

# Návrh sportovní převodovky mopedu

Studený Denis

---

Bakalářská práce  
2024



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická  
Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2023/2024

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Denis Studený
Osobní číslo:	T20294
Studijní program:	B3909 Procesní inženýrství
Studijní obor:	Technologická zařízení
Forma studia:	Prezenční
Téma práce:	Návrh sportovní převodovky mopedu

## Zásady pro vypracování

- Vypracujte literární rešerši na dané téma
- Proveďte analýzu současného stavu
- Navrhněte úpravu pomocí 3D modelů
- Vypracujte výkresovou dokumentaci

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

KOČMAN, Karel. Technologické procesy obrábění. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-722-2.  
MICHNA, Štefan, Jarmila TRPČEVSKÁ a Iva NOVÁ. *Strojírenská technologie*. Ústí nad Labem: Univerzita J.E. Purkyně v Ústí nad Labem, 2012, 337 s. ISBN 9788074145018.  
TEMPELMAN, Erik, Hugh SHERCLIFF a Bruno NINABER VAN EYBEN. *Manufacturing and Design*. Oxford: British Library, 2014. ISBN 978-0-08-099922-7.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Martin Řezníček, Ph.D.**  
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **2. ledna 2024**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **17. května 2024**

**prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.**  
děkan

L.S.

**doc. Ing. Martin Bednařík, Ph.D. v.r.**  
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 4. března 2024

## PROHLÁŠENÍ AUTORA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

- bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považuji se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

### Prohlašuji,

- že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....  
podpis studenta

## **ABSTRAKT**

Bakalářská práce se zabývá návrhem sportovní převodovky mopedu. Cílem práce je upravit převodovku mopedu Babetty 225 pro sportovní účely. Teoretická část je zaměřena na ozubené převody, kde jsou popsány typy čelních soukolí a převodové poměry. Dále jsou v práci rozebrány převodovky a spojky motorových vozidel. Praktická část práce popisuje současný stav mopedu. Následující kapitoly se věnují samotnému návrhu sportovní převodovky v programu Autodesk Inventor, základním výpočtům k zhotovení převodovky a výběru vhodného materiálu.

Klíčová slova: převody, Babetta 225, sportovní převodovka, spojky, návrh převodovky

## **ABSTRACT**

The bachelor thesis deals with the design of a sports moped gearbox. The aim of the thesis is to modify the gearbox of the moped Babetta 225 for sport purposes. The theoretical part focuses on gears, where the types of spur gears and gear ratios are described. Furthermore, gearboxes and clutches of motor vehicles are discussed in the thesis. The practical part of the thesis describes the current state of the moped and its progressive modifications. The following chapters deal with the actual design of the sports gearbox in Autodesk Inventor, the necessary calculations to make the gearbox and the selection of suitable material.

Keywords: Gearboxes, Babetta 225, Sport Gearbox, Clutches, Gearbox Design

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce panu Ing. Martinu Řezníčkovi, Ph.D. za odborné vedení, trpělivost a podporu. Díky jeho poznatkům jsem se naučil novým věcem a nové perspektivy. Také bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za jejich podporu, která mi pomohla překonat mnohé výzvy.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>9</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>10</b>
<b>1 OZUBENÉ PŘEVODY</b> .....	<b>11</b>
1.1 PŘEVODOVÉ POMĚRY .....	11
1.2 TYPY ČELNÍCH SOUKOLÍ.....	11
1.2.1 Ozubená kola s přímými zuby.....	11
1.2.2 Ozubená kola s šikmými zuby .....	12
1.2.3 Ozubená kola se šípovými zuby.....	13
1.3 VÝROBA OZUBENÝCH KOL .....	13
<b>2 PŘEVODOVKY MOTOROVÝCH VOZIDEL</b> .....	<b>15</b>
2.1 ROZDĚLENÍ.....	15
2.2 MANUÁLNÍ PŘEVODOVKY .....	15
2.3 AUTOMATICKÉ PŘEVODOVKY .....	17
2.4 POLOAUTOMATICKÉ PŘEVODOVKY .....	18
2.5 POŽADAVKY KLADENÉ NA PŘEVODOVKY MOTOROVÝCH VOZIDEL .....	18
2.6 TECHNICKÁ ÚDRŽBA A OPRAVY .....	19
<b>3 SPOJKY MOTOROVÝCH VOZIDEL</b> .....	<b>20</b>
3.1 ROZDĚLENÍ SPOJEK MOTOROVÝCH VOZIDEL.....	20
3.2 ROZJEZDOVÉ SPOJKY.....	21
3.2.1 Jednokotoučové suché třecí spojky .....	21
3.2.2 Dvoukotoučové suché třecí spojky .....	22
3.2.3 Vícelamelové spojky .....	23
3.2.4 Volnoběžné spojky.....	24
3.3 ROZBĚHOVÉ SPOJKY .....	24
3.3.1 Rozběhové odstředivé spojky .....	25
3.3.2 Rozběhová elektromagnetická spojka.....	25
3.4 POŽADAVKY KLADENÉ NA ROZJEZDOVÉ A ROZBĚHOVÉ SPOJKY .....	26
3.5 ZÁVADY A OPRAVY SPOJEK U MOTOROVÝCH VOZIDEL .....	27
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>28</b>
<b>4 CÍLE PRÁCE</b> .....	<b>29</b>
<b>5 SOUČASNÝ STAV</b> .....	<b>30</b>
5.1 SOUČASNÝ STAV MOTOROVÉ ČÁSTI.....	32
5.2 SPORTOVNÍ MOTOROVÁ ČÁST.....	33
5.3 ÚPRAVA MOTORU.....	34
5.4 SOUČASNÝ STAV PŘEVODOVKY.....	35

5.4.1	Spojka.....	36
5.4.2	Primární převod.....	37
5.4.3	Převodovka.....	37
5.5	NEVYHOVUJÍCÍ STAV .....	39
<b>6</b>	<b>KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEVODOVKY .....</b>	<b>40</b>
6.1	ANALÝZA VÝKONOVÝCH CHARAKTERISTIK MOTORU.....	40
6.2	NÁVRH CHARAKTERISTIKY PŘEVODŮ.....	41
6.3	NÁVRH PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ.....	43
6.3.1	Návrh ozubeného řemenového převodu.....	45
6.3.2	Návrh čelního ozubeného převodu.....	49
6.3.3	Návrh řetězového převodu .....	56
<b>7</b>	<b>PROBLEMATIKA GEOMETRIE NAVRŽENÝCH PŘEVODŮ .....</b>	<b>63</b>
7.1	ŘADÍCÍ SPOJKA .....	63
7.2	3D DOKUMENTACE UPRAVENÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE A NAVAZUJÍCÍCH KOMPONENT .....	64
7.3	3D DOKUMENTACE HLAVNÍ HŘÍDELE A NAVAZUJÍCÍCH KOMPONENT.....	64
7.4	3D DOKUMENTACE PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE A NAVAZUJÍCÍCH KOMPONENT.....	65
7.5	SPORTOVNÍ PŘEVODOVKA .....	66
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>67</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>68</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>	<b>72</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>79</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>81</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>82</b>



## ÚVOD

Ozubené převody, převodovky motorových vozidel a spojky tvoří nedílnou součást konstrukce motorových zařízení a vozidel. Jejich využití je klíčové pro správné fungování a výkon motorů v různých použití, a to nejen v průmyslových a dopravních odvětvích, ale také v automobilovém průmyslu, zemědělství, stavebnictví a dalších oblastech. Postupně se s rozvojem průmyslu a dopravy začaly ozubené převody a převodovky používat v širokém spektru, což vedlo k jejich neustálému zdokonalování a inovacím.

Dnes jsou ozubené převody a převodovky základními složkami většiny motorových vozidel, ať už jde o osobní automobily, nákladní vozidla, motocykly nebo právě i mopedy. Z důvodu neustálého pokroku v oblasti technologií a inovací se stále vyvíjejí nové typy a konstrukce ozubených převodů a spojek, které jsou schopny nabídnout vyšší účinnost, spolehlivost a výkon vozidel.

Není překvapením, že lidé se často snaží upravovat převodovky svých motorových vozidel. Motivace za těmito úpravami může být různorodá. Například v závodním prostředí je cílem dosáhnout maximálního výkonu a rychlosti, což často vyžaduje přizpůsobení převodových poměrů specifickým požadavkům trati a disciplíny. Pro osobní účely mohou lidé chtít zvýšit výkon svých vozidel, zlepšit jejich akceleraci nebo dosáhnout vyšších rychlostí pro zábavu nebo efektivnější cestování. Pro některé jedince může úprava převodovky představovat koníček nebo vášeň, která je pohání k experimentování a hledání optimálních nastavení. Nicméně, je třeba zdůraznit, že upravování převodovky může být ekonomicky náročné, neboť vyžaduje investice do drahých součástí, práce a možná i odborných služeb. Navíc, pokud nejsou úpravy provedeny odborně a s ohledem na bezpečnost a funkčnost, mohou mít negativní dopady na spolehlivost a životnost vozidla, což může zvýšit náklady na údržbu a opravy v dlouhodobém horizontu.

Téma bakalářské práce se zaměřuje na návrh sportovní převodovky pro moped, což je specifický případ použití ozubených převodů a spojek v rámci motorových vozidel. Cílem je optimalizace výkonu a účinnosti mopedu prostřednictvím úprav jak motorové, tak převodové části. Široká škála témat, která tato problematika zahrnuje, nabízí mnoho příležitostí pro inovace a optimalizaci. Celkově lze konstatovat, že návrh sportovní převodovky pro moped představuje zajímavou a aktuální výzkumnou oblast v oblasti motorových vozidel.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1 OZUBENÉ PŘEVODY

Ozubené převody jsou mechanismy, které používají ozubená kola k přenosu otáčivého pohybu a točivého momentu mezi hřídeli a dalšími součástmi systému. Jejich spojení je založeno na principu záběru s přímým kontaktem mezi dvěma prvky. Jedná se o nejčastěji používané převody. Hlavními výhodami těchto převodů jsou jejich relativně malé rozměry, trvanlivost, vysoká účinnost, spolehlivost, přesné udržování převodového poměru, možnost dosažení vysokých převodových poměrů a to, že jsou bezúdržbové. Naproti tomu jsou složitější a dražší na výrobu, jsou hlučné a neklidné, mají vyšší požadavky na přesnost a malé osové vzdálenosti. [1]

### 1.1 Převodové poměry

Převodový poměr závisí na počtu zubů. Větší ozubené kolo s více zuby otáčí menším ozubeným kolem s méně zuby rychleji, ale s menším točivým momentem, zatímco menší ozubené kolo s méně zuby otáčí větším ozubeným kolem s více zuby pomaleji, ale s větším točivým momentem. Poměr mezi počtem zubů obou kol určuje převodový poměr. [2]

### 1.2 Typy čelních soukolí

Ozubená kola mohou mít různý tvar a velikost, což umožňuje dosažení různých převodových poměrů. Základním prvkem těchto soukolí je profil boku zubu. Výhodou je jejich konstantní směr síly v ozubení. Naopak při malém počtu zubů dochází k podřezání paty. Rozlišujeme několik typů čelních ozubení. [1,4]

#### 1.2.1 Ozubená kola s přímými zuby

Čelní ozubená kola jsou běžným typem ozubených kol v převodových systémech. Mají zuby uspořádané kolmo k ose kola, které mají stejnou šířku a tvar, jak je znázorněno na (Obr.1), což zajišťuje přesný přenos točivého momentu. Tato ozubená kola mají několik výhod, včetně přesného a konzistentního přenosu točivého momentu, relativně snadné výroby a vysoké účinnosti přenosu točivého momentu. Mají však také nevýhody, jako je tvorba hluku při vysokých rychlostech, potřeba velkých ozubených kol při vysokých krouticích momentech, což může omezovat kompaktnost zařízení, a náchylnost k poškození nebo nesprávné výrobě zubů, což může vést k vibracím a nepřesnému přenosu krouticího momentu.[3]



Obr.1 Ozubená kola s přímými zuby [21]

Čelní ozubená kola se používají v široké škále aplikací, mimo jiné jako převodovky pro změnu rychlosti a přenos točivého momentu ve vozidlech, jako řemenové převody ve zdvihacích a manipulačních zařízeních a v průmyslových strojích, jako jsou lisy a výrobní linky. [4]

### 1.2.2 Ozubená kola s šikmými zuby

Šikmé ozubené kolo je typ ozubeného kola, jehož zuby nejsou kolmé k ose, ale jsou mírně skloněné pod určitým úhlem viz. Obr.2, což umožňuje hladší chod. Tento typ ozubených kol má několik výhod, například hladký a tichý vstup a výstup zubů a schopnost přenášet vyšší točivé momenty při menších rozměrech. Mají však také nevýhody, jako je složitější výroba, nutnost správného seřízení a nastavení pro optimální výkon, což může vést k nesprávnému provozu a vzniku axiálních sil a ohybových momentů, které namáhají ložiska a hřídele. [3]



Obr.2 Ozubená kola s šikmými zuby [22]

Šikmá ozubená kola se používají tam, kde je vyžadován hladký chod a schopnost přenášet vyšší točivé momenty. Používají se jako převodovky ve vozidlech vyžadujících hladký chod, v průmyslových strojích pro tichý provoz a v převodovkách letadel a lodí. [4]

### 1.2.3 Ozubená kola se šípovými zuby

Ozubená kola se šípovitým ozubením mají zvláštní tvar zubů ve tvaru šipek skloněných pod určitým úhlem k ose kola viz. Obr.3. Tento speciální tvar umožňuje účinný přenos vysokých krouticích momentů. Mezi výhody těchto ozubených kol patří shoda se šikmým ozubením, které eliminuje axiální sílu, a velmi dlouhá životnost. Na druhou stranu existují i nevýhody, jako je náročnost výroby a montáže a potřeba širšího ozubeného kola kvůli geometrii zubů. [3]



Obr.3 Ozubená kola s šípovými zuby [23]

Čelní ozubená kola se používají všude tam, kde je třeba přenášet velké krouticí momenty a kde je vyžadován hladký chod. Používají se v převodovkách lodních motorů pro pohon lodí, v převodovkách větrných turbín pro přeměnu silného větru na elektrickou energii a v těžkých průmyslových strojích, kde je třeba přenášet velký točivý moment. [4]

## 1.3 Výroba ozubených kol

Existuje celá řada různých metod a postupů pro výrobu ozubených kol, které se liší především v produktivitě, přesnosti, nákladech a potřebě speciálních strojů. Mezi nejběžnější metody výroby ozubených kol patří frézování a obrázení.

- **Frézování odvalovací frézou**

Při výrobě ozubených kol pomocí odvalovací metody je profil nástroje navržen tak, aby odpovídal základnímu profilu ozubení, nazývanému hřeben. Tento proces umožňuje vytvářet ozubená kola s libovolným počtem zubů, přičemž zuby frézy postupně zasahují do obrobku, který se plynule otáčí a ozubení se vytváří současně na všech zubech. Osa frézy je nakloněna vůči rovině obrobku, případně se naklání ještě o úhel sklonu zubů pro šikmé ozubení. Tato metoda je vhodná pro výrobu ozubení, kde záleží na přesnosti tvaru zubu, zejména pro čelní šikmá ozubení. [5]



Obr. 4 Odvalovací fréza pro výrobu ozubených kol [34]

- **Obrázení**

Při výrobě ozubených kol metodou obrázení se využívá tvarového obrážecího nože, který má základní tvar zubu. Břity nástroje mohou být vyrobeny z výkonných rychlořezných ocelí a mohou být opatřeny tvrdými otěruvzdornými povlaky nebo vsazenými hřebeny ze slinutých karbidů. Pro dosažení vyšší přesnosti a lepšího povrchu zubů se ozubená kola po obrázení mohou podrobit dokončovací operaci, jako je ševingování. Tato metoda umožňuje vytvářet ozubená kola s požadovanými tvary a rozměry a je vhodná pro různé aplikace v průmyslu. [6,7]

- **Broušení**

Broušení ozubených kol je proces, který se často používá jako součást dokončovacích operací. Tato metoda se často uplatňuje při zpracování přesných kalených ozubených kol. Broušením jsou odstraňovány deformace po tepelném zpracování a nepřesnosti vzniklé během předchozích obráběcích operací. Pro broušení se využívají kotouče vyrobené z kubického nitridu boru, které umožňují dosažení vysoké přesnosti a kvality povrchu ozubených kol. [6,7]

## 2 PŘEVODOVKY MOTOROVÝCH VOZIDEL

Převodovky motorových vozidel vyžadují zařízení, které zprostředkovává řazení určitého převodového stupně pro dosažení přenosu výkonu při určitém poměru otáček a točivého momentu. U manuálních převodovek provádí změny převodových stupňů výhradně řidič. V závislosti na úrovni automatizace převodovky však elektronika a hydraulické nebo pneumatické systémy vykonávají část nebo všechny tyto funkce. Některé funkce převodovky, jako je neutrál nebo zpátečka, stále ovládá řidič. Mechanismus řazení proto hraje důležitou roli v rozhraní mezi řidičem a vozidlem. Systémy používané k řazení mají významný vliv na dobu, za kterou dojde ke změně převodového stupně a také na pohodlí cestujících ve vozidle. Převodovky motorových vozidel jsou klíčové komponenty používané k řízení přenosu výkonu z motoru na kola. Převodovky jsou klíčové součásti motorových vozidel, které umožňují přenos výkonu z motoru na kola. Tato složitá zařízení obsahují různé převodové stupně, které umožňují řidiči regulovat výkon a rychlost vozidla podle potřeby. [8,9,10]

### 2.1 Rozdělení

Převodovky motorových vozidel jsou rozděleny na několik hlavních kategorií na základě způsobu řazení rychlostí. Nejběžnější typy jsou:

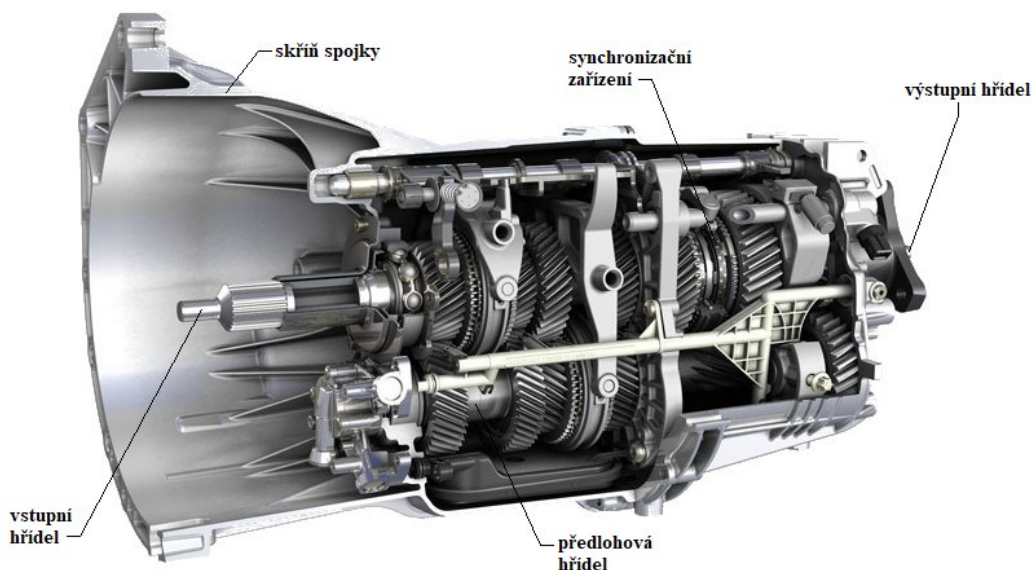
1. Manuální převodovky: Řidič ručně volí různé rychlosti pomocí spojky a řadicí páky. Tyto převodovky nabízejí větší kontrolu.
2. Automatické převodovky: Mění rychlosti automaticky bez zásahu řidiče, což zvyšuje pohodlí při řízení.
3. Poloautomatické převodovky: Kombinují manuální a automatický režim, umožňují ruční i automatické řazení podle preference řidiče.

