$p_{dov} = \frac{R_e}{k} \quad (63)$$

kde  $R_e$  je mez kluzu materiálu a  $k$  je zvolená bezpečnost. Musí být splněna podmínka  $p \leq p_{dov}$ .

Pro výpočet drážkování mezičlenu a unášeče se musí zvolit materiál obou součástí. Zvolený materiál je ocel ČSN 14 220 s mezí kluzu  $R_e=590$  MPa [9].

Pro zvolenou bezpečnost  $k=1,5$  je dovolené napětí  $p_{dov}=393,333$  MPa. Skutečné napětí po dosazení do rovnice 62 vyjde  $p=270,157$  MPa.

Jelikož je  $p \leq p_{dov}$ , drážkování pro hřídel a mezičlen vyhovuje.

Při výpočtu napětí v drážkování mezičlenu a výstupní hřídele, je potřeba zkontrolovat materiál s menší mezí kluzu. Pokud u něj bude platit, že  $p \leq p_{dov}$ , bude zaručeno, že u součásti, jejíž mez kluzu je vyšší, bude podmínka taktéž splněna.

Jak již bylo uvedeno, mez kluzu mezičlenu je rovna  $R_e=590$  MPa. Pro materiál výstupní hřídele ČSN 15 260 je taktéž  $R_e=590$  MPa [11].

Z toho vidíme, že  $p_{dov}$  bude pro stejnou bezpečnost  $k=1,5$ , stejné jak v předchozím případě  $p_{dov}=393,333$  MPa. Skutečné napětí po dosazení do rovnice 62 vyjde  $p=87,172$  MPa.

Opět je splněna podmínka  $p \leq p_{dov}$ , drážkování pro hřídel a mezičlen vyhovuje.

#### 2.4.5 KONTROLA ŘADÍCÍCH KAMENŮ

Podobně jako u kontroly drážkování je potřeba zkontrolovat jak řadící kameny na ozubených kolech, tak i na unášečích. Jelikož však všechny kameny mají na každém ozubeném kole jiné

rozměry, je potřeba zkontrolovat všechny rychlostní stupně. Řadící kameny se kontrolují na otláčení, ohyb a stříh. Výpočet výsledných napětí vychází z následujících vztahů:

$$P_{otlač} = \frac{F}{S} \quad (64)$$

$$\delta_o = \frac{M_{ok}}{W_o} \quad (65)$$

$$\tau_{střih} = \frac{F_{Sk}}{S_{Sk}} \quad (66)$$

$P_{otlač}$  je napětí na otláčení,  $F$  je síla, kterou jednotlivé kameny mezi sebou působí na boční stěnu kamenů jejíž plocha je  $S$ .  $\delta_o$  je napětí v ohybu,  $M_{ok}$  je ohybový moment působící na řadící kameny a  $W_o$  je průřezový modul v ohybu.  $\tau_{střih}$  je napětí ve stříhu,  $F_{Sk}$  namáhající střížná síla a  $S_{Sk}$  je střížná plocha.

Dovolené napětí na otláčení unášečů je uvedené výše a dovolené napětí pro řadící kameny na ozubených kolech se zjistí stejným způsobem pomocí  $R_e$  materiálu ozubeného kola. Toto dovolené napětí bude stejné pro všechna ozubená kola, jelikož jsou vyrobena ze stejného materiálu.

Výsledné bezpečnosti jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 19 Bezpečnosti řadících kamenů

Převodový stupeň	Kontrola v doteku	Kontrola na ohyb		Kontrola na smyk	
		Ozubené kolo	Unášeč	Ozubené kolo	Unášeč
1°	2,81	3,76	2,26	12,53	7,52
2°	3,04	4,06	2,44	13,53	8,12
3°	4,59	6,14	3,68	20,46	12,27
4°	4,59	6,13	3,68	20,43	12,26
5°	5,93	7,93	4,76	26,43	15,86

Z tabulky 19 je vidět že jsou všechny bezpečnosti vyšší než jedna. Z toho plyne, že i řadící kameny dané zatížení vydrží a jsou tedy vyhovující.