Existují i další speciální typy převodovek jako variabilní převodovky, převodovky s dvojitým spojkovým mechanismem a další, které mají vlastní výhody a nevýhody. Volba závisí na účelu a preferencích řidiče. [9,10]

### 2.2 Manuální převodovky

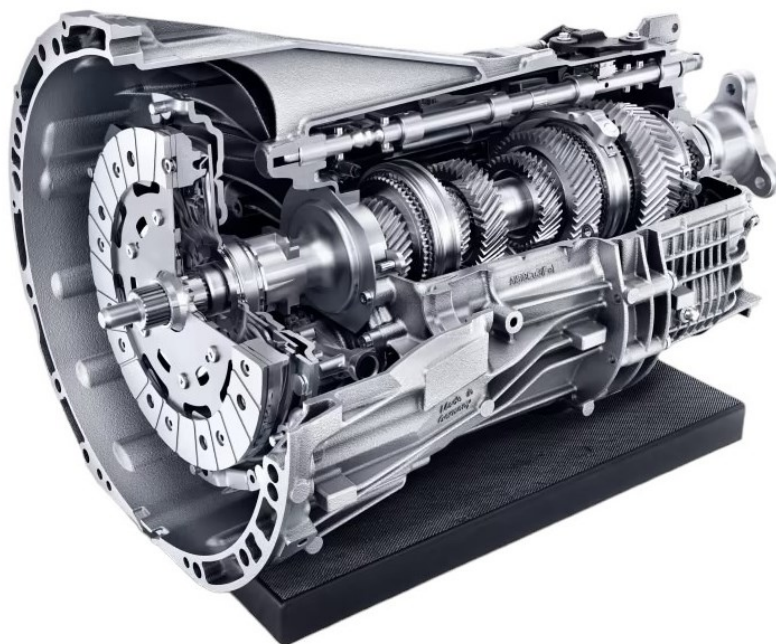
Manuální převodovky umožňují řidiči ruční řazení pomocí spojky a řadicí páky, což mu umožňuje lepší kontrolu nad vozidlem. Řidič si může zvolit optimální rychlost pro aktuální

jízdní podmínky. Spojují motor a převodovku prostřednictvím spojky, což umožňuje hladké řazení. Tato možnost je oblíbená u řidičů, kteří chtějí mít nad jízdou větší kontrolu. [9]



Obr.5 Šesti-stupňová manuální převodovka ZF Group [24]

Mezi výhody manuálních převodovek patří lepší ovládání vozidla a výkon motoru, nižší náklady ve srovnání s automatickými převodovkami a v některých případech i vyšší účinnost. Na druhou stranu mohou být vnímány jako složitější na ovládání, obtížnější v provozu a mohou nabízet menší komfort ve srovnání s automatickými převodovkami. [9]

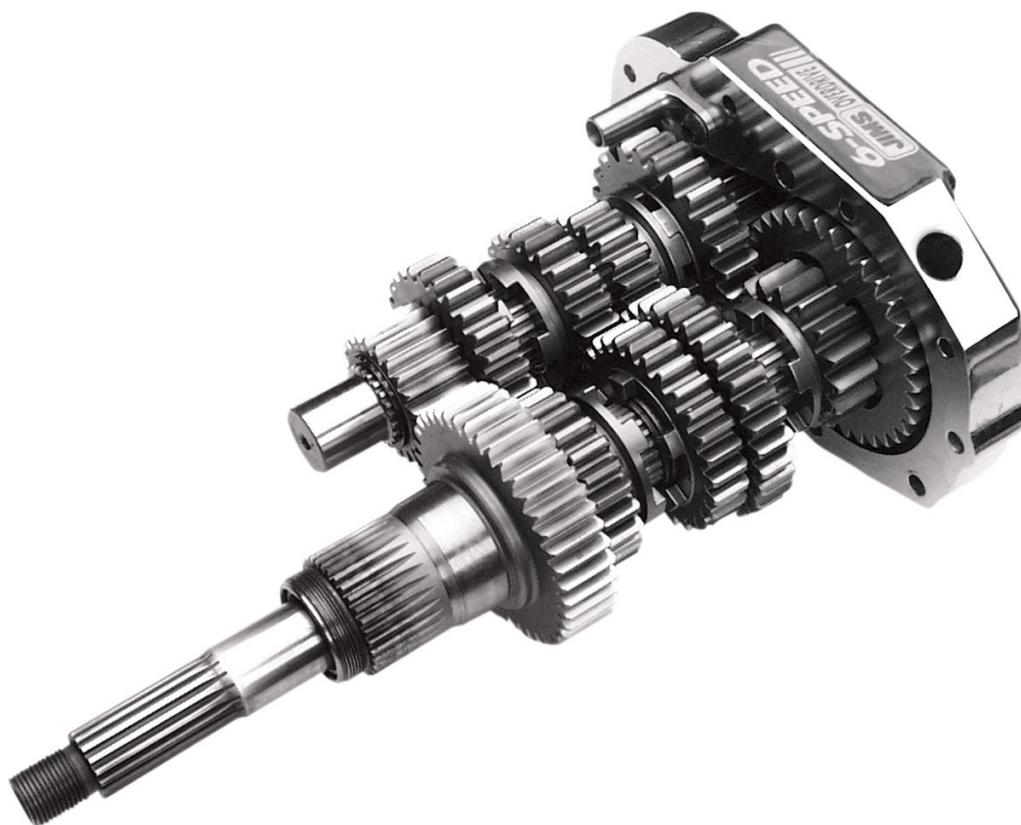


Obr.6 Šesti-stupňová manuální převodovka Mercedes-Benz [25]



### 2.3 Automatické převodovky

Automatická převodovka je typ převodovky, která automaticky mění rychlostní stupně, což usnadňuje ovládání vozidla, protože řidič nemusí ovládat spojkový pedál a řadicí páku. Aby toho automatická převodovka dosáhla, musí splňovat několik důležitých požadavků. Mezi ně patří plynulé rozjíždění a řazení, řazení mezi rychlostními stupni v závislosti na zatížení motoru a bezpečné parkování díky zablokování převodovky. Automatické převodovky jsou vybaveny důmyslnými hydraulickými systémy, které umožňují plynulé řazení. Moderní automatické převodovky jsou často řízeny elektronickou řídicí jednotkou, která na základě údajů z různých snímačů rozhoduje o tom, kdy je třeba přeradit. [10]



Obr.7 Šesti-stupňová automatická převodovka do sportovních motorek [26]

Mezi výhody automatických převodovek se řadí pohodlí pro řidiče, zejména v městském provozu nebo na dlouhých cestách, snadnost pro začínající řidiče a vyšší efektivita. Mezi nevýhody patří vyšší cena vozidel s automatickou převodovkou, menší kontrola řidiče nad výkonem vozidla a určitá ztráta výkonu ve srovnání s manuální převodovkou. [10]

## 2.4 Poloautomatické převodovky

Poloautomatická převodovka kombinuje manuální a automatickou převodovku s elektronickou a hydraulickou spojkou. Poskytuje řidiči kontrolu nad řazením bez manuální spojky a zjednodušuje řízení. Mezi nevýhody patří vyšší pořizovací náklady a vyšší nároky na servis a údržbu ve srovnání s konvenčními převodovkami. Je vhodná pro ty, kteří hledají kombinaci manuálního řazení a pohodlí ovládání spojky. [11]



Obr.8 DSG převodovka Volkswagen Group [27]

## 2.5 Požadavky kladené na převodovky motorových vozidel

Automobilové převodovky musí splňovat klíčové požadavky na bezpečnost, výkon a komfort. Mezi ně patří plynulý přenos výkonu z motoru na kola vozidla, dostatečný rozsah převodů, nízká spotřeba paliva a snadné řízení. Kromě toho jsou důležité nízké nároky na údržbu, spolehlivost a minimalizace hluku a vibrací. Převodovky musí být kompatibilní s vozidlem a splňovat ekologické normy. Výrobci se snaží vylepšovat převodovky, aby zvýšili výkonnost, účinnost a komfort vozidla. [12]

## 2.6 Technická údržba a opravy

Údržba a opravy převodovek motorových vozidel jsou nezbytné pro správnou funkci vozidla. Údržba zahrnuje pravidelnou výměnu oleje, kontrolu hladiny, kontrolu stavu těsnění a hadic, kontrolu spojek a brzdových pružin (u manuálních převodovek), seřízení táhla a celkovou péči o součásti převodovky. Opravy zahrnují výměnu spojky, opravu hydraulického systému (pokud se používá), výměnu přítlačných talířů (u automatických převodovek), opravu třecího materiálu spojky, výměnu ložisek a konfiguraci elektronických systémů (u moderních vozidel s automatickou převodovkou). Je důležité nepodceňovat údržbu a okamžitě reagovat na problémy, protože jakákoli závada na převodovce může ovlivnit bezpečnost a výkon vozidla. Pravidelná údržba a rychlá reakce na problémy pomohou prodloužit životnost převodovky a zlepšit celkové jízdní vlastnosti. [12]



Obr. 9 Poškozená převodovka [36]

### 3 SPOJKY MOTOROVÝCH VOZIDEL

Spojka vozidla je klíčovým prvkem, který přenáší výkon z motoru na kola, to umožňuje regulaci výkonu, zejména při rozjezdu. Během tohoto procesu však dochází ke ztrátám výkonu, který se uvolňuje ve formě tepla. Úkolem spojky ve vozidle je spojit nebo dočasně rozpojit motor s převodovkou, což umožňuje řidiči plynule řadit rychlostní stupně, aniž by musel zastavit motor. To je důležité pro změnu rychlosti vozidla. Když řidič sešlápne spojkový pedál, motor se odpojí od převodovky, což umožní řazení rychlostních stupňů. Různé typy převodovek vyžadují ke svému provozu specifické spojky. Manuální převodovky, které jsou nejběžnější, používají jednodušší spojky, zatímco poloautomatické a automatické převodovky vyžadují jiné typy spojek. Kromě toho se automobilové spojky dělí do tří hlavních skupin podle způsobu fungování: třecí spojky, elektromagnetické spojky a hydrodynamické spojky. V případě třecích spojek existují různá provedení podle tvaru třecích prvků. Tyto různé typy spojek jsou navrženy tak, aby byly vhodné pro různé typy převodovek vozidel a specifické provozní podmínky. [9,10]

#### 3.1 Rozdělení spojek motorových vozidel

Spojky mohou být rozděleny do několika kategorií podle jejich funkce, účelu, konstrukce nebo ovládání.

Podle funkce

- Rozjezdové
- Rozběhové
- Elektromagnetické
- Hydrodynamické

Podle konstrukčního provedení

- Třecí suché
- Třecí mokré
- Kapalínové
- Odstředivé

Podle způsobu ovládání

- Mechanické
- Automatické

V této práci budou řešeny pouze rozjezdové a rozběhové spojky z důvodu obsáhlosti tohoto tématu. Budou popsány rozdíly mezi těmito spojkami a uvedeny některé typy těchto spojek. [13]

## 3.2 Rozjezdové spojky

Rozjezdové spojky slouží k plynulému startování a k minimalizaci náhlých otřesů a namáhání motoru a převodovky. Tyto spojky umožňují postupný start motoru a zvyšování rychlosti vozidla. Mohou být konstruovány různými způsoby, například jako třecí spojky v manuálních převodovkách, aby byl zajištěn plynulý rozjezd vozidla. [14,15]

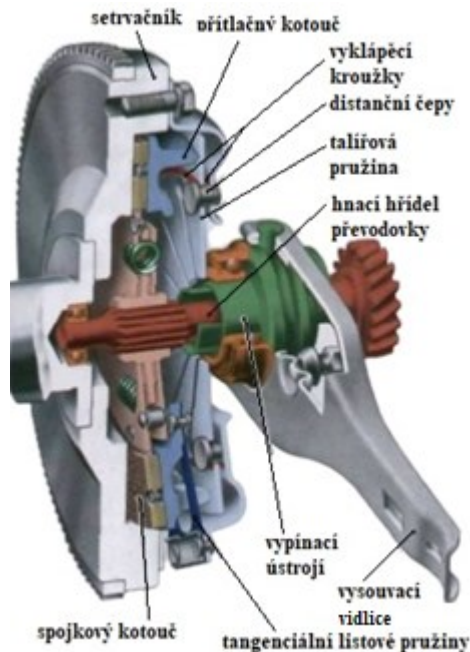
### 3.2.1 Jednokotoučové suché třecí spojky

Jednokotoučová třecí suchá spojka slouží v automobilech a dalších motorových vozidlech k přenosu točivého momentu z motoru na převodovku a následně na kola vozidla. Tato spojka má konstrukční prvky, které zahrnují třecí kotouč a točivý disk viz. Obr.10 připojený k hnací hřídeli motoru. Při stlačení spojky jsou tyto části stlačeny k sobě a umožňují přenos momentu. Funkce jednokotoučové třecí spojky spočívá v umožnění plynulého přenosu momentu z motoru na převodovku. [16]



Obr.10 Jednokotoučová suchá třecí spojka [28]

Když je spojka stlačena, spojí třecí kotouč a točivý disk, což pohání kola vozidla. Pokud je spojka uvolněna, oddělí třecí kotouč a točivý disk, což umožní motoru otáčet nezávisle na kolech. Tato spojka umožňuje plynulý rozjezd, řazení rychlostí a zastavení vozidla bez poškození motoru nebo převodovky, což zvyšuje kontrolu nad vozidlem. Třecí spojky bývají obvykle suché s přítlačnými pružinami pro přenos momentu, mokré spojky se většinou využívají u motocyklů. [16]



Obr.11 Popis třecí spojky [14]

Jednokotoučová třecí suchá spojka má několik výhod, patří sem jednoduchá konstrukce, která usnadňuje výrobu a údržbu. Tato spojka umožňuje plynulý rozjezd vozidla bez rázů a dosahuje vysoké účinnosti při přenosu momentu. Navíc má malou hmotnost, což nezvyšuje výrazně hmotnost vozidla. Na druhou stranu má jednokotoučová třecí suchá spojka některé nevýhody, patří sem omezený moment, což může být omezením pro vozidla s výkonnými motory. Dále má omezenou životnost, zejména při náročném provozu, a vyžaduje pečlivé ovládání při řazení rychlostí pro plynulý chod. Tato spojka může také mít omezené chlazení, což může způsobit přehřívání při náročném použití. Celkově je tato spojka vhodná pro běžná osobní vozidla, ale pro těžká nákladní vozidla nebo výkonná sportovní auta mohou být zapotřebí jiné typy spojek, které jsou schopny přenášet vyšší točivé momenty. [17]

### 3.2.2 Dvukotoučové suché třecí spojky

Dvukotoučová suchá třecí spojka má dva třecí kotouče viz. Obr.12, což jí umožňuje přenášet vyšší krouticí momenty a snižuje opotřebení třecích ploch. To umožňuje

efektivnější provoz vozidel s vyšším výkonem. Dvoukotoučová spojka má výhody, jako je schopnost přenášet vyšší točivé momenty a delší životnost, ale může být těžší a vyžaduje pečlivější údržbu. [17]



Obr.12 Dvoukotoučová suchá třecí spojka [29]

### 3.2.3 Vícelamelové spojky

Vícelamelová spojka je další modifikací kotoučové spojky. Využívá více lamel ke zvětšení třecí plochy při menším průměru lamel. Tato spojka je vhodná pro aplikace s omezeným prostorem, jako jsou motocykly viz. Obr.13. Skládá se z hnacího a hnaného talíře umístěných v drážkách spojkového koše a přitlačovaných přitlačným talířem s pružinami. Může být provozována buď za mokra (v oleji) s citlivým rozběhem nebo za sucha s lepší účinností, ale menší citlivostí při rozjezdu. [17]



Obr.13 Vícelamelová spojka motorky Honda [30]

### 3.2.4 Volnoběžné spojky

Volnoběžka, nazývaná také volnoběžná spojka, přenáší točivý moment pouze jedním směrem a zajišťuje minimální ztráty při zpětném otáčení. Tuto součástku lze nalézt v mnoha zařízeních, například v zadním středu jízdních kol s přehazovačkou a převodovkách některých typů motocyklů. Volnoběžná spojka je důležitou součástí mopedů viz. Obr.14 a malých motocyklů, kde umožňuje otáčení motoru nezávisle na pohybu vozidla. To přináší několik výhod, včetně plynulého rozjezdu, možnosti zastavení motoru a ochrany před nepřírozeným otáčením nebo zablokováním kol. Díky tomu je jízda bezpečnější a pohodlnější. [18]



Obr.14 Volnoběžná spojka mopedu Babetta 210 [31]

Volnoběžné spojky mají řadu aplikací v různých mechanismech, kde zajišťují jednosměrný přenos otáček a chrání mechanismy před zpětným chodem nebo přetížením. Tato zařízení mohou pomoci snížit spotřebu paliva a prodloužit životnost motoru, ačkoli jsou mechanicky složitější a mohou mít za následek ztrátu točivého momentu. [19]

### 3.3 Rozběhové spojky

Rozběhové spojky jsou součástí automatických spojek, které umožňují plynulý rozběh motorů. Tyto spojky se používají zejména u spalovacích motorů, kde je zapotřebí vysokého točivého momentu pro start. Často používaným typem rozběhových spojek je odstředivá spojka viz. Obr.15, která je častá u mopedů, a rovněž se uplatňují především u benzínových řetězových pil. Jejich hlavní funkcí je postupně zvyšovat otáčky motoru před jeho spuštěním, což minimalizuje rázové zatížení motoru a chrání ho před poškozením. Tyto spojky mají

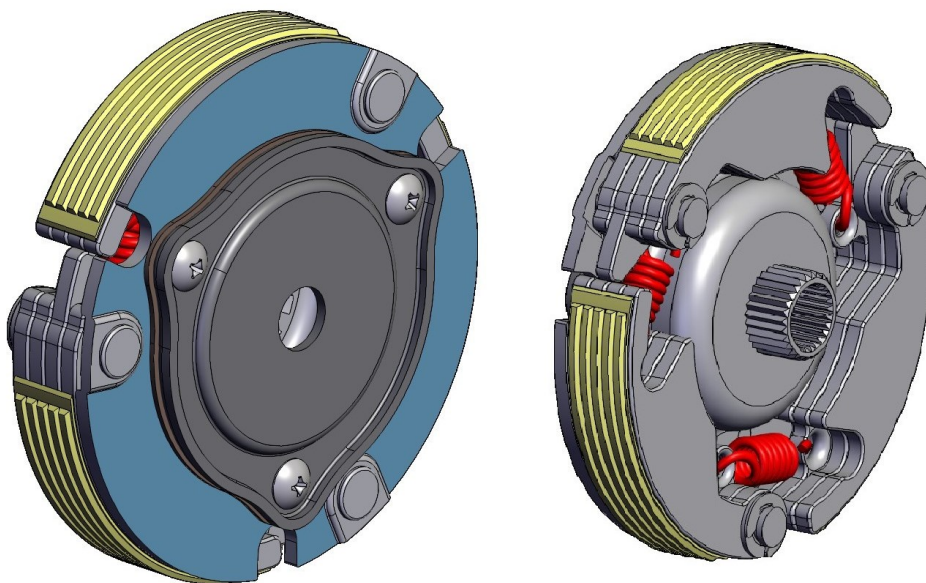


speciální konstrukci s mechanickými prvky, včetně odstředivých mechanismů, které řídí nárůst otáček motoru. [17]

Výhodou rozjezdových spojek je, že umožňují plynulé startování motoru s vysokým točivým momentem. Nevýhodou může být jejich složitější konstrukce a nutnost údržby v případě opotřebení. Tyto spojky jsou nezbytné pro spouštění motorů v automobilovém průmyslu a dalších aplikacích, kde je vyžadován postupný náběh otáček motoru. [19]

### 3.3.1 Rozběhové odstředivé spojky

Odstředivé spojky jsou zařízení, která umožňují pomalý rozběh motoru bez zatížení. Jakmile motor dosáhne určitých otáček, spojí se s pohonem. Tyto spojky jsou výhodné pro motory, které vyžadují vysoký rozběhový moment. Lze je použít v různých aplikacích včetně mopedů a řetězových pil. Tyto spojky jsou klasifikovány jako automatické spojky, což znamená, že nevyžadují spjkový pedál a vozidlo se ovládá pomocí plynu a brzdy. Tato technologie se často používá v motocyklovém průmyslu pro zjednodušení ovládání. [20]

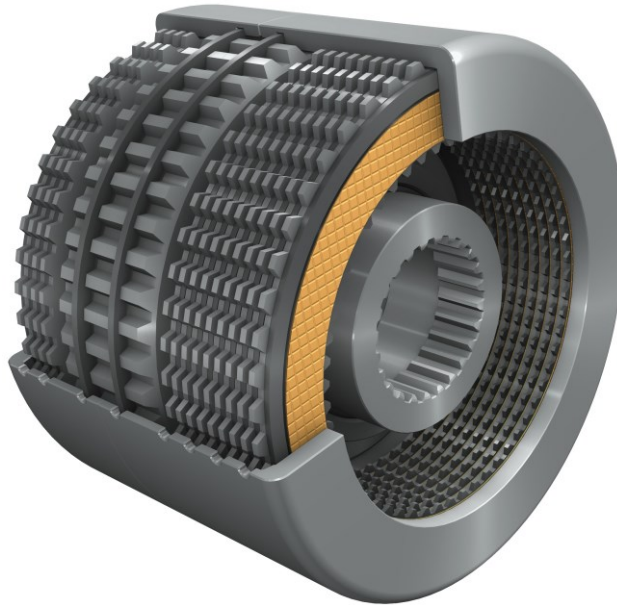


Obr.15 Odstředivá spojka motorčky Honda [32]

### 3.3.2 Rozběhová elektromagnetická spojka

Elektromagnetická rozběhová spojka se často používá v automobilových vozidlech. Jejím hlavním účelem je oddělit motor od hnacího mechanismu, což umožňuje plynulý rozběh motoru bez náhlých rázů. Tato spojka funguje na principu elektromagnetu viz. Obr.16, který podle potřeby připojuje a odpojuje motor od hnacího mechanismu. Tím se minimalizuje

zatížení motoru při startování. Elektromagnetické rozběhové spojky mají výhody, jako je plynulý rozběh a možnost dálkového ovládní, ale také nevýhody, jako je složitější konstrukce a potřeba zdroje elektrického proudu. [15]



Obr.16 Elektromagnetická spojka [33]

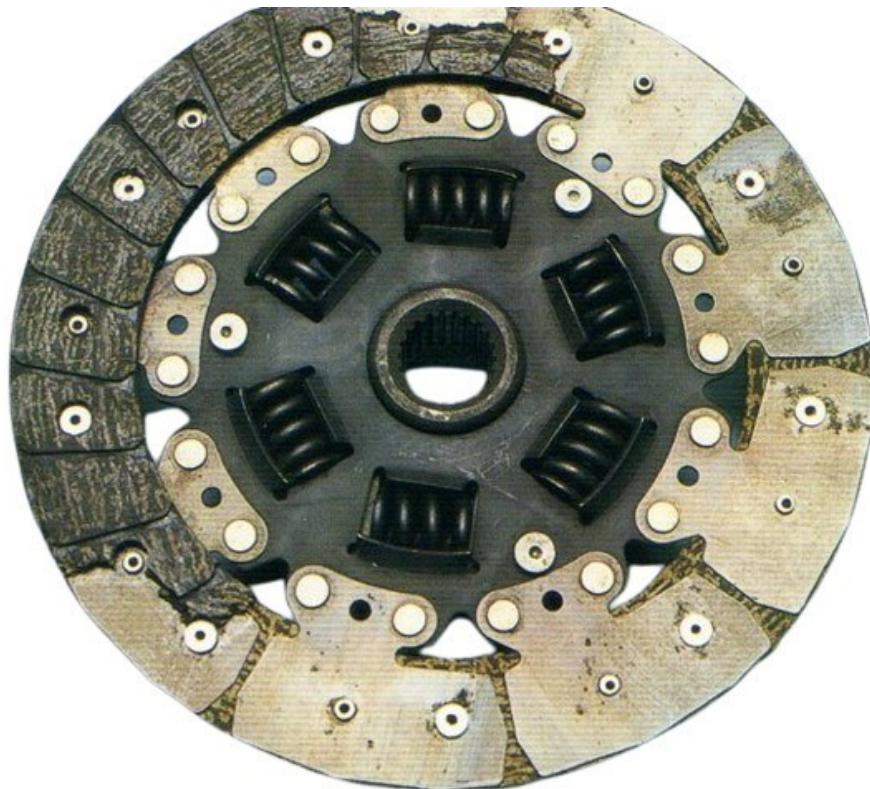
### 3.4 Požadavky kladené na rozjezdové a rozběhové spojky

Rozjezdové spojky musí být schopny spolehlivě přenášet točivý moment z motoru na převodovku a hnací hřídel vozidla. Zároveň musí umožnit plynulý a rovnoměrný rozjezd vozidla bez rázů a zbytečného prokluzování. Měly by být také schopny přenášet větší točivý moment, než je maximální točivý moment hnacího motoru. Rozjezdové spojky by měly umožňovat krátkodobé přerušování přenosu točivého momentu pro rychlé a plynulé řazení. Měly by také sloužit k tlumení torzních vibrací a kmitání a tím zlepšovat jízdní komfort. Dalším důležitým aspektem je ochrana převodovky a motoru před přetížením. Vypínací mechanismy spojky by měly být snadno ovladatelné s malými silami, což usnadňuje ovládní spojky a zajišťuje hladký rozjezd vozidla. Díky správné konstrukci a kvalitním materiálům jsou startovací spojky nenáročné na údržbu a odolné.

Účelem rozjezdových spojek je zajistit plynulý rozjezd vozidla bez rázů. Z hlediska rázového zatížení jsou rozjezdové spojky navrženy tak, aby minimalizovaly rázové zatížení při startování vozidla. Naproti tomu rozběhové spojky mají za cíl snížit rázové zatížení při startu motoru, kdy motor musí vyvinout vysoký točivý moment, aby se rozběhl. Tyto spojky tedy plní různé úkoly v závislosti na provozní fázi vozidla. [10,15]

### 3.5 Závady a opravy spojek u motorových vozidel

Spojky motorových vozidel mohou trpět řadou problémů, včetně prokluzování spojky, ztráty přítlaku, životnosti spojky, zadírání nebo rychlého záběru, obtížného provozu a nežádoucího hluku. Pravidelná údržba a kontrola spojky jsou rozhodující pro bezpečný provoz vozidla. Je důležité spojku pravidelně kontrolovat, aby se minimalizovala pravděpodobnost problémů, včetně omezeného chodu spojky a opotřebení třecího materiálu, které závisí na typu spojky a způsobu používání vozidla. Opravy spojky motorových vozidel zahrnují výměnu opotřebované spojky, opravu hydraulického systému, seřízení ovládacího mechanismu, výměnu přítlačného talíře, opravu třecího materiálu, výměnu ložisek a konzultaci s odborným servisem nebo mechanikem v případě složitějších oprav. Pravidelná údržba a kontroly spojky jsou klíčem k minimalizaci poruch a zajištění bezpečného provozu vozidla. [10,15]



Obr. 17 Poškozená třecí spojka [35]

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 4 CÍLE PRÁCE

Cílem bakalářské práce je upravit převodovku mopedu Babetty 225 pro sportovní účely. Úprava spočívá v tom, aby převodovka byla schopna přenášet vyšší výkony a kroutící momenty motoru, než je dosavadní limit. Pro realizaci práce je potřeba:

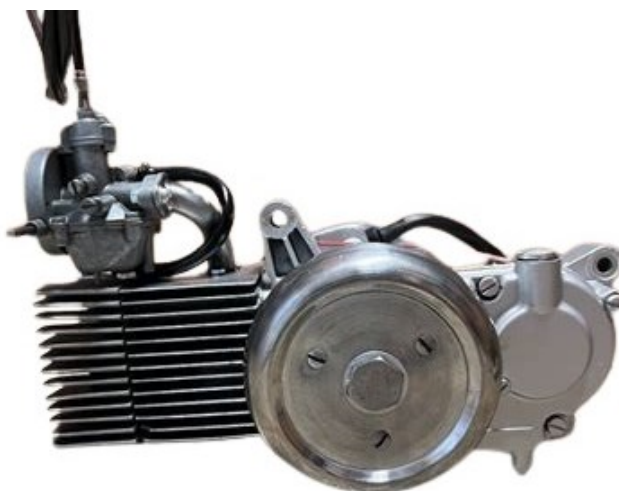
- Popis současného stavu převodovky a jejich nedostatků související se sportovní motorové částí.
- Konstrukční návrh sportovní převodovky vycházející ze sportovní motorové části a jejich parametrů.
- Zpracování výpočtových a kontrolních ověření, zda je sportovní převodovka vhodná pro použití.
- Vyhotovení 3D dokumentace

## 5 SOUČASNÝ STAV

Moped Babetta byl vyráběn českou společností JAWA od konce 70. let do počátku 90. let. 20. století. Jeho jednoduchost, spolehlivost a nízká spotřeba paliva získaly popularitu.

- Typ 207

Moped Babetta 207 je charakterizován svou jednorychlostní převodovkou. Moped této kategorie představuje zjednodušený design a konstrukci, které jsou v porovnání s jinými modely, například s typem 210, méně výkonné. Mopedy typu 207 jsou vybaveny menším karburátorem, což přispívá ke snížení výkonu a zjednodušení konstrukce. Tato charakteristika má vliv na celkovou údržbu, která je zpravidla snazší a méně náročná. Jednorychlostní převodovka zjednodušuje ovládání mopedu a zároveň omezuje jeho maximální rychlost na přibližně 30 km/h. V praxi se moped Babetta 207 osvědčuje především v městském prostředí a na krátkých trasách. Díky své jednoduchosti a snadné ovladatelnosti je vhodný pro začátečníky nebo pro ty, kteří preferují pohodlnou a nenáročnou jízdu.

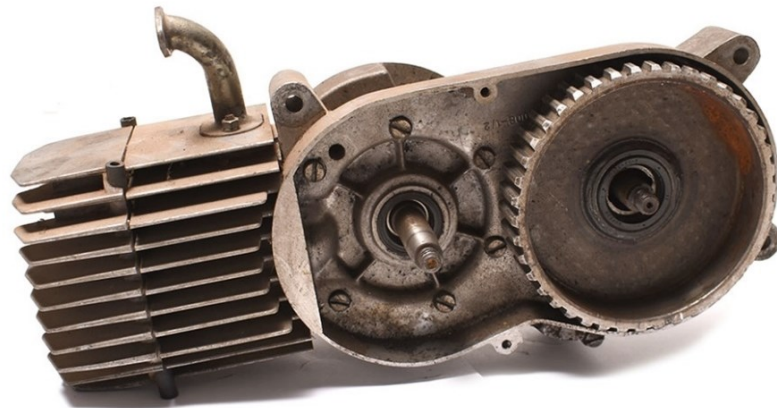


Obr. 18 Motor Babetty 207 [37]

- Typ 210

Moped Babetta 210 disponuje dvourychlostní převodovkou. Tato technologická vlastnost umožňuje přizpůsobit jízdní režim různorodým podmínkám, jako je terén, přičemž nižší stupeň převodu je výhodný pro těžší terény a vyšší stupeň pro roviny. V porovnání s typem 207 má moped Babetta 210 větší výkon a dosahuje vyšší maximální rychlosti pohybující se až 45 km/h. Toto zvyšuje jeho univerzálnost a schopnost rychlejšího pohybu na rovinách. Nicméně, s přidáním technologie dvourychlostní převodovky přichází několik kompromisů.

Moped Babetta 210 má složitější konstrukci a údržbu ve srovnání s jednorychlostním modelem 207.

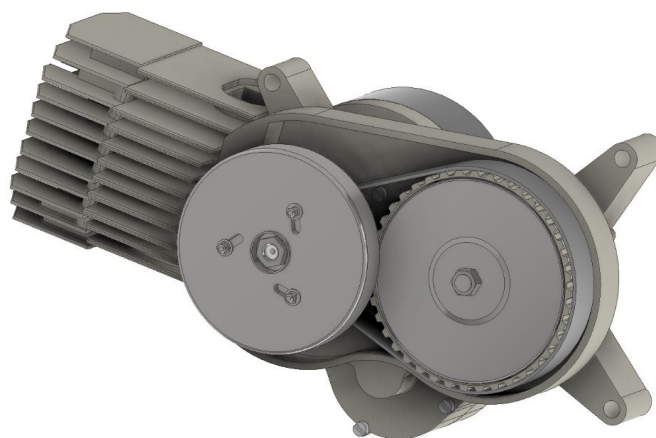


Obr. 19 Motor Babetty 210 [38]

- Typ 225

Moped Babetta 225 je identická s modelem 210. Hlavní změnou u tohoto modelu je startovací páka, která nahrazuje šlapadla, což usnadňuje a urychluje startování motoru. Konstrukce převodovky u tohoto modelu je složitější než u předchozích modelů.

V návrhu převodovky a úpravě motoru lze zlepšit výkonnost a efektivitu přenosu. To zahrnuje změny v převodových poměrech pro optimalizaci rychlosti a točivého momentu. Při úpravách motoru lze zvážit zvýšení výkonu úpravou sacího a výfukového systému nebo spalování paliva.

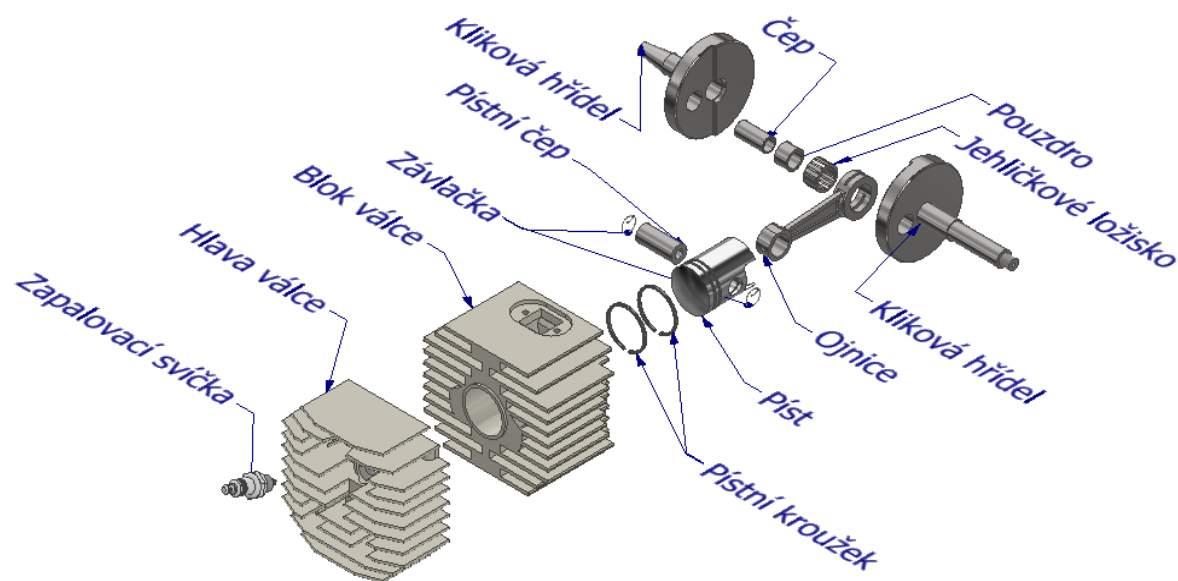


Obr. 20 Motor Babetty 225

Babetta zůstává oblíbenou díky své kulturní hodnotě. Mnoho nadšenců upravuje motory pro vyšší výkon. Tato práce se zaměřuje na úpravy převodovky mopedu Babetta, které jsou prováděny v důsledku instalace sportovní motorové části. Bude proveden popis mopedu zahrnující jak motorovou část, tak i převodovou část. Převodová část bude detailně rozebrána, budou zejména zdůrazněny funkce jednotlivých komponentů mopedu a identifikovány nedostatky spojené se současnou motorovou částí.

## 5.1 Současný stav motorové části

Stávající stav motoru Babetta 225 využívá dvoudobý zážehový motor s chlazením vzduchem. Dvoutaktní motor pracuje na principu využití tlaku plynů, které vznikají při výbuchu stlačené palivové směsi, k pohybu pístu. Tento pohyb se přenáší prostřednictvím ojnice a klikového mechanismu na otáčivý pohyb, který je následně přenesen na zadní kolo převodovkou a dalšími součástmi. Zároveň je nutné odvést spálené zbytky paliva do výfuku a zajistit novou palivovou směs pro další kompresi a explozi.



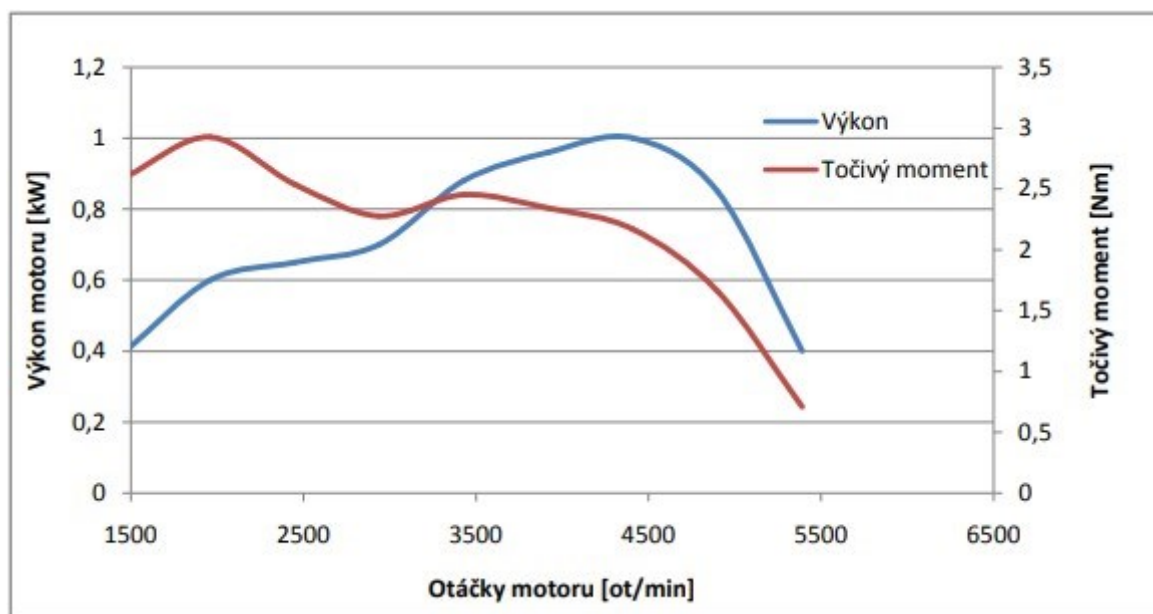
Obr. 21 Sestava motorové části

Výměna palivové směsi ve válci dvoudobého motoru je řízena pístem a kanály ve stěně válce, což eliminuje potřebu samostatného řídicího mechanismu. Celý pracovní cyklus, který zahrnuje sání, kompresi, výbuch a výfuk, probíhá během jedné otáčky klikového hřídele. Aby se omezený pracovní cyklus, dvoudobého motoru na dva zdvihy pístu, (jednu otáčku klikového hřídele) docílil, musí se celý cyklus odehrávat jak nad pístem ve válci, tak pod pístem v klikové skříni.



Tabulka 1 Technické údaje motorové části

Druh	Dvoudobý, zážehový
Počet válců	1
Poloha válce	Vodorovná
Průměr válce (mm)	39
Zdvih (mm)	41
Objem válce cm <sup>3</sup>	49
Stupeň komprese	9,2
Typ karburátorů	Jikov 2912DC
Hlavní tryska	63
Tryska běhu naprázdno	35
Max. výkon (kW)	1,75
Při otáčkách	5000
Max toč. Moment (N.m)	4
Při otáčkách	4250
Palivo	Benzín
Mazání	Olej s benzínem 1:33
Čistič vzduchu	Kovové pletivo
Chlazení	Vzduchem



Obr. 22 Průběh výkonu a točivého momentu původního motoru [41]

## 5.2 Sportovní motorová část

Bude proveden návrh sportovní převodové části, která bude vycházet z již vyrobené sportovní motorové části, spíše než z původního motoru mopedu Babetty. Technické údaje sportovní motorové části budou sloužit jako klíčový základ pro navržení optimální sportovní převodové části. Sportovní motorová část, která bude využita pro tento návrh, disponuje výrazně vyšším výkonem a otáčkami než původní motor mopedu Babetty. Při použití sportovní motorové části pro návrh sportovní převodové části budou získány některé

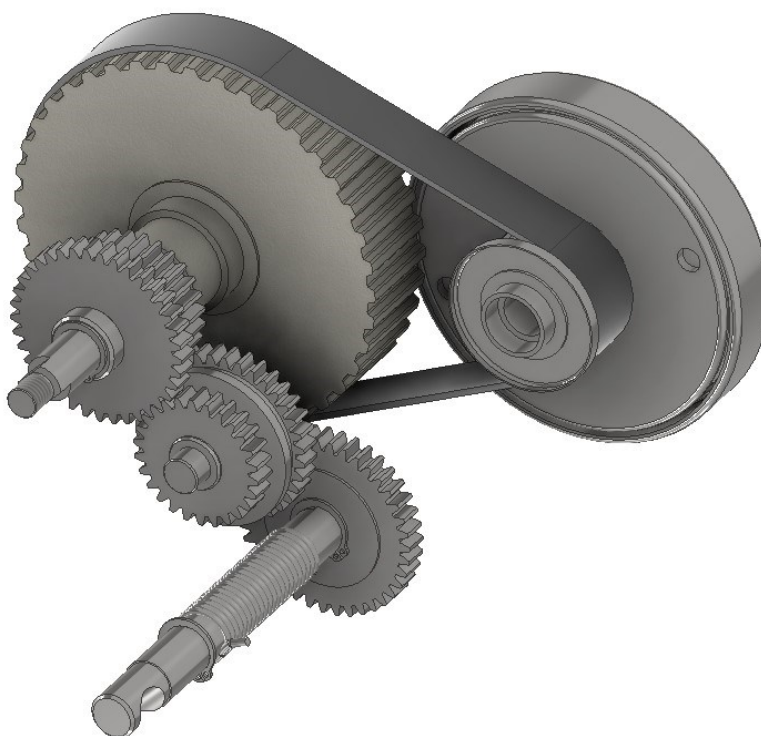
výhody. První z nich je zvýšený výkon, což umožní dosahování vyšších rychlostí a lepší akceleraci. Díky vyšším otáčkám sportovní motorové části bude dosaženo optimálního využití převodovky v různých jízdních podmínkách. Na základě technických údajů sportovní motorové části bude proveden detailní návrh sportovní převodové části. Tento návrh bude optimalizován pro výše zmíněné parametry, a to jak pro dosažení maximální rychlosti, tak i pro zachování účinnosti při nižších otáčkách. Při návrhu sportovní převodovky nesmí být opomenuty omezení a výzvy spojené s použitím sportovní motorové části. Patří sem například opotřebení převodovky při vyšším výkonu, vyšší spotřeba paliva nebo potenciálně zvýšená teplota motoru.