### 3 SROVNÁNÍ NOVĚ NAVRŽENÉ A SÉRIOVÉ PŘEVODOVKY

Při návrhu nové převodovky bylo cílem to, aby nová převodovka opravdu přinesla nějaké zlepšení v porovnání se sériovou převodovkou. Například byl kladen důraz na to, aby byla nová převodovka co nejlehčí. Srovnávané převodovky se však svou konstrukcí poměrně dost liší, tudíž bylo těžké odhadnout, jestli bude nová převodovka lehčí nebo těžší, než převodovka sériová. Sériová převodovka využívá synchronního řazení, proto musí obsahovat různé součásti, které se v nově navržené převodovce nevyskytují, jelikož ta je navržena jako bezsynchronní. Avšak nová převodovka využívá pro přenos krouticího momentu na výstupní hřídel mezičlen, který se v sériové převodovce nevyskytuje. Dalším velkým rozdílem v konstrukci převodovek je využití přímého ozubení v porovnání s využitím šikmého ozubení u sériové převodovky. Šikmé ozubení je schopné přenést větší síly, tudíž se kola mohou navrhnut menší. Obrovskou výhodou přímého ozubení však je, že nevyvolává žádné axiální síly, tudíž mohou být ložiska, hřídele a i okolní součásti menší. Po změření hmotnosti sériové převodovky bylo zjištěno, že vnitřní součásti váží zhruba 26 kilogramů. Hmotnosti vnitřních součástí nově navržené převodovky byly zjištěny v aplikaci Inventor. Výsledná hmotnost vyšla zhruba stejná, konkrétně 26,8 kg.

Převodová skříň sériové převodovky je však výrazně lehčí. Konkrétně váží 14 kilogramů v porovnání s 22 kilogramy nově navržené převodovky. Tato skutečnost je dána stanovenými předpisy FIA [1]. I přesto, že byl kladen důraz na to, aby byla nová skříň co nejlehčí, bylo nutné dodržet minimální předepsanou tloušťku stěny převodové skříně 5,5 mm. Sériová převodovka toto pravidlo není povinna dodržet, a tudíž může být skříň navržena lehčí. Celkově je nově navržená převodovka těžší zhruba o 11,5 kilogramů.

Také byla snaha navrhnout novou převodovku co nejmenší a kompaktnější. Zde však využití větších ozubených kol s přímými zuby udávalo předpoklad, že bude převodovka o něco širší a vyšší. Vhodnými korekcemi na navrhovaném ozubení se však tento předpoklad téměř povedl eliminovat. Výsledná osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele 87,5 mm pomohla dosáhnout toho, že je nová převodovka pouze o 35 mm širší a o 9 mm vyšší. Z pohledu délky je nová převodovka o 27 milimetrů větší.

Využitím šikmého ozubení by šlo některé tyto nevýhody odstranit, avšak další velkou výhodou přímého ozubení je to, že přeneše větší část vstupního krouticího momentu na výstupní hřídel, tudíž má menší ztráty. Tato skutečnost je ve světě motorsportu velice významná, a i proto bylo zvoleno přímé ozubení.

Dalším významným zlepšením v porovnání se sériovou převodovkou, je využití sekvenčního systému řazení. Ten povede ke zkrácení potřebného času přeřazení, jelikož řidič nebude muset přesně trefovat jednotlivé kulisy daných převodů. Navíc je převodovka bezsynchronní, čímž zase zkrátíme čas přeřazení a řidič navíc bude muset ovládat spojku pouze při rozjezdu.

Největší důraz při návrhu nové převodovky však byl kladen na zlepšení času vozidla na simulované trati. Z toho důvodu byly upraveny převodové poměry jednotlivých rychlostních stupňů a také stálého převodu. S novými převodovými poměry bylo dosaženo toho, že vozidlo bude o 0,114 vteřiny rychlejší na jeden kilometr než pětistupňová varianta sériové převodovky a o 0,045 vteřiny rychlejší než varianta šestistupňová. Tato časová úspora se na první pohled může zdát malá, ovšem po odjetí celé rychlostní zkoušky, která bude mít několik kilometrů, už může mít opravdu velký vliv. A při uvážení, že jedna celá Rallye může mít více než 200 kilometrů, se jedná o významné zlepšení.

## ZÁVĚR

Tato diplomová práce byla zaměřena na převodovky pro závodní kategorii Rally5. Kategorie Rally5 představuje jakousi vstupní kategorii pro malé a začínající závodní týmy. Proto jsou její pravidla sestavena tak, aby byly z finančního hlediska méně náročné, než vyšší kategorie. Závodní auta v této kategorii mají proto hodně omezené možnosti úprav, i přesto jsou však povoleny úpravy vybraných hlavních komponent na vozidle. Jednou z nich je právě převodovka. Podle pravidel FIA lze ponechat převodovku sériovou, lze také provést úpravy na sériové převodovce nebo lze použít převodovku zcela novou.