### 5.3 Úprava motoru

V této kapitole bude popsán postup úpravy sportovního motoru mopedu Babetta s cílem dosažení vyššího výkonu a prováděny další kroky k optimalizaci výkonnostních parametrů. Prvním klíčovým krokem v úpravě motoru je výměna karburátoru. Úprava výměny karburátoru představuje jednu z nejběžnějších a efektivních úprav, které lze provést k dosažení vyššího výkonu mopedů. Karburátor hraje klíčovou roli v procesu přísunu směsi vzduchu a paliva do spalovacího prostoru motoru, což zásadně ovlivňuje jeho výkonnost. Výměnou karburátoru za model s větším průměrem difuzoru, vhodným pro daný typ motoru a jeho parametry, lze dosáhnout zvýšení výkonu a optimalizace jízdních vlastností. Výměna karburátoru je často prvním krokem při úpravě mopedu. Zvolením karburátoru Dellorto s větším difuzorem o průměru 19 milimetrů byl vytvořen solidní základ pro dosažení maximálního potenciálu motoru. Vložka válce je upravena z původního dvoukanálu na pětikanál z důvodu rychlejšího plnění směsi a celkově lepšího vyplachovacího systému válce. Tato vložka byla následně upravena dle požadovaných parametrů pro rychlost a tah s cílem dosáhnout vyššího výkonu. Dalším krokem v úpravě motoru bylo provedení zvětšení průměru sacího a výfukového kanálu, což jsou základní metody pro zvýšení výkonu dvoutaktního motoru. Následně byl proveden výbrus vložky, ideálně jeden z největších možných pro zvýšení objemu. Zvětšením objemu válce a spalovacího prostoru hlavy válce, který byl upraven v souladu s větším vrtáním válce se dosáhlo zvýšení kompresního poměru, což přispívá k efektivnějšímu spalování paliva. Následovala montáž vhodné klapky sání a úprava časování pístu dle požadovaných kritérií. Experimenty s časováním zdvihu pístu byly provedeny ke zvýšení výkonu a přesunutí ho do vyšších otáček. Na závěr byla provedena výměna původního pístu za jednokroužkový, běžně používaný pro závodní účely, a provedena optimalizace trysek a tlumení sání v karburátoru.

## 5.4 Současný stav převodovky

Moped Babetta 225, vybavený klíčovou převodovkou, hraje důležitou roli při přenosu výkonu z motoru na zadní kolo. Typickým provedením je dvourychlostní převodovka, která umožňuje plynulé řazení rychlostí během jízdy. První rychlost je obvykle určena pro start a pomalou jízdu, zatímco vyšší rychlosti jsou navrženy pro dosažení vyšších jízdních rychlostí. Možné nedostatky a omezení převodovky zahrnují opotřebení součástí v důsledku pravidelného používání, potenciální úniky oleje nebo snížení účinnosti přenosu výkonu v důsledku opotřebení.



Obr. 23 Sestava převodového ústrojí

Tabulka 2 Technické údaje převodového ústrojí

Spojka	Samočinná odstředivá
Spouštěcí	Se dvěma čelistmi
Rozběhová	Se třemi čelistmi
Primární převod	Ozubený řemen
Převodový poměr	3,5
Převodovka	Samočinná, dvoustupňová
1. celkový převod	1:24,4231
2. celkový převod	1:13,7305
Řazení rychlostí	Čelistovou spojkou a volnoběžkou
Převod na kolo	Řetězový
Převodový poměr	1,444

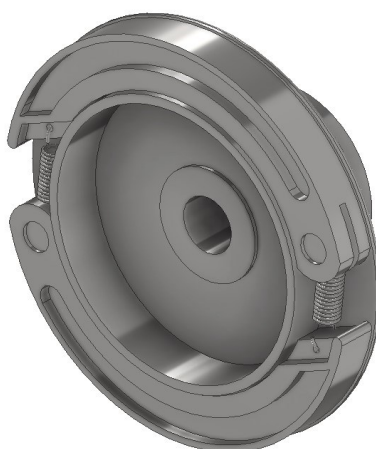
### 5.4.1 Spojka

Motor má na konci klikového hřídele dvě třecí odstředivé spojky. Vnitřní spojka má 3 čelisti a je nalisována na kuželový čep klikového hřídele. Při jízdě je vždy sepnutá, ale při zastavení se rozpojuje a umožňuje motoru běžet na volnoběh. Čelisti spojky jsou tlumeny listovou pružinou mezi čelistí a bubnem.



Obr. 24 Rozběhová spojka

Vnější spojka je rozjezdová. Má dvě čelisti, které jsou otočně namontovány na čepech rozjezdového válce. Při startování motoru přenáší hnací sílu od zadního kola přes převodovku na primární řemenový pohon a startovací buben. Čelisti se odstředivou silou přitlačí a přenesou hnací sílu na buben namontovaný na čep klikového hřídele, který motor nastartuje. Při náběhu určitých otáček se spojka sepne a přenáší točivý moment motoru na primární řemenový pohon.

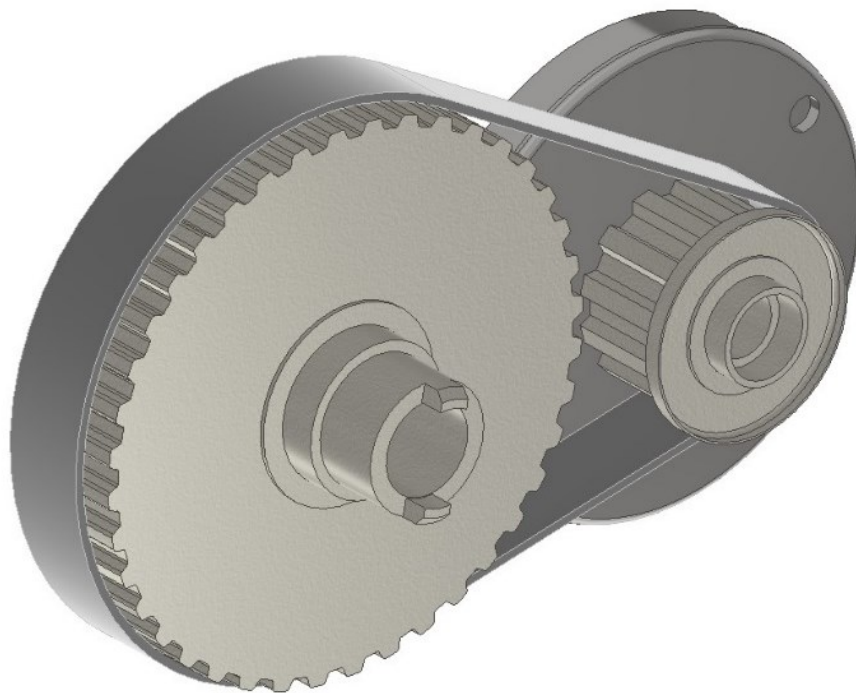


Obr. 25 Startovací spojka

Když se moped zastaví, otáčky primární řemenice se ihned zastaví, zpětné pružiny vrátí čelisti spouštěcí spojky do výchozí polohy a ta zůstane vypnutá. Rozjezdová spojka je rovněž vypnutá, ale čelisti této spojky nejsou při volnoběžných otáčkách zcela v základní poloze.

#### 5.4.2 Primární převod

Primární převod se skládá ze dvou ozubených kol a ozubeného řemene. Malé kolo s 12 zuby je součástí spojky a uložena na čepu klikového hřídele na dvou jehlových ložiskách. Malé kolo obsahuje vodící desku, která zabraňuje prokluzování řemene po klikové skříni. Hnané ozubené kolo se 42 zuby slouží také jako třecí buben pro spojku převodovky. Plechový kryt na čelní straně tohoto kola zabraňuje prokluzování řemene o plastový kryt. Hnané ozubené kolo se 42 zuby je uloženo v kuličkovém ložisku a je spojeno s ozubeným kolem uvnitř převodovky.

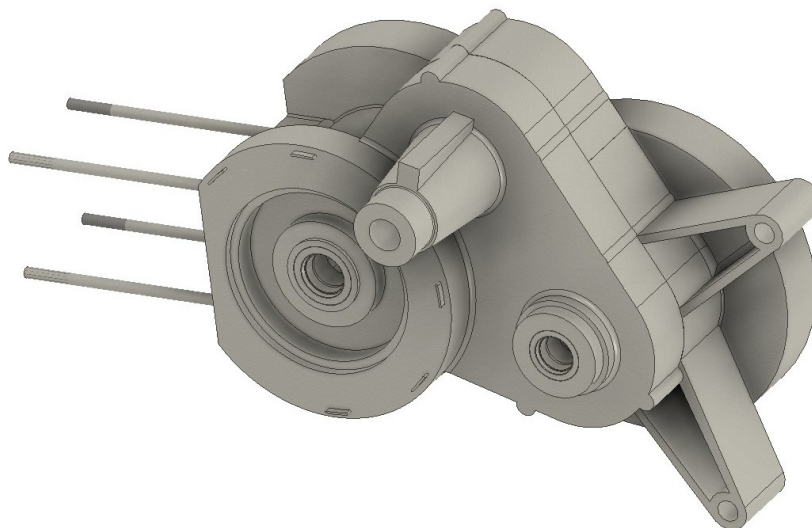


Obr. 26 Primární převod

#### 5.4.3 Převodovka

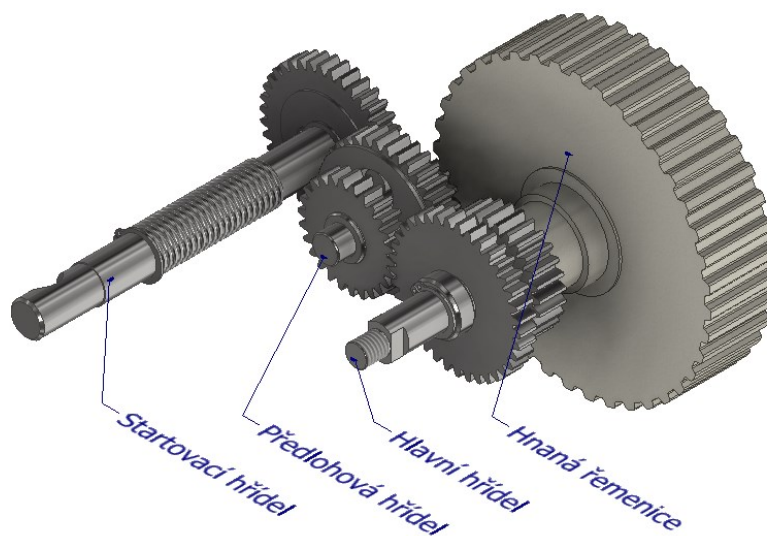
Převodovka, která je součástí skříně motoru, obsahuje tři páry ozubených kol. Předloková hřídel nese ozubená kola s 35 a 26 zuby na tři válečkové volnoběžce, která jsou uložena ve dvou pouzdrech v každé polovině skříně. Hlavní hřídel převodovky vychází ze skříně na obou stranách, která nese ozubená kola. Převodovka má otvory pro plnění, vypouštění a

kontrolu oleje a mezi polovinami skříně je papírové těsnění. Převodovka je ještě vybavena startovací hřídelí, na které je přidělena startovací páka.



Obr. 27 Převodová skříň

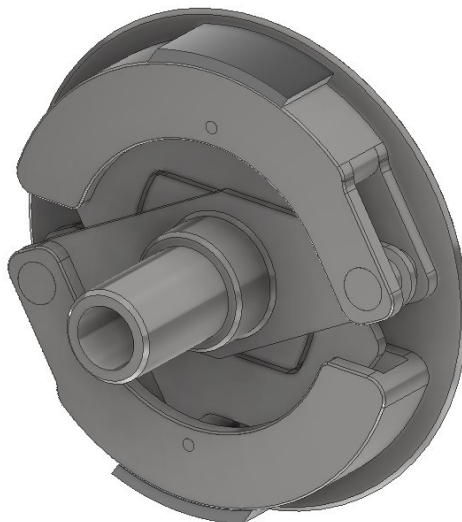
Při prvním převodovém stupni přenáší ozubený řemen hnací sílu z 28zubého kola na 35zubé kolo a poté na předlohovou hřídel. Současně čelist řazení přenáší hnací sílu z převodovky přes ozubená kola s 26 a 37 zuby. Čepy na řadicí čelisti nesou regulátor a vnitřní výstup a otáčejí hlavní hřídel, která pohání sekundární převod a zadní přehazovačku.



Obr. 28 Převodovka

Zařazení druhého převodového stupně začíná odstředivou silou, která tlačí čelisti řazení na buben. V této fázi řídicí táhlo táhne čelisti zpět. Po překročení točivého momentu na 37zubovém převodu se první převod odpojí a umožní volný pohyb 35zubového převodu.

Hnací síla se přenáší na čelisti, poté na regulační a vnitřní hlavní hřídel, a nakonec pohání hlavní hřídel převodovky. Převodový poměr mezi prvním a druhým rychlostním stupněm je 1,778, což ovlivňuje otáčky motoru při řazení.



Obr. 29 Řadící spojka

## 5.5 Nevyhovující stav

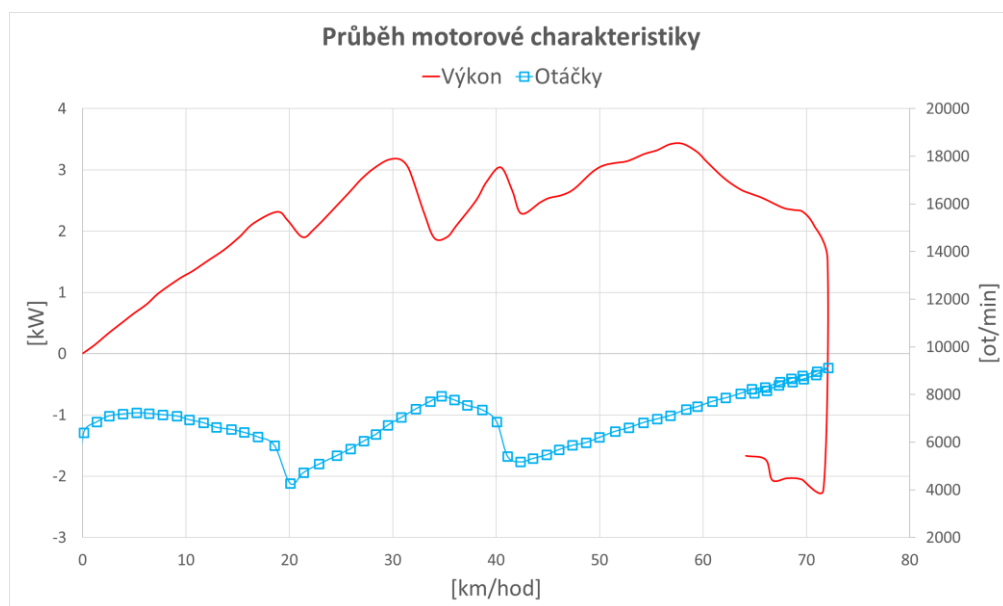
Na základě sportovní části motoru je současná převodovka nevyhovující z několika důvodů. V důsledku upraveného motoru, jenž disponuje obecně vyšším výkonem, se stává zřejmými nedostatky současné převodovky. Tyto nedostatky se projevují v neschopnosti efektivně využít potenciálu upraveného motoru a dosáhnout optimálních výkonových parametrů. Vlivem zvýšeného výkonu motoru se stává evidentní neefektivita současné převodovky, která není schopna adekvátně přizpůsobit přenos otáček a točivého momentu. Nedostatky současné převodovky jsou patrné zejména v nesourodosti s výkonnostními požadavky upraveného motoru. Průběžně se projevuje neoptimalizovaný přenos výkonu, což vede k nedostatečnému využití výkonnosti motoru a potenciální ztrátě jízdní dynamiky. Tato neefektivita může vyvolávat zvýšené opotřebení a přetížení součástí převodovky, čímž se snižuje celková spolehlivost a životnost. S ohledem na tyto nedostatky je nutné hledat řešení v podobě návržení sportovní převodovky. Sportovní převodovka představuje klíčový prvek pro optimalizaci výkonových parametrů motoru v souladu s jeho upravenými charakteristikami. Tímto způsobem lze eliminovat nedostatky stávající převodovky a dosáhnout synergického spojení mezi upraveným motorem a převodovkou.

## 6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEVODOVKY

Konstrukce převodového ústrojí pro sportovní moped je zaměřena na efektivní přenos vyššího výkonu, kterého nově upravený motor dosahuje, čímž bude zajištěno plné využití jeho potenciálu. Na základě tohoto tvrzení budou navrženy tři převody: ozubený řemenový převod, čelní ozubený převod a řetězový převod. Převodovka bude obsahovat dva páry čelního ozubeného převodu, přičemž druhý převod nebude upravován z důvodu poklesu kroutícího momentu u prvního rychlostního stupně. Cílem návrhu je zvýšit maximální rychlost a zrychlení, aniž by byly ovlivněny výkonnostní parametry v menším rozsahu než u původního mopedu, zejména zrychlení. Dále je cílem zachovat stejnou osovou vzdálenost z důvodu použití stejné převodové skříně. Konstrukce sportovní převodovky bude řešit nedostatky stávající převodovky v kontextu upraveného motoru. Nové převodové poměry budou vypočítány na základě výkonových charakteristik motoru. Zohlednění všech aspektů v návrhu je náročné a není možné všechny výpočty zahrnout v rozsahu této práce. Budou provedeny pouze základní výpočty pro návrh převodovky.

### 6.1 Analýza výkonových charakteristik motoru

Analýza výkonových charakteristik motoru je klíčovým krokem při návrhu a konstrukci převodovky, která je schopna efektivně přenášet výkon a točivý moment generovaný motorem. Jedním z hlavních nástrojů při této analýze je graf průběhu motorové charakteristiky, který poskytuje důležité informace o výkonnostních parametrech motoru.



Graf 1 Průběh motorové charakteristiky



Z grafu průběhu motorové charakteristiky lze vyčíst několik klíčových výkonnostních parametrů, které jsou nezbytné pro konstrukci převodovky:

- Výkon
- Otáčky
- Kroutící moment

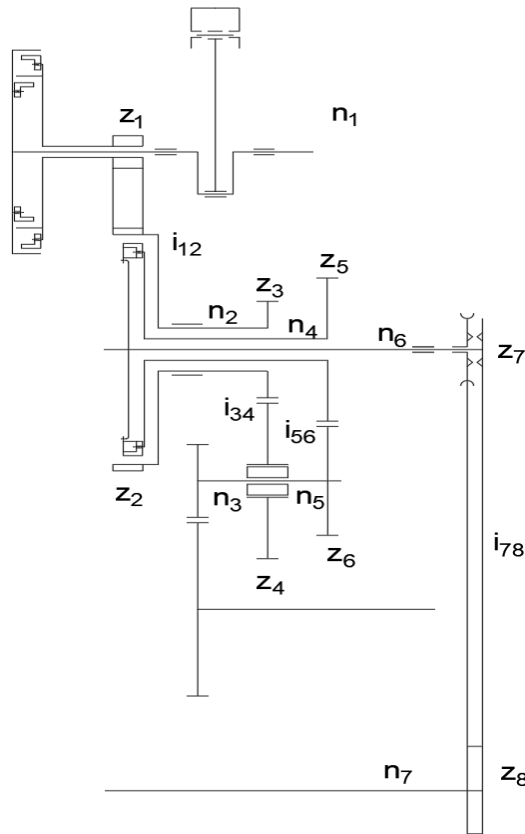
Tabulka 3 Výstupní parametry z grafu průběhu motoru

Výstupní parametry		
Maximální výkon	3,43	kW
Při otáčkách	7380	ot/min
Při kroutícího momentu	4,43	Nm

Analýza výkonových charakteristik motoru zahrnuje studium těchto parametrů a jejich využití při návrhu a konstrukci převodovky, která je schopna efektivně přenášet výkon a točivý moment motoru. Tyto informace jsou nezbytné pro správné dimenzování a optimalizaci převodovky.

## 6.2 Návrh charakteristiky převodů

V návrhu charakteristiky převodů se zaměřuje na zvýšení maximální rychlosti a zrychlení vozidla oproti původnímu mopedu. Předpokládá se, že nové převodové poměry budou optimalizovány tak, aby dosáhly vyšších hodnot těchto parametrů. Prvním krokem je provést předběžný návrh počtu zubů viz. tabulka 4 na základě, kterého budou dále vypočítány převodové poměry jednotlivých převodů.



Obr. 30 Schéma převodů mopedu

Tabulka 4 Předběžný návrh zubů jednotlivých převodů

$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$z_5$	$z_6$	$z_7$	$z_8$
22	64	29	35	37	26	20	67

Převodové poměry jednotlivých převodů budou vypočítány z počtu zubů.

$$i_{i,j} = \frac{z_j}{z_i} \quad (1)$$

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{64}{22} = 2,91$$

$$i_{3,4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{35}{29} = 1,21$$

$$i_{5,6} = \frac{z_5}{z_6} = \frac{37}{26} = 1,42$$

$$i_{7,8} = \frac{z_8}{z_7} = \frac{67}{20} = 3,35$$

Celkové převody prvního a druhého stupně budou následně vypočítány.

$$i_{c_1} = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot i_{5,6} \cdot i_{7,8} \quad (2)$$

$$i_{c_1} = 2,91 \cdot 1,21 \cdot 1,42 \cdot 3,35 = 16,74$$

$$i_{c_2} = i_{1,2} \cdot i_{7,8} \quad (3)$$

$$i_{c_2} = 2,91 \cdot 3,35 = 9,75$$

Tabulka 5 Přehled převodových poměrů

Převod ozubeného řemene	Převod převodovky		Řetězový převod	Celkový převod	
	[i12]	[i34]		První	Druhý
[i12]	[i34]	[i56]	[i78]	[ic1]	[ic2]
2,91	1,21	1,42	3,35	16,74	9,75

Určení účinnosti převodu je klíčové, neboť má významný vliv na celkovou výkonnost mopedu.

Tabulka 6 Účinnost převodů

<b>Účinnost řemenového převodu</b>	$\eta_1$	96%
<b>Účinnost 1. čelního ozubení</b>	$\eta_2$	98%
<b>Účinnost 2. čelního ozubení</b>	$\eta_3$	98%
<b>Účinnost řetězového převodu</b>	$\eta_4$	98%

Přehled všech navržených a vypočítaných hodnot, které jsou klíčové k dalšímu postupu návrhu převodovky viz. Tabulka 7.

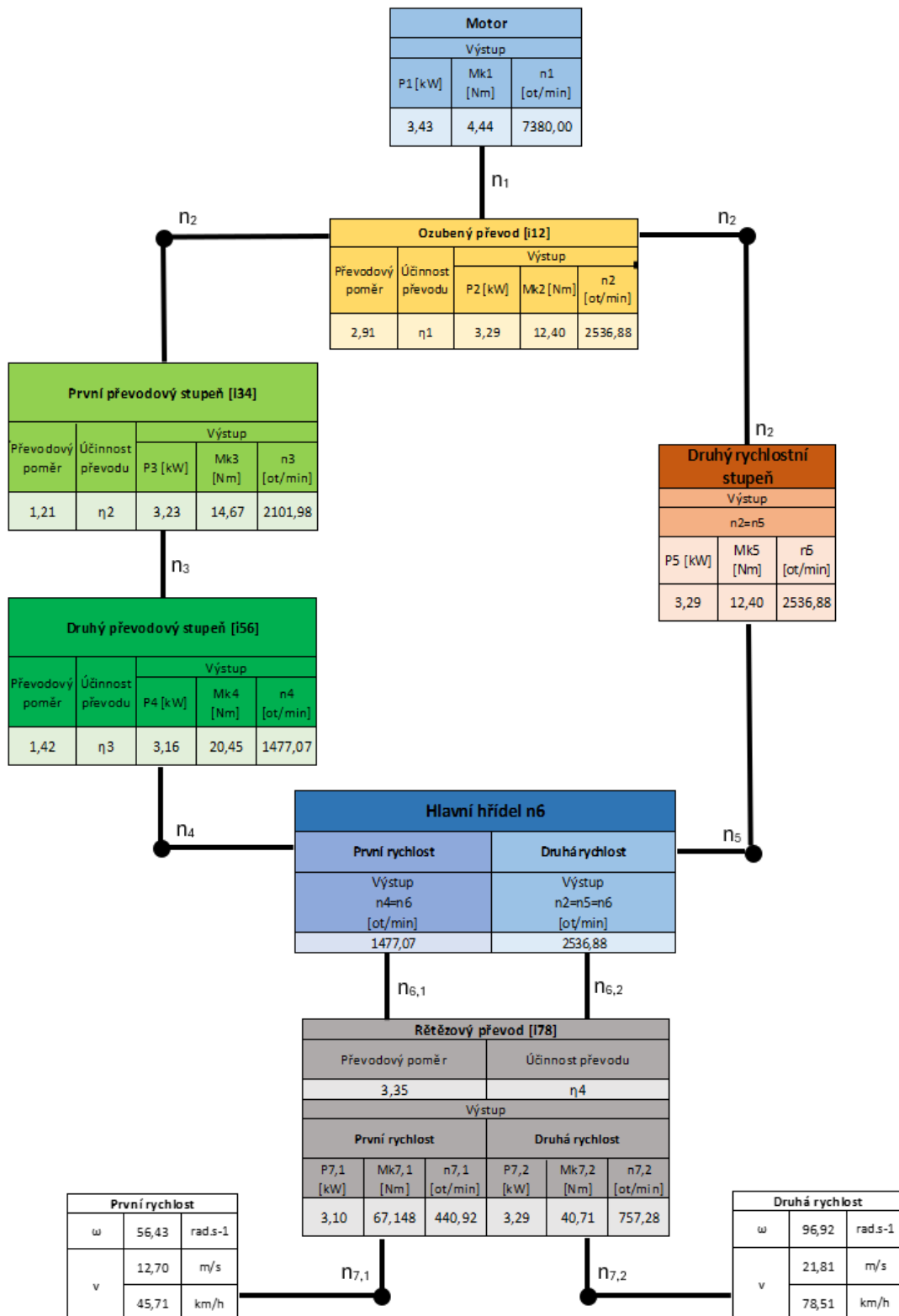
Tabulka 7 Přehled hodnot

Počet zubů		Převodový poměr		Účinnost převodu [%]		Celkový převod	
z1 [-]	22	i12 [-]	2,91	$\eta_1$	0,96	ic1 [-]	16,73788
z2 [-]	64			$\eta_2$	0,98		
z3 [-]	29	i34 [-]	1,21	$\eta_3$	0,98		
z4 [-]	35			$\eta_4$	0,98		
z5 [-]	37	i56 [-]	1,42	$\eta_3$	0,98	ic2 [-]	9,745455
z6 [-]	26						
z7 [-]	20	i78 [-]	3,35	$\eta_4$	0,98		
z8 [-]	67						

### 6.3 Návrh převodového ústrojí

K návrhu jednotlivých převodů je potřeba znát výstupní parametry motoru na jednotlivých hřídelích, na kterých jsou nasazeny převody a jsou ovlivněny převodovým poměrem a účinností daného typu převodu. Parametry jsou znázorněny na Obr. 31. Tato informace je nezbytná pro výpočet převodů a optimalizaci výkonu mopedu. V rámci konstrukce převodovky se bude věnovat návrhu ozubeného řemenového převodu, čelního ozubeného převodu a řetězového převodu. Tyto prvky budou detailně zdokumentovány prostřednictvím

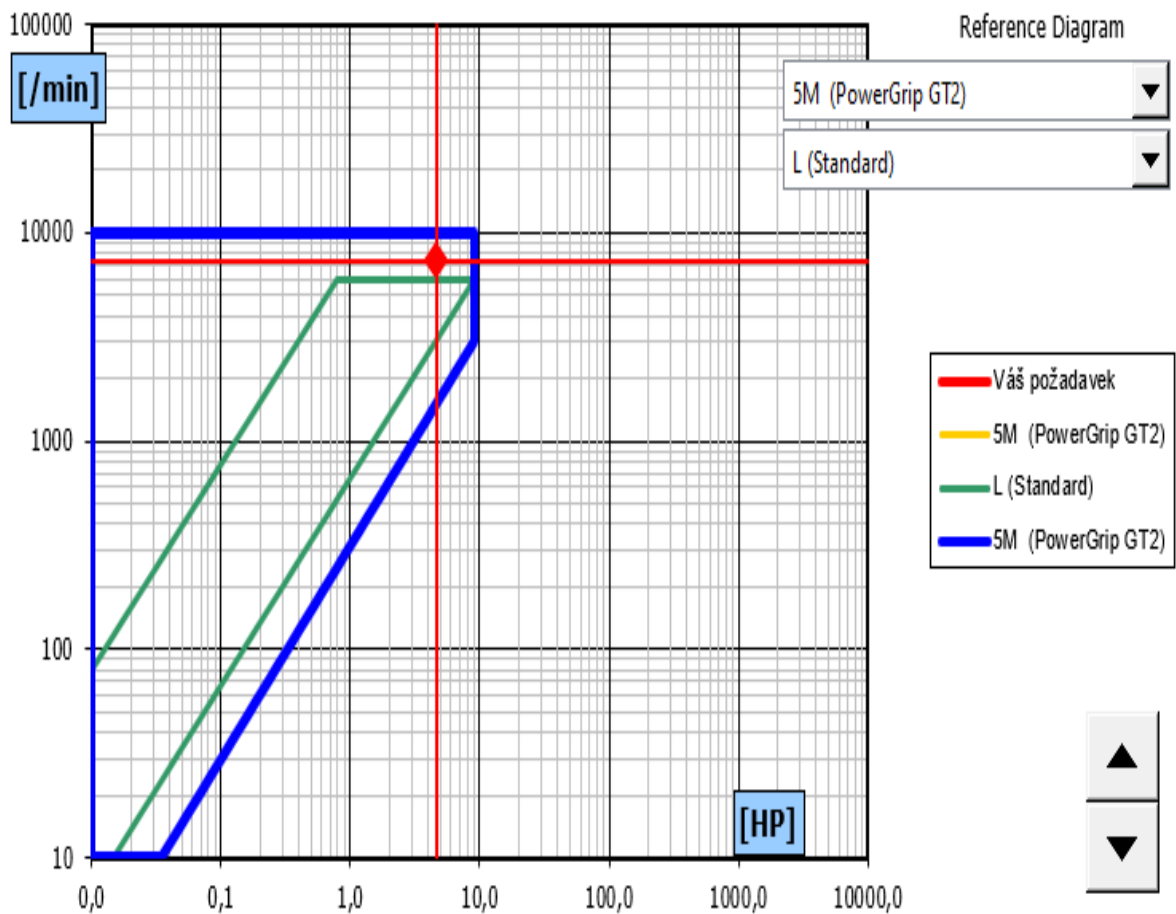
návrhových výpočtů a 3D modelů, které umožní vizualizaci jejich struktury a umístění v rámci celého mechanismu převodovky.



Obr. 31 Výstupní parametry

### 6.3.1 Návrh ozubeného řemenového převodu

Původní ozubený řemenový převod, označený L, není schopen účinně přenášet současný výkon motoru. Analýza ukazuje, že oblast původního převodu nedostačuje pro požadované výkonové parametry. Diagram naznačuje Obr. 32, kde dochází k nedostatečnému přenášení výkonu a zvýrazňuje potřebu nového typu řemenu, který tyto požadavky splní. Nový typ řemenu je navržen tak, aby lépe vyhovoval výkonovým potřebám upraveného motoru a umožnil efektivnější přenos točivého momentu.



Obr. 32 Diagram oblasti použití řemene [39]

K návrhu ozubeného řemenového převodu byl zvolen řemen značky PowerGrip.

- **Konstrukce řemene**

Skleněná spirálovitě vinutá lanka vytvářejí tahový prvek řemenu, což je jeho klíčová vnitřní část. Tento materiál je známý svou vysokou pevností v tahu, flexibilitou a tuhostí. Obal kolem skleněného vlákna je vyroben z upraveného polychloroprenu, který poskytuje trvanlivou ohybovou poddajnost a odolnost vůči minerálním olejům. Zuby řemenu jsou vyrobeny z odolné polychloroprene směsi, která je pevná a odolná ve stříhu. Tyto zuby jsou

navulkanizovány k vrstvě hřbetu, aby vytvořily kompaktní celek a zajišťují dokonalý záběr se zubní mezerou řemenice. Spodní strana řemenu je pokryta houževnatou a otěruvzdornou nylonovou tkaninou, která chrání zuby před opotřebením a má velmi malý součinitel tření, čímž zajišťuje dlouhou životnost. [40]

- **Výpočet ozubeného řemenového převodu**

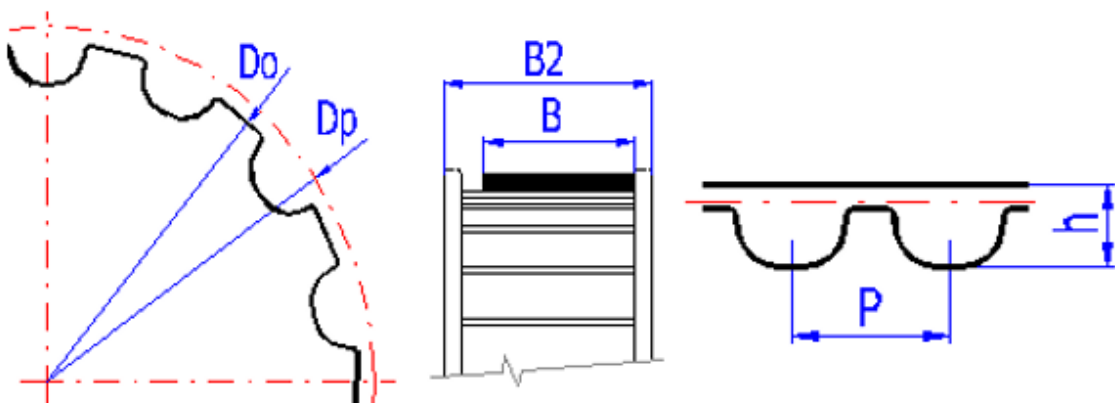
Zadané hodnoty k návrhu převodu byly odvozeny z předchozích kapitol a vycházejí ze specifikací, které jsou založeny na výpočtech provedených v kapitolách 6.2 viz. Tabulka 7 a 6.3 viz. Obr. 31.

Tabulka 8 Zadané hodnoty

Výkon	Kroutící moment	Otáčky
$P_1$ [kW]	$Mk_1$ [Nm]	$n_1$ [ot/min]
3,43	4,44	7380

Parametry vybraného převodu, který udává výrobce:

- Řemen - 5mm PowerGrip - GT2 5MR-450-25
- Hnací řemenice - P22-5MGT-25
- Hnaná řemenice - P64-5MGT-25



Obr. 33 Rozměry převodu

Tabulka 9 Parametry převodu PowerGrip [39]

Výkon přenesený řemenem	P [kW]	5
Maximální rychlost	$v_d$ [m/s]	35
Rozteč	p mm[]	5
Počet zubů hnací	$z_1$ [-]	22
Počet zubů hnaný	$z_2$ [-]	64
Šířka řemene	B [mm]	25
Šířka řemenice	$B_2$ [mm]	29
Roztečný průměr hnací	$d_p$ [mm]	35,01
Patní průměr hnací	$d_o$ [mm]	33,61
Roztečný průměr hnaný	$D_p$ [mm]	101,86
Patní průměr hnaný	$D_o$ [mm]	100,46
Osová vzdálenost	A [mm]	112,54
Počet zubů řemene	$z_f$ [-]	90
Délka řemene	$L_p$ [mm]	450
Výška řemene	h [mm]	3,81

Úhel opásání řemenic

$$\beta_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D - d}{A} \quad (4)$$

$$\beta_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{101,86 - 35,01}{112,54} = 144,36^\circ$$

$$\beta_2 = 360^\circ - \beta_1 = 360^\circ - 144,36^\circ = 215,64^\circ \quad (5)$$

Obvodová rychlost převodu

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} = \frac{\pi \cdot 35,01 \cdot 7380}{1000 \cdot 60} = 13,53 \text{ m/s} \quad (6)$$

Tahová síla

$$F_u = \frac{P \cdot 1000}{v} = \frac{3,43 \cdot 1000}{13,53} = 254 \text{ N} \quad (7)$$

Při správné funkci řemenového převodu je síla v odlehčené větvi rovna 30% až 50% velikosti tahové síly.

$$F_2 = F_u \cdot 0,3 = 254 \cdot 0,3 = 76 \text{ N} \quad (8)$$

Síla v zatížené větvi řemenu

$$F_1 = F_u + F_2 = 254 + 76 = 330 \text{ N} \quad (9)$$

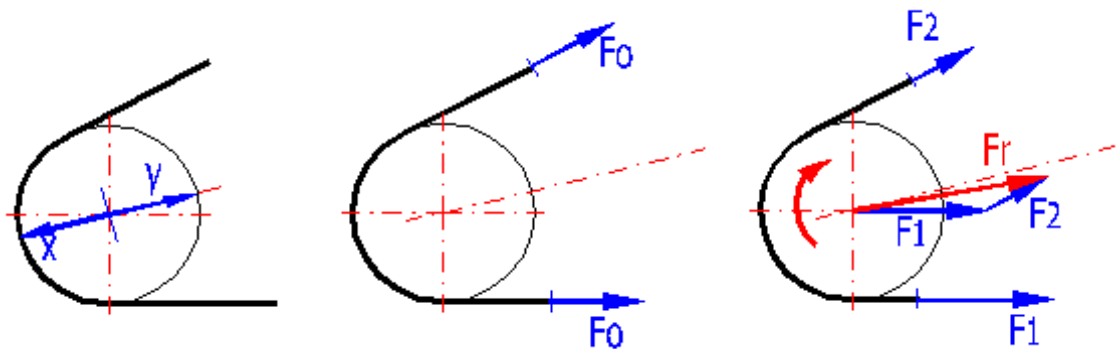
Předpětí

$$F_0 = F_1 - \frac{F_u}{2} = 330 - \frac{254}{2} = 203 \text{ N} \quad (10)$$

Celková radiální síla na hřídel

$$F_r = (F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta_1))^{1/2} \quad (11)$$

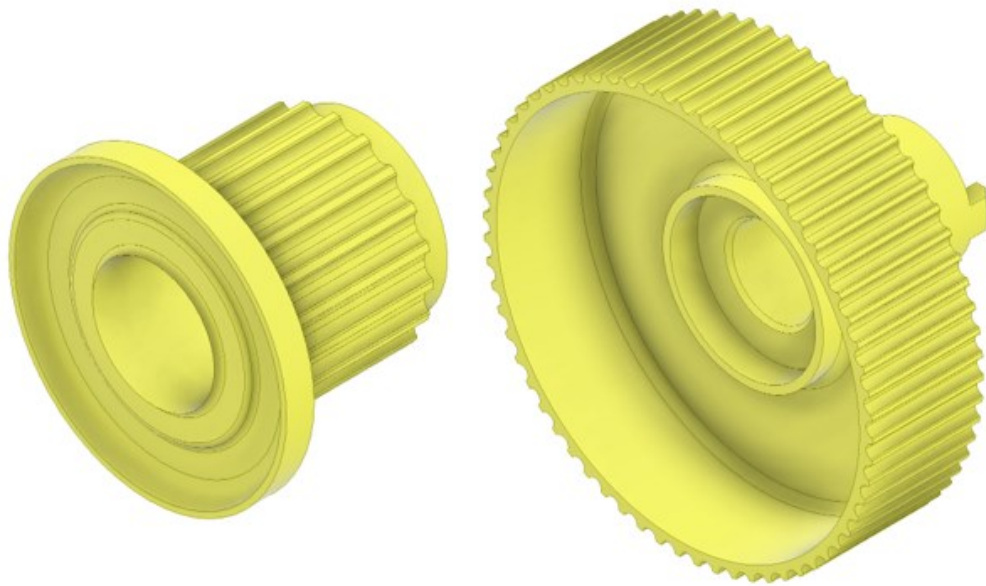
$$F_r = (330^2 + 76^2 - 2 \cdot 330 \cdot 76 \cdot \cos(144,36^\circ))^{1/2} = 393 \text{ N}$$



Obr. 34 Silové poměry převodu [39]

Po provedení návrhových výpočtů a zohlednění zadaných hodnot převodu, které uvádí výrobce, byl vytvořen model Obr.35 ozubeného řemenového převodu hnací a hnané řemenice. Tento model přesně odpovídá požadavkům na přenos otáček a točivého momentu motoru. Výsledný design zahrnuje pevně navržené ozubené řemeny, které zajišťují spolehlivý přenos výkonu a minimalizují opotřebení.





Obr. 35 3D model hnací a hnané řemenice

### 6.3.2 Návrh čelního ozubeného převodu

V návrhu čelního ozubeného převodu bylo vycházeno z příslušných norem a standardů, které zajišťují kvalitu a spolehlivost konstrukce. Soukolí bylo navrženo dle normy ČSN 01 4686, což zaručuje splnění požadavků na geometrii ozubení a přesnost tvarového provedení. Pro výrobu ozubení byl zvolen normalizovaný nástroj dle normy DIN 867, což zajišťuje konzistentní kvalitu a přesnost ozubených profilů. Zadané hodnoty k návrhu převodu byly odvozeny z předchozích kapitol a vycházejí ze specifikací, které jsou založeny na výpočtech provedených v kapitolách 6.2 viz. Tabulka 8 a 6.3 viz. Obr. 31.