Cílem této práce bylo navrhnout úpravu sériové převodovky MQ200, která se používá na vozidle Škoda Fabia třetí generace. Vozidlo v sérii využívá pěti ale i šestistupňovou variantu této převodovky. Návrh se týkal šestistupňové varianty. Úprava se týkala stálého převodu, jelikož jeho změnou dojde ke změně celkového převodu na vozidle pro všechny zařazené rychlostní stupně. Zároveň byl zvolen přístup navrhnout nový stálý převod využívající ozubení s přímými zuby. Tento přístup byl zvolen z důvodu nevznikající axiální síly v ozubení, což je hlavně při zvýšeném výkonu vozidla podstatnou výhodou. Pro jednoduchost přestavby bylo však nutné dodržet osovou vzdálenost stálého převodu stejnou, jako je tomu u sériové převodovky. Tím by bylo zajištěno, že by se nemusela upravovat převodová skříň a ušetřily by se tak další výdaje. Ozubení, které by tuto podmínku splňovalo, se však nepodařilo nalézt. Buď mělo nově navrhované ozubení příliš velkou osovou vzdálenost, nebo ozubení nevyhovovalo pevnostním kontrolám, které byly provedeny dle normy ČSN 01 4686.

Dalším cílem bylo navrhnout zcela novou závodní převodovku pro vozidlo Škoda Fabia třetí generace. Návrh musel vyhovovat všem technickým předpisům FIA. Hlavní z nich jsou, že nová převodovka může mít maximálně pět rychlostních stupňů (a jeden pro zpětný chod), musí být mechanicky řazená a může být sekvenční. Minimální předepsaná tloušťka stěny převodové skříně je 5,5 mm.

Převodovka tedy byla navržena jako pětistupňová, sekvenční a všechna kola mají přímé ozubení. Pro zjištění nových převodových poměrů byla provedena simulace, která simuluje čas vozidla pro ujetí závodní tratě. Tato simulovaná závodní trať je složena z vybraných úseků existujících závodních tratí. Dále bylo nutné nově navržené převody zkontrolovat opět pomocí normy ČSN 01 4686. Také byly zkontrolovány nově navržené hřídele, ložiska, drážkování hřídelí a řadící kameny. Všechny pevnostní kontroly byly úspěšné.

Při postupu návrhu převodovky byl kladen důraz na dosažení co nejmenší hmotnosti, nejmenších rozměrů a dosažení co největší časové úspory v porovnání se sériovou převodovkou. Jelikož FIA předepisuje nejmenší dovolenou tloušťku stěny převodové skříně, je nově navržená skříň těžší než sériová. Vhodnou optimalizací tvaru skříně by se hmotnost na navržené převodovce mohla lehce snížit, ovšem sériová převodová skříň nejspíše bude stále lehčí. Vnitřní součásti navržené převodovky mají skoro stejnou hmotnost jako sériové součásti.

Při pohledu na celkové rozměry nové převodovky je vidět, že je srovnatelná se sériovou převodovkou. I přes využití větších ozubených kol, které způsobilo, že se celá převodovka musela zvětšit, se za pomoci vhodných korekcí dala tato skutečnost téměř eliminovat. Korekce byly navrženy tak, aby byla osová vzdálenost mezi vstupní a výstupní hřídelí co nejmenší.



Nevýhoda větší hmotnosti bude vyrovnána tím, že je nová převodovka sekvenční. Tím se totiž zkrátí nejen čas potřebný pro přeřazení v převodovce, ale zkrátí se výrazně i čas, který potřebuje řidič vozidla, aby zvolil požadovaný rychlostní stupeň. Řidič totiž nebude muset přesně trefovat danou kulisu rychlostního stupně a navíc nebude muset ovládat spojku při každém přeřazení, ale jen při rozjezdu vozidla.

Další výhodou nové převodovky je ten, že přímé ozubení přenesení větší část vstupního krouticího momentu na výstupní hřídel a dále pak na samotná kola vozidla. Má tedy menší ztráty než sériová převodovka využívající šikmé ozubení.

S nově navrženou převodovkou by vozidlo dle simulace mělo být rychlejší o 0,114 vteřin na jeden kilometr v porovnání se sériovou pětistupňovou převodovkou a o 0,045 vteřin v porovnání se sériovou šestistupňovou převodovkou.