Tabulka 10 Výstupní parametry převodu

Výkon	Krouťící moment	Otáčky
$P_2$ [kW]	$M_{k_2}$ [Nm]	$n_2$ [ot/min]
3,29	12,4	2537

Tabulka 11 Zadané hodnoty

Převod	Počet zubů pastorku	Počet zubů kola	Normalizovaný modul	Výška hlavy nástroje	Výška paty nástroje	Šířka pastorku	Šířka kola	Požadovaná vzdálenost os	úhel záběru
$i_{34}$ [-]	$z_1$ [-]	$z_2$ [-]	$m$ [-]	$h_a$ [mm]	$h_f$ [mm]	$b_1$ [mm]	$b_2$ [mm]	$a_w$ [mm]	$\alpha$ [°]
1,21	29	35	1,5	1,25	1	12	10	48,5	20

- Návrh geometrie soukolí

Rozteč

$$p = \pi \cdot m = \pi \cdot 1,5 = 4,71 \text{ mm} \quad (12)$$

Základní rozteč

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = 4,71 \cdot \cos 20^\circ = 4,43 \text{ mm} \quad (13)$$

Průměr roztečné kružnice

$$d = z_1 \cdot m = 29 \cdot 1,5 = 43,5 \text{ mm} \quad (14)$$

Průměr základní kružnice

$$d_b = d \cdot \cos \alpha = 43,5 \cdot \cos 20^\circ = 40,88 \text{ mm} \quad (15)$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_a = d + 2 \cdot m (h_{f0} + x_1 - \Delta y) \quad (16)$$

$$d_a = 43,5 + 2 \cdot 1,5 \cdot (1 + 0,204 - 0,01167)$$

$$d_a = 47,08 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$d_f = d - 2 \cdot m (h_{a0} - x_1) \quad (17)$$

$$d_f = 43,5 - 2 \cdot 1,5 \cdot (1,25 - 0,204)$$

$$d_f = 40,36 \text{ mm}$$

Průměr valivé kružnice

$$d_w = \frac{2 \cdot a_w}{i + 1} \quad (18)$$

$$d_w = \frac{2 \cdot 48,5}{1,21 + 1} = 43,89 \text{ mm}$$

$$D_w = 2 \cdot a_w - d_w \quad (19)$$

$$D_w = 2 \cdot 48,5 - 43,89 = 53,11 \text{ mm}$$

Vzdálenost os

$$a = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} \quad (20)$$

$$a = \frac{1,5 \cdot (29 + 35)}{2} = 48 \text{ mm}$$

Skutečná vzdálenost os

$$a_w = m \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \rightarrow \cos \alpha_w \quad (21)$$

Valivý úhel

$$\cos \alpha_w = m \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{a_w} \quad (22)$$

$$\cos \alpha_w = 1,5 \cdot \frac{(29 + 35)}{2} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{48,5} = 0,93$$

$$\alpha_w = 21,34^\circ$$

Involutorní úhly  $\alpha = 0,0149$  a  $\alpha_w = 0,0188$

Součet jednotkových posunutí

$$x_1 + x_2 = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} x_1 + x_2 &= \frac{(0,0188 - 0,0149) \cdot (29 + 35)}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} \\ &= 0,345 \text{ mm} \end{aligned}$$

Výpočet jednotkového posunutí  $x_1$  a  $x_2$  pro rovnoměrné napětí v zubu

$$x_1 = \frac{(x_1 + x_2)}{i + 1} + 0,5 \cdot \frac{i - 1}{i + 1} \quad (24)$$

$$x_1 = \frac{0,345}{1,21 + 1} + 0,5 \cdot \frac{1,21 - 1}{1,21 + 1} = 0,204 \text{ mm}$$

$$x_2 = (x_1 + x_2) - x_1 \quad (25)$$

$$x_2 = 0,345 - 0,204 = 0,141 \text{ mm}$$

Výška zubu paty

$$h_f = \frac{d - d_f}{2} = \frac{43,5 - 40,36}{2} = 1,32 \text{ mm} \quad (26)$$

Výška zubu hlavy

$$h_a = \frac{d - d_a}{2} = \frac{47,08 - 43,5}{2} = 1,79 \text{ mm} \quad (27)$$

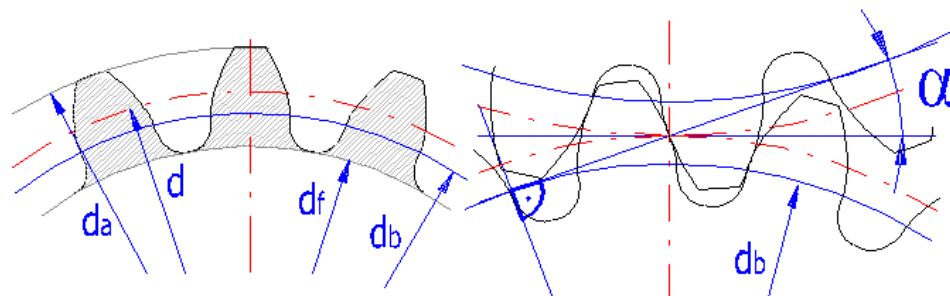
Tloušťka zubu

$$s_1 = m \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \text{tg } \alpha \right) \quad (28)$$

$$s_1 = 1,5 \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,204 \cdot \text{tg } 20^\circ \right) = 2,58 \text{ mm}$$

Tabulka 12 Společné rozměry soukolí

rozeč	základní rozeč	vzdálenost os	skutečná vzdálenost os	součet jednotkových posunutí	součinitel přisunutí	valivý úhel	involutorní úhel	
p [mm]	p <sub>b</sub> [mm]	a [mm]	a <sub>w</sub> [mm]	x <sub>1</sub> +x <sub>2</sub> [mm]	Δy [mm]	α <sub>w</sub> [°]	α [-]	α <sub>w</sub> [-]
4,71	4,43	48	48,5	0,345	0,0116	21,56	0,0149	0,0188



Obr. 36 Rozměry ozubení [39]

Tabulka 13 Rozměry kola

	průměr rozečné kružnice	průměr základní kružnice	průměr hlavové kružnice	průměr patní kružnice	průměr valivé kružnice	tloušťka zubu	jednotkové posunutí
Pastorek	d [mm]	d <sub>b</sub> [mm]	d <sub>a</sub> [mm]	d <sub>f</sub> [mm]	d <sub>w</sub> [mm]	s <sub>1</sub> [mm]	x <sub>1</sub> [mm]
	43,5	40,88	47,08	40,36	43,89	2,58	0,204
Kolo	D [mm]	D <sub>b</sub> [mm]	D <sub>a</sub> [mm]	D <sub>f</sub> [mm]	D <sub>w</sub> [mm]	s <sub>2</sub> [mm]	x <sub>2</sub> [mm]
	52,5	49,33	55,89	49,18	53,11	2,51	0,141

- **Pevnostní výpočet**

Pro návrh ozubení byl zvolen materiál 14 220, který odpovídá označení podle ČSN 41 1422. Tento typ oceli je konstrukční ocel s vysokým obsahem uhlíku a manganu, což ji činí vhodnou pro výrobu součástí, které vyžadují pevnost a tvrdost.

Tabulka 14 Vlastnosti zvoleného materiálu

Hustota	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	7870
Způsob tepelného zpracování	[-]	3
Mez pevnosti v tahu	$R_m$ [MPa]	785
Mez kluzu v tahu	$R_{p(0.2)}$ [MPa]	588
Tvrдость zubu v jádře	JHV [HV]	250
Tvrдость zubu na boku	VHV [HV]	650
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim}$ [MPa]	1270
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flim}$ [MPa]	700
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	$N_{Hlim}$ [*10 <sup>6</sup> ]	100
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	$N_{Flim}$ [*10 <sup>6</sup> ]	3
Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	$q_H$ [-]	10
Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	$q_F$ [-]	9
Modul pružnosti	E [GPa]	206
Poissonova konst.	[-]	0,3

**Únosnost v dotyku**Obvodová síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k \cdot 1000}{2} = \frac{2 \cdot 12,4 \cdot 1000}{2} = 570 \text{ N} \quad (29)$$

Jmenovité napětí v dotyku

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (30)$$

$$\sigma_{H0} = 2,4 \cdot 190 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{570}{10 \cdot 43,5} \cdot \frac{1,21+1}{1,21}} = 635 \text{ MPa}$$

Obvodová rychlost

$$v = \frac{d \cdot n \cdot \pi}{1000 \cdot 60} = \frac{43,5 \cdot 2536 \cdot \pi}{1000 \cdot 60} = 5,78 \text{ m/s} \quad (31)$$

Součinitel rychlosti

$$K_v = 1 + \left( \frac{K_p \cdot b_w}{K_A \cdot F_t} + K_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}} \quad (32)$$

$$K_v = 1 + \left( \frac{14,94 \cdot 10}{1,5 \cdot 570} + 0,0193 \right) \cdot \frac{29 \cdot 5,78}{100} \cdot \sqrt{\frac{1,21^2}{1 + 1,21^2}} = 1,25$$

Součinitel přidavných zatížení

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (33)$$

$$K_H = 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,9$$

Výpočtové napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 875 \text{ MPa} \quad (34)$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \geq 1,2 \quad (35)$$

$$S_H = \frac{1270}{875} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,45 \geq 1,2$$

Dovolené napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{H \text{ lim}} \quad (36)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot 1270 = 1016 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (37)$$

$$875 \text{ MPa} \leq 1016 \text{ MPa}$$

**Únosnost v ohybu**Součinitel rychlosti

$$K_{F\alpha} \cdot K_v \cong 1,2 \quad (38)$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_v = 1 \cdot 1,25 = 1,25$$

Počet cyklů

$$N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} \quad (39)$$

$$N_F = \frac{1}{1 + \frac{3,36}{10} + \left(\frac{3,36}{10}\right)^2} = 0,74$$

Součinitele podílu zatížení jednotlivých zubů

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{NF} \approx K_{H\beta} \quad (40)$$

$$K_{F\beta} = 1,05^{0,74} = 1,04 \approx 1,05$$

Součinitel sklonu zubu

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0,25 \cdot 1 \geq 0,75 \quad (41)$$

$$Y_{\varepsilon} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120} \geq Y_{\beta \min} \quad (42)$$

$$Y_{\varepsilon} = 1 - 1 \cdot \frac{0}{120} = 1 \geq Y_{\beta \min}$$

Výpočtové napětí v ohybu

$$\sigma_F = K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot \frac{F_t}{(b_w \cdot m)} \quad (43)$$

$$\sigma_F = 1,5 \cdot 2,23 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{570}{(10 \cdot 1,5)} = 170 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_{\rho} \cdot Y_X}{\sigma_F} \quad (44)$$

$$S_F = \frac{700 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1}{170} = 3,91 \geq 1,4$$

Dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_{\rho} \cdot Y_X}{S_{Fmin}} = \frac{700 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} = 475 \text{ MPa} \quad (45)$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (46)$$

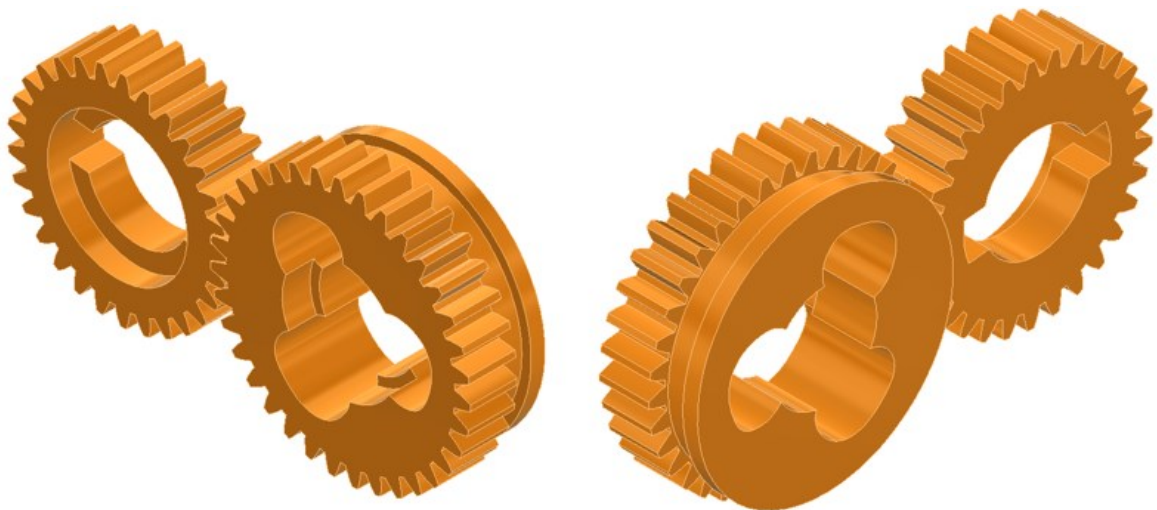
$$170 \text{ MPa} \leq 475 \text{ MPa}$$

Všechny součinitele potřebné k pevnostnímu výpočtu byly zvoleny dle normy ČSN 01 4686, a přehled těchto součinitelů je uveden v Tabulce 15.

Tabulka 15 Zvolené součinitele

$\sigma_{H1}$	$Z_E$	$Z_\epsilon$	$K_H$	$K_A$	$K_V$	$K_p$	$K_Q$	$K_{H\alpha}$	$K_{H\beta}$	$Z_L$	$Z_R$	$Z_V$	$S_H$
190	2,4	0,9	1,9	1,5	1,25	14,94	0,0193	1	1,05	1,45	1	1	1
$\sigma_{Fmin}$	$K_F$	$K_{F\alpha}$	$K_{F\beta}$	$Y_{FS}$	$Y_\beta$	$Y_\epsilon$	$Y_{NT}$	$Y_R$	$Y_X$	$Y_p$	$Y_{\beta min}$	$S_F$	$S_{Fmin}$
1,1	1,95	1,25	1,04	2,2	1	1	0,95	1	1	1	0,75	3,91	1,4

Na základě provedených návrhových výpočtů byl navržen čelní ozubený převod, který je vyobrazen na Obr. 37. Geometrie vybrání pastorku slouží k volnému uložení na hlavní hřídel, kde se dále vsune dutá hřídel řadící spojky, která dále vede až k druhému čelnímu ozubení, kde čelistmi duté hřídele zabírá o drážky pro čelisti druhého ozubení. Pastorek má také vnější vybrání pro dutou hřídel hnané řemenice, kde čelistmi duté hřídele hnané řemenice zabere o navržený ozubený převod. Ozubené kolo má vybrání pro předlohovou hřídel a dále neortodoxní vybrání pro válečky. Vybrání je navrženo postupně zužující se evolventní křivkou, což zabraňuje válečkům pohybovat se po celé dráze evolventního vybrání, čímž se zamezuje otáčení volnoběžky protějším směrem.



Obr. 37 3D model čelního ozubeného převodu

### 6.3.3 Návrh řetězového převodu

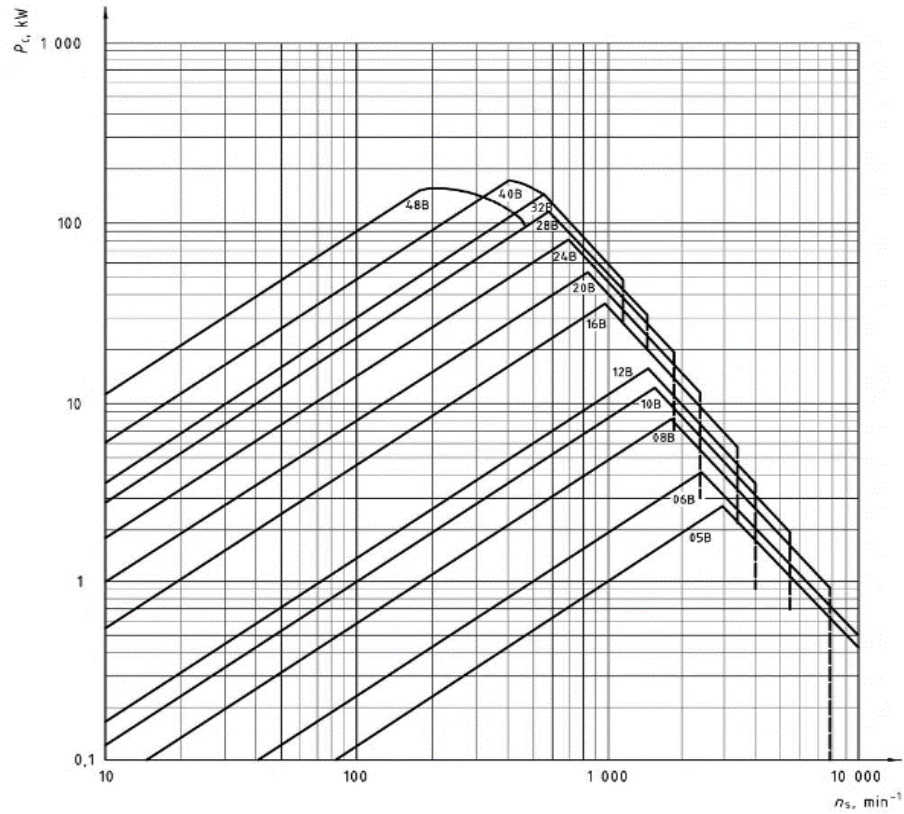
Zadané hodnoty pro návrh řetězového převodu byly odvozeny z předchozích kapitol a vycházejí ze specifikací uvedených v kapitolách 6.2 a 6.3. Postup návrhu bude vycházet z normy podle ISO 10823, začínající výběrem řetězu, jehož parametry budou uvedeny v tabulkách níže.



- **Výběr řetězu**

Podle diagramu Obr.37 je zvolen válečkový řetěz DIN 8187 08B – 1

IS/ISO 10823 : 2004

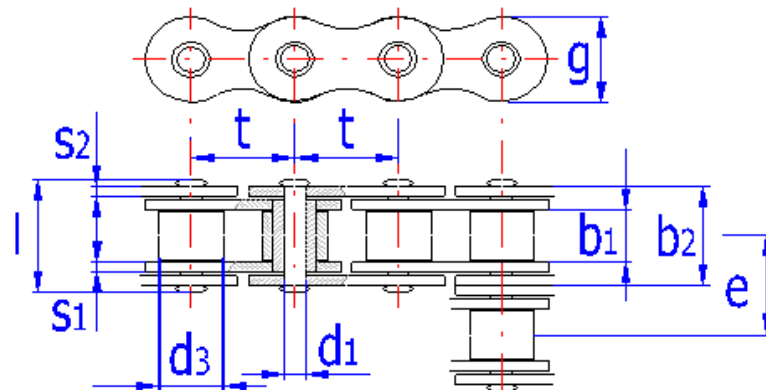


Obr. 38 Typy řetězu podle výkonu a otáček

- **Parametry zvoleného řetězu**

Tabulka 16 Rozměry zvoleného řetězu

$d_1$ [mm]	$d_3$ [mm]	$b_1$ [mm]	$b_2$ [mm]	$t$ [mm]	$g$ [mm]	$l$ [mm]	$e$ [mm]	$s_1$ [mm]	$s_2$ [mm]
4,45	8,51	7,75	11,3	12,7	11,8	17	0	1,6	1,6



Obr. 39 Rozměry řetězu [39]

Tabulka 17 Vlastnosti zvoleného řetězu

Dovolený výkon	Síla při přetržení	Plocha kloubu řetězu	Hmotnost 1m řetězu	Dovolená rychlost řetězu	Dovolený tlak	Koeficient lichého počtu řetězu
P	F <sub>B</sub>	S	q	v <sub>d</sub>	p <sub>d</sub>	k <sub>l</sub>
[kW]	[N]	[mm <sup>2</sup> ]	[kg/m]	[m/s]	[Mpa]	[-]
4,5	18000	50	0,7	17,5	10,5	0,8

- **Výpočet podle ISO 10823**

Tabulka 18 Přehled zvolených součinitelů

součinitel počtu zubů	součinitel převodového poměru	součinitel rázu	součinitel vzdálenosti os	součinitel mazání	součinitel teploty	součinitel životnosti
K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	K <sub>4</sub>	K <sub>5</sub>	K <sub>6</sub>	K <sub>7</sub>
[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	0,98	1,3	0,98	1	1	1

### Návrhový výkon

$$P_p \leq P_D \quad (47)$$

$$P_p = P \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \quad (48)$$

$$P_p = 3,3 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 1,3 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 4,12kW$$

$$4,12kW \leq 4,5kW \rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Rychlost řetězu

$$v = \frac{n \cdot z \cdot t}{60000} \quad (49)$$

$$v = \frac{2536 \cdot 20 \cdot 12,7}{60000}$$

$$v = 10,74 \text{ m/s} \rightarrow v \leq v_d \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (50)$$

### Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu

$$F_o = \frac{P_p \cdot 1000}{v} = \frac{4,12 \cdot 1000}{10,74} = 383,6N \quad (51)$$

### Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly

$$F_{oc} = q \cdot v^2 = 0,7 \cdot 10,74^2 = 80,7N \quad (52)$$

Celková tahová síla

$$F_t = F_o + F_{oc} = 383,6 + 80,7 = 464,3N \quad (53)$$

Výpočtový tlak v kloubu řetězu

$$p_p = \frac{F_t}{S} \quad (54)$$

$$p_p = \frac{464,3}{50}$$

$$p_p = 9,28MPa \rightarrow p_d \geq p_p \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (55)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení

$$k_s = \frac{F_B}{F_t} \quad (56)$$

$$k_s = \frac{18000}{464,3}$$

$$k_s = 38 \geq 7 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (57)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení

$$k_d = \frac{F_B}{F_t \cdot K_3} \quad (58)$$

$$k_d = \frac{18000}{464,3 \cdot 1,3}$$

$$k_d = 29 \geq 5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (59)$$

Výpočet počtu článku řetězu ze zvolené osové vzdálenosti

$$x = 2 \cdot \frac{a_0}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{f \cdot t}{a_0} \quad (60)$$

$$x = 2 \cdot \frac{550}{12,7} + \frac{20 + 67}{2} + \frac{55,955 \cdot 12,7}{550}$$

$$x = 131,4 \rightarrow 132 \text{ článků}$$

Výpočet osové vzdálenosti

$$a = \frac{p}{8} \left[ 2 \cdot 132 - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot 132 - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right] \quad (61)$$

$$a = \frac{12,7}{8} \left[ 2 \cdot 132 - 20 - 67 + \sqrt{(2 \cdot 132 - 20 - 67)^2 - 0,8125 \cdot (67 - 20)^2} \right]$$

$$a = 553,8 \text{ mm}$$

Roztečná kružnice

$$d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{20}} = 81,18 \text{ mm} \quad (62)$$

Minimální a maximální poloměr dna zubní mezery

$$R_{1,1min} = 0,505 \cdot d_3 = 0,505 \cdot 8,51 = 4,29 \text{ mm} \quad (63)$$

$$R_{1,1max} = 0,505 \cdot d_3 + 0,0069 \cdot \sqrt[3]{d_3} = 0,505 \cdot 8,51 + 0,0069 \cdot \sqrt[3]{8,51} \quad (64)$$

$$R_{1,1max} = 4,43 \text{ mm}$$

$$R_{1,1} = 4,3 \text{ mm}$$

Minimální a maximální poloměr boku zubů

$$R_{2,1min} = 0,12 \cdot d_3 \cdot (z_1 + 2) = 0,12 \cdot 8,51 \cdot (20 + 2) = 22,46 \text{ mm} \quad (65)$$

$$R_{2,1max} = 0,008 \cdot d_3 \cdot (z_1^2 + 180) = 0,008 \cdot 8,51 \cdot (20^2 + 180) \quad (66)$$

$$R_{2,1max} = 39,48 \text{ mm}$$

$$R_{2,1} = 31 \text{ mm}$$

Minimální a maximální úhel otevření

$$\alpha_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{20} = 115,5^\circ \quad (67)$$

$$\alpha_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{20} = 135,5^\circ \quad (68)$$

$$\alpha = 125^\circ$$

Minimální a maximální průměr hlavové kružnice

$$d_{a min} = d + 0,5 \cdot d_3 = 81,18 + 0,5 \cdot 8,51 = 85,435 \text{ mm} \quad (69)$$

$$d_{a max} = d + 1,25 \cdot p - d_3 = 81,18 + 1,25 \cdot 12,7 - 8,51 = 88,545 \text{ mm} \quad (70)$$

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

Průměr patní kružnice

$$d_f = d - 2 \cdot R_{1,1} = 81,18 - 2 \cdot 4,3 = 72,58 \text{ mm} \quad (71)$$

Rozdíl poloměru roztečné kružnice a věnce

$$f = 0,7 \cdot t = 0,7 \cdot 12,7 = 8,89 \text{ mm} \quad (72)$$

Největší průměr věnce

$$d_g = d - 2 \cdot f = 81,18 - 2 \cdot 8,89 = 63,4 \text{ mm} \quad (73)$$

Poloměr zaoblení zubu

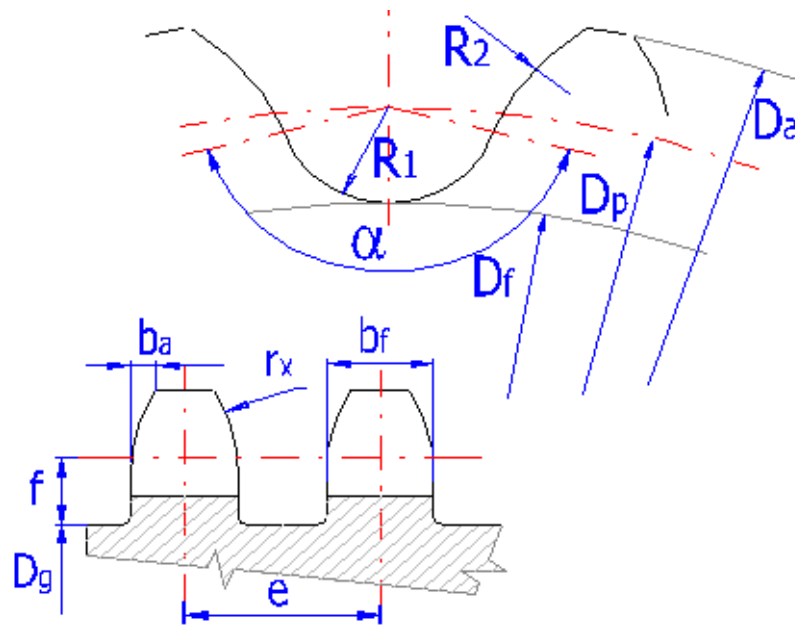
$$r_x = 1,5 \cdot d_1 = 1,5 \cdot 4,45 = 6,675 \text{ mm} \quad (74)$$

Hodnota zaoblení zubu

$$b_a = \frac{(0,1 + 0,15) \cdot d_3}{2} = \frac{(0,1 + 0,15) \cdot 8,51}{2} = 1,06375 \text{ mm} \quad (75)$$

Šířka zubu řetězového kola

$$b_{f1} = 0,95 \cdot b_1 = 0,95 \cdot 7,75 = 7,3625 \text{ mm} \quad (76)$$



Obr. 40 Rozměry řetězového kola [39]

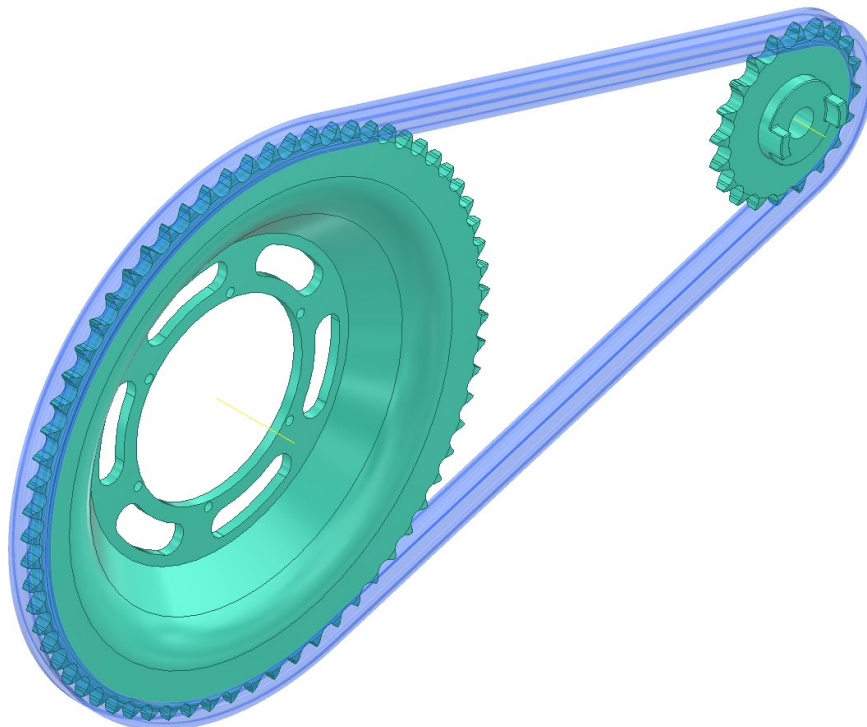
Tabulka 19 Společné rozměry řetězového kola

$R_{1min}$ [mm]	$R_{1max}$ [mm]	$R_1$ [mm]	$f$ [mm]	$r_x$ [mm]	$b_a$ [mm]	$b_{f1}$ [mm]
4,29	4,43	4,3	8,89	6,675	1,06	7,36

Tabulka 20 Rozměry řetězového kola

Hnací kolo	d [mm]	$R_{2min}$ [mm]	$R_{2max}$ [mm]	$R_2$ [mm]	$\alpha_{min}$ [mm]	$\alpha_{max}$ [mm]
	81,18	22,43	39,48	31	115,5	135,5
	$\alpha$ [mm]	$d_{amin}$ [mm]	$d_{amax}$ [mm]	$d_a$ [mm]	$d_f$ [mm]	$d_g$ [mm]
	125	85,435	88,545	57	72,58	63,4
Hnané kolo	D [mm]	$R_{2min}$ [mm]	$R_{2max}$ [mm]	$R_2$ [mm]	$\alpha_{min}$ [mm]	$\alpha_{max}$ [mm]
	270,95	70,46	317,86	194	118,65	138,65
	$\alpha$ [mm]	$D_{amin}$ [mm]	$D_{amax}$ [mm]	$D_a$ [mm]	$D_f$ [mm]	$D_g$ [mm]
	128	274,83	278,31	277	262,35	253,17

Na základě provedených návrhových výpočtů byl navržen řetězový převod. Na Obr. 41 je zobrazen 3D model řetězového převodu, na hnacím řetězovém kole jsou obrobena drážky pro pouzdro a plechový kryt proti náhlému vypadávání řetězu. Na hnacím kole je vybrání pro odlehčení součásti a díry pro šrouby pro namontování řetězového kola na zadní kolo mopedu.



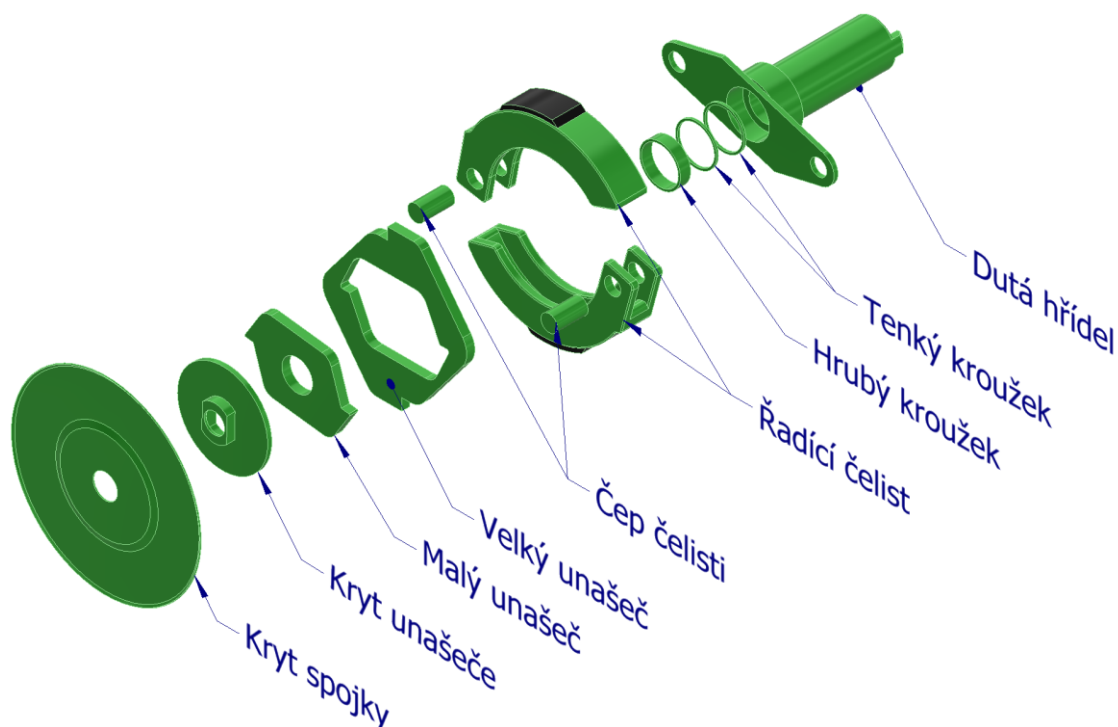
Obr. 41 3D model řetězového převodu

## 7 PROBLEMATIKA GEOMETRIE NAVRŽENÝCH PŘEVODŮ

Problém s geometrií navržených součástí vychází z toho, že nově navržené převody pro sportovní převodovku mopedu nesplňují požadavky pro původní geometrii hřídelí. Je tedy nezbytné zkonstruovat nové rozměry hřídelí, konkrétně levou kliku hřídele, hlavní hřídel a předlohovou hřídel pro nově navržené převody. Současně je také nutné zkonstruovat novou řadící spojku kvůli menšímu průměru hnané řemenice ozubeného řemenového převodu, jelikož původní řemenice měla větší průměr, a tudíž i větší řadící spojku. Rozměry nových hřídelí budou vycházet z potřeb nově navržených převodů, a následně budou vytvořeny 3D modely těchto upravených hřídelí. Kromě toho budou zohledněny také navazující komponenty, včetně normalizovaných součástí, které budou přizpůsobeny novým rozměrům hřídelí.

### 7.1 Řadící spojka

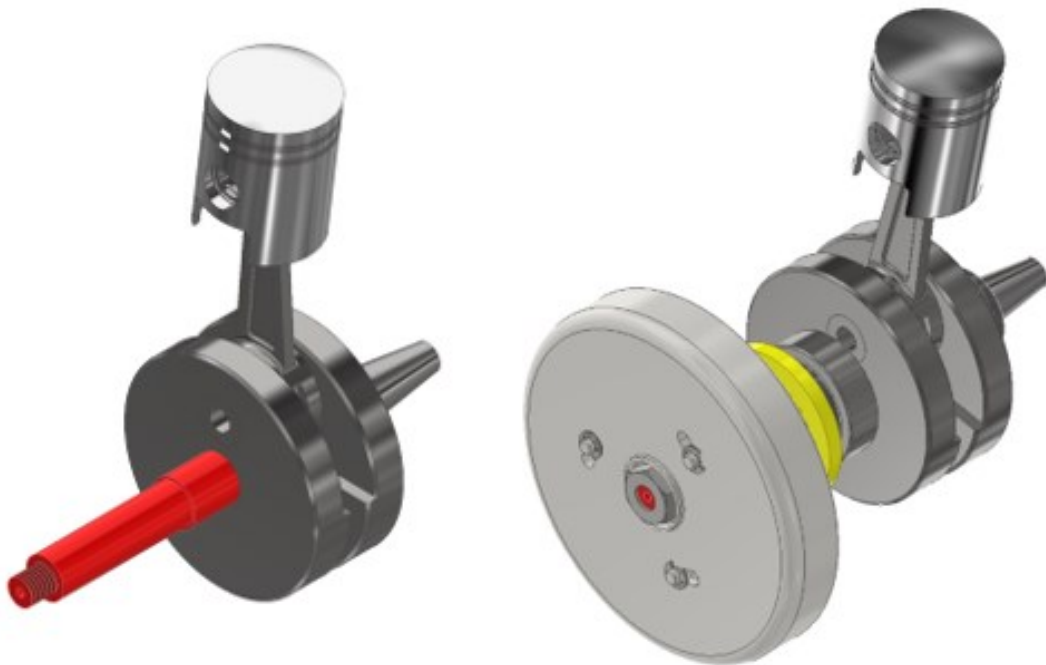
Na Obr. 42 je zobrazen 3D model navržené řadící spojky, která byla kompletně přepracována v důsledku rozdílného průměru hnané řemenice. Zleva jsou vyobrazeny jednotlivé součásti řadící spojky, včetně krytu spojky, krytu unašeče, malého unašeče, velkého unašeče, čepů, řadících čelistí, hrubého kroužku, tenkého kroužku a duté hřídele.



Obr. 42 Upravená řadící spojka

## 7.2 3D dokumentace upravené klikové hřídele a navazujících komponent

Na levé části Obr. 43 je ilustrována upravená část klikového mechanismu, která byla prodloužena kvůli širšímu provedení nově navržené hnací řemenice. Tato změna byla nutná z důvodu nedostatečné délky původní části klikové hřídele a zajistila kompatibilitu s novou řemenicí. Současně s touto úpravou bylo nezbytné provést výměnu jehličkových ložisek za typy ČSN 02 4683 K 15x19x20 a ČSN 02 4683 K 15x19x17. Na pravé části obrázku je nasazena původní startovací a rozběhová spojka s původními standardizovanými součástmi na upravenou hřídel.

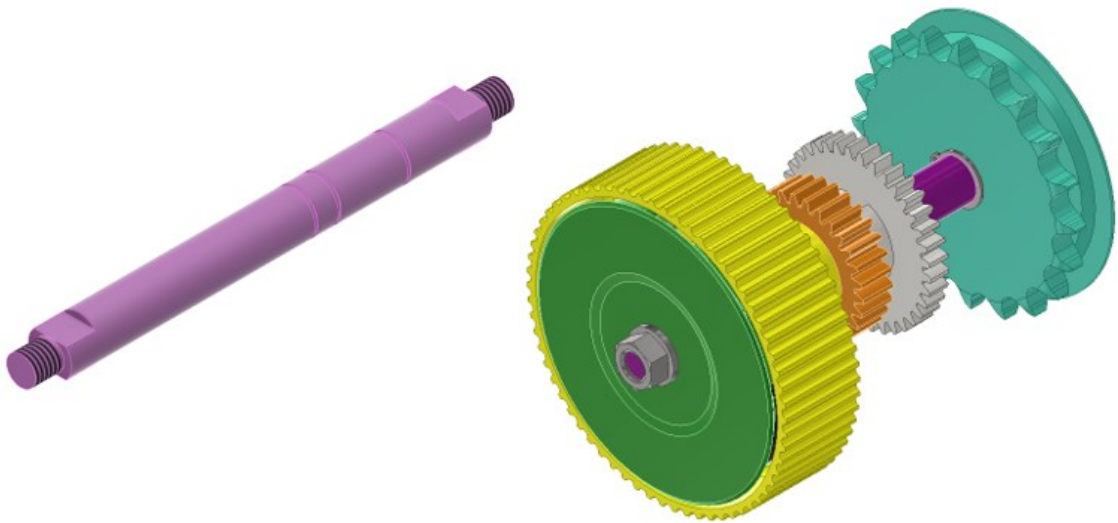


Obr. 43 Upravená kliková hřídel a navazující komponenty

## 7.3 3D dokumentace hlavní hřídele a navazujících komponent

Na levé části Obr. 44 je ilustrována upravená hlavní hřídel, která byla prodloužena v důsledku rozšířené konstrukce nově navržené hnané řemenice. Tato úprava byla nezbytná kvůli nedostatečné délce původní hlavní hřídele, aby zajistila kompatibilitu s novou řemenicí. Na pravé části obrázku je zobrazena hnaná řemenice, na níž je osazena řadící spojka. Dále je na hlavní hřídeli umístěn čelní ozubený převod, který souzní s původním čelním ozubeným převodem, a navržené hnací řetězové kolo. Všechny normalizované součásti jsou původní.

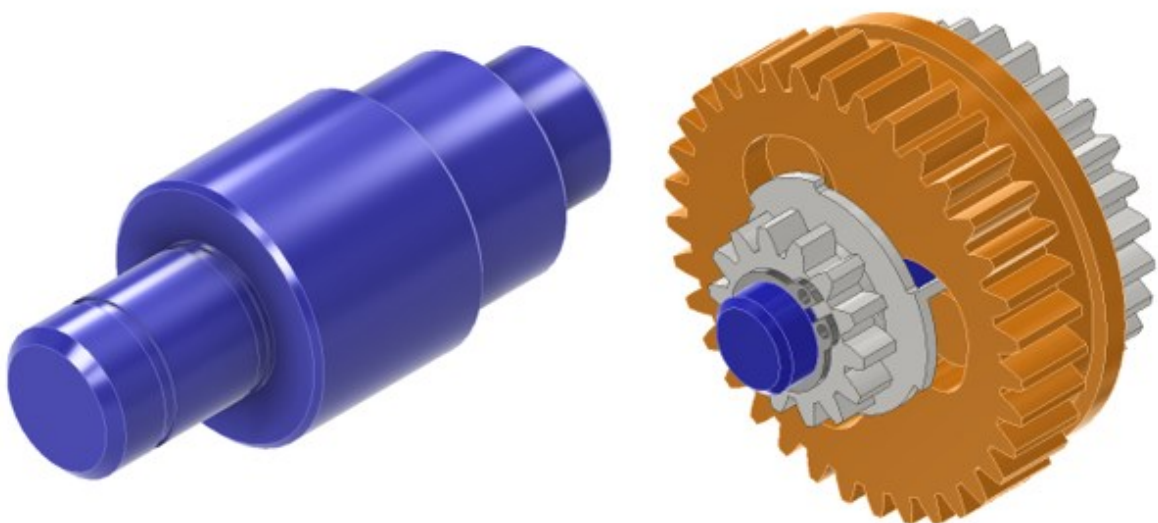




Obr. 44 Upravená hlavní hřídel a navazující komponenty

#### 7.4 3D dokumentace předlohové hřídele a navazujících komponent

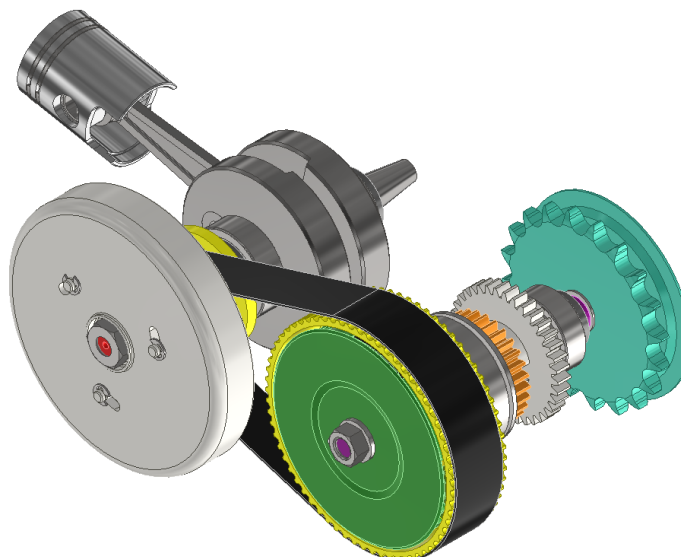
Na levé části Obr. 45 je zobrazena upravená předlohová hřídel, která byla prodloužena kvůli rozšířené konstrukci nově navrženého čelního ozubeného převodu. Tato úprava byla nezbytná kvůli větší šířce nového ozubeného kola, což vyžadovalo delší hřídel. Současně bylo nutné vyměnit válečky ve volnoběžce za delší, aby nedocházelo k házení. Na pravé části obrázku je zachyceno původní startovací ozubené kolo. Dále na hřídeli je umístěno navržené čelní ozubené kolo s válečky a původní ozubené kolo, přičemž volnoběžka tvoří tento celek. Všechny součásti použité v tomto konstrukčním provedení jsou původní a odpovídají normalizovaným standardům.