Ve skutečnosti by vozidlo s novou převodovkou, mělo být ještě o trochu rychlejší i přes o trochu vyšší hmotnost (o 11,5 kg), jelikož časová úspora při řazení by měla být poměrně velká. Ovšem tato skutečnost by byla potvrzena až při skutečných testech.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *FIA: Annexe J / Appendix J - Article 260 - Specific Regulations for Cars in Groups Rally5/Rally4/Rally3* [online]. Paris: FIA, 2023 [cit. 2023-04-08]. Dostupné z: [https://www.fia.com/sites/default/files/260\\_2023\\_wmsc\\_2023.03.03\\_jt.pdf](https://www.fia.com/sites/default/files/260_2023_wmsc_2023.03.03_jt.pdf).
- [2] BUREŠ, David. *Návrh závodního vozidla kategorie R1*. Brno, 2020. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [3] *ČSN 01 4686 - Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Praha: Český normalizační institut, 1988
- [4] ČOMAJ, Ivan. *Výťah z normy STN 01 4686* [online]. Košice: TU Košice, 2008, 38 s. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <http://jenci.com/>
- [5] *Steel ML340: X23NiCoCrMoAl13-6-3*. Paris: Aubert&Duval.
- [6] APR STAGE 1 ÚPRAVA ŘÍDÍCÍ JEDNOTKY CHIPTUNING 1,0 TSI ŠKODA OCTAVIA 3 FABIA SCALA SEAT LEON 5F IBIZA AUDI A1 A3 DPP-1.0T-OPF-PS. *Autowerks.cz* [online]. Praha, 2015 [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://www.autowerks.cz/cs/skoda/apr-stage-1-uprava-ridici-jednotky-chiptuning-1-0-tsi-skoda-octavia-3-fabia-scala-seat-leon-5f-ibiza-audi-a1-a3-11389.html> ČSN 01 4608 - OZUBENÁ KOLA: Moduly. Praha: Vydavatelství ÚNM, 1982.
- [7] *ČSN 01 4608 - OZUBENÁ KOLA: Moduly*. Praha: Vydavatelství ÚNM, 1982.
- [8] Single row cylindrical roller bearings. *SKF* [online]. [cit. 2023-05-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/uk/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings>
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Čtvrté doplněné vydání. Praha: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [10] Deep groove ball bearings. *SKF* [online]. [cit. 2023-05-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/uk/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>
- [11] Mechanické vlastnosti ocelí. *T-prom* [online]. Pardubice [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [12] Oceli třídy 16. *TumliKOVO* [online]. 2010 [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/rubriky/materialy/konstrukcni-oceli/oceli-tridy-16/>
- [13] Oceli třídy 15. *TumliKOVO* [online]. 2010 [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/rubriky/materialy/konstrukcni-oceli/oceli-tridy-15/>
- [14] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů: 1. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00046-7.

- [15] Spoje a spojovací součásti: Spojení hřídele s nábojem - drážkování. *Střední průmyslová škola a vyšší odborná škola Sokolská* [online]. Brno, 2014 [cit. 2023-05-16]. Dostupné z:  
[https://www.sokolska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY\\_32\\_INOVACE\\_13-12.pdf](https://www.sokolska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-12.pdf)

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	[mm]	Roztečná vzdálenost ozubení
$A'$	[mm]	Opěrná výška drážky
$b_{wh}$	[mm]	Šířka ozubení
$C_a$	[N]	Dynamická únosnost ložisek
$d_1$	[mm]	Roztečný průměr kola
$d_{1max}$	[mm]	Maximální možný průměr pastorku
$d_{2max}$	[mm]	Maximální možný průměr ozubení diferenciálu
$d_{min}$	[mm]	Minimální průměr hřídele
$d_{str}$	[mm]	Střední průměr drážkování
$F_1$	[N]	Normálová síla v ozubení
$F_{1_{SP}}$	[N]	Normálová síla v ozubení stálého převodu
$F_{1A}$	[N]	Axiální složka normálové síly v ozubení
$F_{1A_{SP}}$	[N]	Axiální složka normálové síly v ozubení stálého převodu
$F_{1R}$	[N]	Radiální složka normálové síly v ozubení
$F_{1R_{SP}}$	[N]	Radiální složka normálové síly v ozubení stálého převodu
$F_S$	[N]	Střední síla zatěžující ložiska
$F_{Sk}$	[N]	Střižná síla řadicích kamenů
$F_{tl}$	[N]	Síla vyvolávající největší napětí v dotyku
$F_{tF}$	[N]	Zatěžující ohybová síla
$F_{tH}$	[N]	Směrodatná obvodová síla
$k$	[-]	Bezpečnost
$K_A$	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
$K_F$	[-]	Součinitel přídavných zatížení v dotyku
$K_H$	[-]	Součinitel přídavných zatížení v ohybu
$k_{rd}$	[-]	Korekční součinitel pro rovnoboké drážkování
$K_\beta$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zubu
$L$	[mm]	Osová délka doteku
$L_{10}$	[ot]	Trvanlivost ložisek
$L_{10h}$	[hod]	Trvanlivost ložisek
$M_k$	[Nm]	Krouticí moment
$M_{kv}$	[Nm]	Krouticí moment na výstupní hřídeli
$m_n$	[-]	Normálový modul

$M_O$	[Nm]	Ohybový moment
$M_{Ok}$	[Nm]	Ohybový moment řadicího kamene
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky ložiska
$n_d$	[-]	Počet řadicích kamenů
$n_S$	[min <sup>-1</sup> ]	Střední otáčky ložiska
$p$	[MPa]	Napětí na otláčení
$p_{dov}$	[MPa]	Dovolené napětí na otláčení
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$S_F$	[-]	Únavová bezpečnost v ohybu
$S_{FST}$	[-]	Bezpečnost při jednorázovém působení největšího napětí v ohybu
$S_{HI2}$	[-]	Únavová bezpečnost v dotyku
$S_{Sk}$	[mm <sup>2</sup> ]	Styčná plocha řadicích kamenů
$t$	[-]	Část celkové doby provozu ložisek
$U$	[-]	Převodový poměr
$V_{HV}$	[-]	Tvrдость povrchu zubů dle Vickerse
$W_O$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu
$X, Y$	[-]	Koeficienty při výpočtu radiálního ekvivalentního zatížení ložisek
$Y'_{\delta ST}$	[-]	Součinitel vrubové citlivosti zkušební kola
$Y_F$	[-]	Součinitel tvaru koncentrace napětí
$Y_N$	[-]	Součinitel životnosti
$Y_X$	[-]	Součinitel velikosti
$Y_\beta$	[-]	Součinitel sklonu zubu
$Y_\delta$	[-]	Součinitel vrubové citlivosti při výpočtu na únavu
$Y_{\delta ST}$	[-]	Součinitel vrubové citlivosti při výpočtu na jednorázové zatížení
$Y_\epsilon$	[-]	Součinitel vlivu záběru profilu
$Z_{I1}$	[-]	Počet zubů na vstupním kole
$Z_{IO}$	[-]	Počet zubů na výstupním kole
$Z_E$	[-]	Součinitel mechanických vlastností
$Z_H$	[-]	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
$Z_L$	[-]	Součinitel maziva
$Z_{N12}$	[-]	Součinitel životnosti
$Z_R$	[-]	Součinitel drsnosti boků zubů

---

$Z_V$	[-]	Součinitel obvodové rychlosti
$Z_e$	[-]	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
$\alpha$	[°]	Normálový úhel zubů
$\beta$	[°]	Úhel sklonu ozubení
$\delta_F$	[MPa]	Výpočtové místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty
$\delta_{F\lim}^0$	[MPa]	Mez únavy v dotyku
$\delta_{H\lim}^0$	[MPa]	Mez únavy v ohybu
$\delta_{Fmax}$	[MPa]	Maximální napětí v ohybu v patě zubu
$\delta_{FPmax}$	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu v patě zubu
$\delta_{FST}$	[MPa]	Pevnost v ohybu při největším zatížení
$\delta_H$	[MPa]	Napětí v dotyku
$\delta_{Hmax}$	[MPa]	Maximální napětí v dotyku
$\delta_{HO}$	[MPa]	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů
$\delta_{HPmax}$	[MPa]	Maximální napětí v dotyku
$\delta_O$	[MPa]	Ohybové napětí řadícího kamene
$\varepsilon_\alpha$	[-]	Součinitel záběru profilu
$\tau_{střih}$	[MPa]	Napětí ve stříhu řadících kamenů

## SEZNAM PŘÍLOH

- 1) Výpočet všech uvedených ozubení v programu PTC MathCad Prime 5.0.0.0
- 2) Model navržené převodovky ve formátu STEP
- 3) Výpočet vstupní a výstupní hřídele, ložisek a drážkování v programu PTC MathCad Prime 5.0.0.0
- 4) Výpočet řadících kamenů v programu MS Excel