Obr. 45 Upravená předlohová hřídel a navazující komponenty

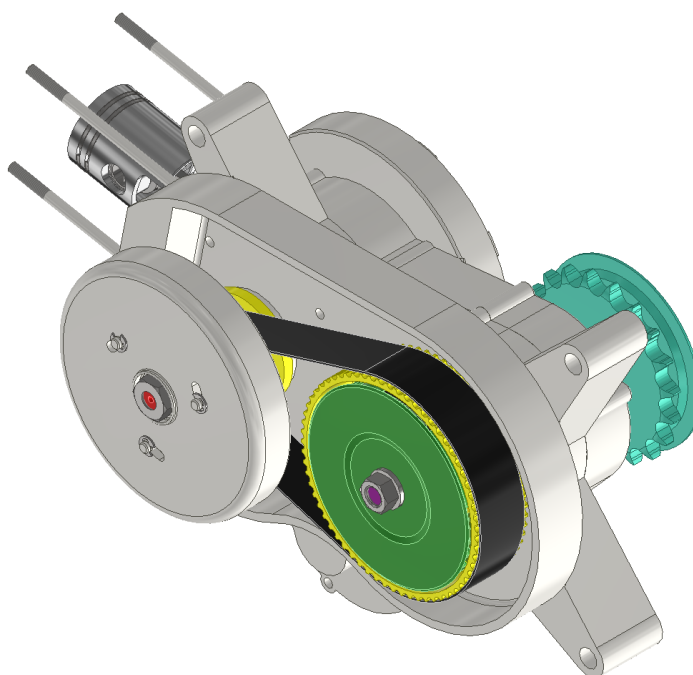
## 7.5 Sportovní převodovka

Na Obr. 46 je znázorněno kompletní převodové ústrojí s nově navrženými převody a hřídelemi.



Obr. 46 Sportovní převodové ústrojí

Na Obr. 47 je zobrazeno převodové ústrojí včetně převodové skříně, která byla zachována jako součást práce při návrhu sportovní převodovky.



Obr. 47 Sportovní převodovka s původní převodovou skříní

## ZÁVĚR

Bakalářská práce se zabývala návrhem sportovní převodovky mopedu a byla rozdělena do dvou částí. První část byla teoretická, která se zabývala ozubenými převody, převodovkami motorových vozidel a spojkami motorových vozidel.

Druhá část se skládala z praktické části zaměřené na určitou problematiku a konkrétní zadání. Cílem bylo navrhnout sportovní převodovku pro moped Babetta 225 se zachováním stejné převodové skříně. Hlavním úkolem bylo vytvořit sportovní převodovku s vylepšenými parametry rychlosti, zrychlení a přenosu výkonu, přičemž stávající řemenový převod nedokázal efektivně zvládat současný výkon motoru.

V první kapitole praktické části této bakalářské práce byl proveden detailní rozbor současného stavu mopedu Babetta, zejména jeho variant typů 207, 210 a 225. Tato část obsahuje analýzu stavu motorové části a převodové části, která poskytuje základní informace pro další návrhové úkoly.

Druhá kapitola se zaměřila na návrh převodových poměrů a konstrukční návrh převodů s doprovodnými výpočty. Hlavním cílem bylo navrhnout zlepšení výkonových parametrů mopedu. Začátek tvořil návrh řemenového převodu, kde bylo nutné upravit šířku řemenic. Následovalo navržení čelního ozubeného převodu a řetězového převodu, přičemž všechny návrhy byly detailně zpracovány v prostředí programu Autodesk Inventor.

Třetí kapitola se věnovala problematice geometrie navržených převodů a konstrukci jednotlivých hřídelů a řadící spojky, které byly představeny pomocí 3D modelů. Výsledkem této části je navržená sportovní převodovka pro moped Babetta 225 s vylepšenou maximální rychlostí a zrychlením, doplněná o 3D dokumentaci jednotlivých převodů a částí řadící spojky. Sportovní převodovka pro moped Babetty 225, která sdílí stejný rám jako model 210, umožňuje použití navržené převodovky i pro model 210.

Doporučení pro budoucí práce v oblasti návrhu sportovních převodovek zdůrazňuje, že nejjednodušší přístup spočívá v kompletním předělání převodovky, který neomezuje konstrukční možnosti. Alternativou je pouze úprava řetězového převodu a zachování šířky řemenic a čelního soukolí.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ, 2000. *Příručka strojního inženýra, Obecné strojní části 2*. Praha: Computer Press. ISBN 80-7226-202-5.
- [2] JAYAKUMAR, 2013. *Design of Transmission Systems*. Lakshmi Publications. ISBN 9789383103263.
- [3] PEŠÍK, Lubomír, 2010. Části strojů. 2. díl. Katedra části a mechanismů strojů: Technická univerzita v Liberci. ISBN 978-80-7372-574-7.
- [4] BUDYNAS, Richard G. a J. Keith NISBETT, c2011. *SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN*. NINTH EDITION. McGraw-Hil. ISBN 978-0-07-352928-8
- [5] DILINGER, Josef, 2007. Moderní strojírenství pro školu i praxi. Germany: Europa-Lehrmittel, Leinfelden-Echterdingen. ISBN 978-80-86706-19-1
- [6] KOČMAN, Karel, 2011. Technologické procesy obrábění. Brno: Akademické nakladatelství CERM. ISBN 978-80-7204-722-2.
- [7] MICHNA, Štefan, Jarmila TRPČEVSKÁ a Iva NOVÁ, 2012. *Strojírenská technologie*. Ústí nad Labem: Univerzita J.E. Purkyně v Ústí nad Labem. ISBN 9788074145018.
- [8] BRYCHTA, Vojtěch, 2014. *Převodovky automobilů*. Technická univerzita v Liberci. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci, fakulta strojní, katedra vozidel a motorů.
- [9] CENTURION UNIVERSITY, c2023. Clutch system. *Courseware.cutm.ac.in* [online]. [cit. 2023-10-12]. Dostupné z: <https://courseware.cutm.ac.in/wp-content/uploads/2020/06/Transmission-system-and-its-different-subsystems.pdf>
- [10] NAUNHEIMER, Harald, Bernd BERTSCHE, Joachim RYBORZ a Wolfgang NOVAK, 2011. *Automotive Transmissions*. 2nd edition. Springer Berlin Heidelberg. ISBN ISBN 978-3-642-16213-8.
- [11] VLK, František, 2000. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. Brno: Brno : F. Vlk. ISBN 80-238-5275-2.

- [12] JANDA, Petr, 2007. *Převodná a převodová ústrojí* [online]. Ústí nad Labem: Univerzita J.E. Purkyně v Ústí nad Labem [cit. 2023-10-30]. ISBN 9788074145018. Dostupné z: [https://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2017/09/Prevodova\\_ustroji.pdf](https://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2017/09/Prevodova_ustroji.pdf)
- [13] AUTOR NEUVEDEN, c2023. TYPY AUTOMOBILOVÝCH SPOJEK A JEJICH PROVOZNÍ PRINCIPY. *Nejautodily.cz* [online]. [cit. 2023-10-30]. Dostupné z: <https://nejautodily.cz/blog/detail/typy-automobilovych-spojek-a-jejich-provozni-principy>
- [14] KAPLAN, Zdeněk, 2001. *Převodová ústrojí motorových vozidel* [online], [cit. 2023-10-12]. Dostupné z: [https://www.vut.cz/www\\_base/priloha.php?dpid=176362](https://www.vut.cz/www_base/priloha.php?dpid=176362)
- [15] SLABÝ, Michal, 2015. *Sestava rozjezdové spojky osobního automobilu*. České vysoké učení technické v Praze. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, fakulta strojní, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel.
- [16] AUTOR NEUVEDEN, 2014. Mechanické spojky. *Eluc.ikap.cz* [online]. [cit. 2023-10-30]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1473>
- [17] RAJAGIRI SCHOOL OF ENGINEERING & TECHNOLOGY, c2017. DESIGN OF MACHINE ELEMENTS. *Rajagiritech.ac.in* [online]. [cit. 2023-10-12]. Dostupné z: [https://www.rajagiritech.ac.in/home/mech/Course\\_Content/Semester%20VIII/ME%20402%20Design%20of%20Machine%20Elements%20II/Module%201.pdf](https://www.rajagiritech.ac.in/home/mech/Course_Content/Semester%20VIII/ME%20402%20Design%20of%20Machine%20Elements%20II/Module%201.pdf)
- [18] AUTOR NEUVEDEN, 2006. Volnoběžná spojka. *Www.offroad-rc.info* [online]. [cit. 2023-10-30]. Dostupné z: [http://www.offroad-rc.info/WordPress/?page\\_id=102](http://www.offroad-rc.info/WordPress/?page_id=102)
- [19] SVOBODOVÁ, Magdalena, 2013. Rozběhové a volnoběžné spojky. *Www.sokolska.cz* [online]. [cit. 2023-10-30]. Dostupné z: [https://www.sokolska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY\\_32\\_INOVACE\\_14-12.pdf](https://www.sokolska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_14-12.pdf)
- [20] AUTOR NEUVEDEN, b. r. Odstředivé spojky. *Bmc-tech.cz* [online]. [cit. 2023-10-30]. Dostupné z: <https://bmc-tech.cz/c225-odstredive-spojky>

- [21] HERCUS PTY LT, F.W, c2023. Spur gears. *Motioncontroltips.com* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://www.motioncontroltips.com/spur-gears-what-are-they-and-where-are-they-used/>
- [22] JELÍNEK, Michal. 2014. *Převody ozubenými koly*. Slideserve.com [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://www.slideserve.com/ulfah/stavba-a-provoz-stroj>
- [23] FITZPATRICK, James, 2019. Herringbone gears. *Quora.com* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-type-of-gears-have-opposite-helices-on-each-side-of-their-face>
- [24] ZF, Group. c2023. *How a manual transmission works*. X-engineer.com [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/manual-transmission-works/>
- [25] Motorcycle Transmission. b.r., *Pngwing.com* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://www.pngwing.com/en/free-png-hgywd>
- [26] Manual Transmission, cca 2020. *Drive.com.au* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://www.drive.com.au/news/mercedes-benz-set-to-retire-the-manual-transmission/>
- [27] Semi-automatic transmission. b.r., *Pngwing.com* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://www.pngwing.com/en/free-png-yriir>
- [28] Friction clutch. b.r., *Shutterstock.com* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://www.shutterstock.com/cs/image-photo/new-set-replacement-automotive-clutch-on-379426039>
- [29] What is an Automotive Clutch?. 2018. *Carbiketech.com* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://carbiketech.com/automotive-clutch-design-function/>
- [30] Honda C Series manual clutch. 2023. *Grabcad.com* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/honda-c-series-manual-clutch-1>
- [31] Hřídel předlohy úplná BABETTA 210. c2023. *Automotokonicek.cz* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://www.automotokonicek.cz/hridel-predlohy-uplna-babetta-210/>

- [32] Honda C Series Centrifugal Clutch. 2023. *Grabcad.com* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/honda-c-series-centrifugal-clutch-1>
- [33] Electromagnetic clutch. b.r. *Pngwing.com* [online]. [cit. 2023-10-31]. Dostupné z: <https://www.pngwing.com/en/free-png-nqnc>
- [34] Odvalovací fréza Speed Core ... 2015. *Průmyslové spektrum* [online]. [cit. 2024-02-27]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/rychlejsi-vyroba-ozubenych-kol-valcovymi-frezami>
- [35] AZAD, Abdul Kalam, 2023. Damaged clutch plate. In: *Quora* [online]. [cit. 2024-02-27]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-is-the-possible-cause-for-the-damage-of-a-clutch-plate>
- [36] WACHSMUTH, Thomas, 2022. *Transmission damage*. [online]. In: *Tuningblok.eu*. [cit. 2024-02-27]. Dostupné z: [https://www.tuningblog.eu/en/categories/tipps\\_tuev-dekra-u-co/gearbox-damage-330929/](https://www.tuningblog.eu/en/categories/tipps_tuev-dekra-u-co/gearbox-damage-330929/).
- [37] *Motor Jawa Babetta 207*. b.r. In: *Mavink.com* [online]. [cit. 2024-02-27]. Dostupné z: <https://mavink.com/post/40CF1ED15A81B4620EB36E4D3D9D40CA0AAM4D B5C0/A1B3F273CD5765E0D69D93059FB571EDA5AM3BD799>.
- [38] USED Jawa 210. c2024. In: *Mavink.com* [online]. [cit. 2024-02-27]. Dostupné z: <https://www.treatland.tv/USED-jawa-210-two-speed-engine-p/used-jawa-210-engine-4.htm>
- [39] PETELE, Miroslav. 2003 MITCALC. Ilustrace. *MITCalc* [online]. [cit. 2024-04-20]. Dostupné z: <https://mitcalc.com/>
- [40] UZIMEX PRAHA, SPOL. S R.O. 2006 *Konstrukce PowerGrip® GT3*. Online. UZIMEX. Dostupné z: <https://www.uzimex.cz/Vyrobce/Gates/Synchronizacni-remeny-pryz/PowerGrip-GT3.html>. [cit. 2024-04-20].
- [41] HORÁK, Jíří, 2017. *Zvýšení výkonu motocyklu Jawa 50*. Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

P	výkon	[kW]
n	otáčky	[ot/min]
$M_k$	kroučící moment	[Nm]
$z_{1-8}$	počet zubů	[-]
$i_{1-8}$	převodový poměr převodu	[-]
$i_{c1-2}$	celkový převod rychlosti	[-]
$\eta_{1-4}$	účinnost převodu	[%]
$\omega$	úhlová rychlost	[rad/s]
v	rychlost na zadním kole	[km/h]

**Řemenový převod**

$P_1$	výkon motoru	[kW]
$M_{k1}$	kroučící moment motoru	[Nm]
$n_1$	otáčky motoru	[ot/min]
P	výkon přenesený řemenem	[kW]
$v_d$	maximální rychlost	[m/s]
p	rozteč	[mm]
$z_1$	počet zubů hnací řemenice	[-]
$z_2$	počet zubů hnané řemenice	[-]
B	šířka řemene	[mm]
$B_2$	šířka řemenice	[mm]
$d_p$	roztečný průměr hnací řemenice	[mm]
$d_o$	patní průměr hnané řemenice	[mm]
$D_p$	roztečný průměr hnané řemenice	[mm]
$D_o$	patní průměr hnané řemenice	[mm]
A	osová vzdálenost	[mm]



$Z_f$	počet zubů řemene	[-]
$L_p$	délka řemene	[mm]
$h$	výška řemene	[mm]
$\beta_{1-2}$	úhel opásání řemenic	[°]
$v$	obvodová rychlost převodu	[N]
$F_u$	tahová síla	[N]
$F_2$	síla v odlehčené větvi řemene	[N]
$F_1$	síla v zatížené větvi řemene	[N]
$F_o$	předpětí	[N]
$F_r$	celková radiální síla na hřídel	[N]

### Čelní ozubený převod

$P_2$	výkon na hřídeli hnané řemenice	[kW]
$M_{k2}$	kroučící moment na hřídeli hnané řemenice	[Nm]
$n_2$	otáčky na hřídeli hnané řemenice	[ot/min]
$i_{34}$	převod soukolí	[-]
$z_1$	počet zubů pastorku	[-]
$z_2$	počet zubů kola	[-]
$m$	normalizovaný modul	[-]
$h_a$	výška hlavy nástroje	[mm]
$h_f$	výška paty nástroje	[mm]
$b_1$	šířka pastorku	[mm]
$b_2$	šířka kola	[mm]
$a_w$	požadovaná vzdálenost os	[mm]
$\alpha$	úhel záběru	[°]
$p$	rozteč	[mm]
$p_b$	základní rozteč	[mm]

$a$	vzdálenost os	[mm]
$x_1+x_2$	součet jednotkových posunutí	[mm]
$\Delta y$	přisunutí	[mm]
$\alpha_w$	valivý úhel	[°]
$\alpha$	involutorní úhel	[-]
$\alpha_w$	involutorní úhel	[-]
$d$	průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
$d_b$	průměr základní kružnice pastorku	[mm]
$d_a$	průměr hlavové kružnice pastorku	[mm]
$d_f$	průměr patní kružnice pastorku	[mm]
$d_w$	průměr valivé kružnice pastorku	[mm]
$s_1$	tloušťka zubu pastorku	[mm]
$x_1$	jednotkové posunutí pastorku	[mm]
$D$	průměr roztečné kružnice kola	[mm]
$D_b$	průměr základní kružnice kola	[mm]
$D_a$	průměr hlavové kružnice kola	[mm]
$D_f$	průměr patní kružnice kola	[mm]
$D_w$	průměr valivé kružnice kola	[mm]
$s_2$	tloušťka zubu kola	[mm]
$x_2$	jednotkové posunutí kola	[mm]
$\rho$	hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]
$R_m$	mez pevnosti v tahu	[MPa]
$R_{p(0.2)}$	mez kluzu v tahu	[MPa]
JHV	tvrdost zubu v jádře	[HV]
VHV	tvrdost zubu na boku	[HV]
$\sigma_{Hlim}$	mez únavy v dotyku	[MPa]

$\sigma_{Flim}$	mez únavy v ohybu	[MPa]
$N_{Hlim}$	bázový počet cyklů v dotyku	[*10 <sup>6</sup> ]
$N_{Flim}$	bázový počet cyklů v ohybu	[*10 <sup>6</sup> ]
$q_h$	exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	[-]
$q_f$	exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	[-]
$E$	modul pružnosti	[GPa]
$F_t$	obvodová síla	[N]
$\sigma_{H0}$	napětí v dotyku	[MPa]
$\sigma_H$	výpočtové napětí v dotyku	[MPa]
$\sigma_{HP}$	dovolené napětí v dotyku	[MPa]
$\sigma_F$	napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{FP}$	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$Z_H$	součinitel tvaru zubu	[-]
$Z_E$	součinitel mechanických vlastností	[-]
$Z_\epsilon$	součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů	[-]
$K_H$	součinitel přídavných zatížení v dotyku	[-]
$K_A$	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
$K_V$	součinitel rychlosti	[-]
$K_P$	pomocný součinitel	[-]
$K_Q$	pomocný součinitel	[-]
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů na dotyk	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů na dotyk	[-]
$S_H$	součinitel bezpečnosti v dotyku	[-]
$Z_L$	součinitel mazací vrstvy	[-]
$Z_R$	součinitel drsnosti	[-]
$Z_V$	součinitel rychlosti	[-]

$S_{Hmin}$	součinitel bezpečnosti v dotyku minimální	[-]
$K_F$	součinitel přídavných zatížení v ohybu	[-]
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb	[-]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro ohyb	[-]
$Y_{FS}$	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
$Y_{\beta}$	součinitel sklonu zubu	[-]
$Y_{\epsilon}$	součinitel vlivu záběru profilu pro ohyb	[-]
$Y_{NT}$	součinitel životnosti	[-]
$Y_R$	součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu	[-]
$Y_X$	součinitel velikosti	[-]
$Y_{\rho}$	součinitel vrubové citlivosti	[-]
$Y_{\beta min}$	součinitel sklonu zubu minimální	[-]
$S_F$	součinitel bezpečnosti v ohybu	[-]
$S_{Fmin}$	součinitel bezpečnosti v ohybu minimální	[-]

### **Řetězový převod**

$d_1$	průměr čepu	[mm]
$d_3$	průměr válečku	[mm]
$b_1$	vnitřní šířka destičky	[mm]
$b_2$	vnější šířka destičky	[mm]
$t$	rozteč	[mm]
$g$	výška destičky	[mm]
$l$	délka čepu	[mm]
$e$	vzdálenost řad	[mm]
$s_1$	vnitřní tloušťka destičky	[mm]
$s_2$	vnější tloušťka destičky	[mm]
$P$	dovolený výkon	

$F_B$	síla při přetržení	[N]
$S$	plocha kloubu řetězu	[mm <sup>2</sup> ]
$q$	hmotnost metru řetězu	[kg/m]
$v_d$	dovolená rychlost řetězu	[m/s]
$p_d$	dovolený tlak řetězu	[MPa]
$k_1$	koeficient lichého počtu řetězu	[-]
$K_1$	součinitel počtu zubů	[-]
$K_2$	součinitel převodového poměru	[-]
$K_3$	součinitel rázu	[-]
$K_4$	součinitel vzdálenosti os	[-]
$K_5$	součinitel mazání	[-]
$K_6$	součinitel teploty	[-]
$K_7$	součinitel životnosti	[-]
$F_o$	obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu	[N]
$F_{oc}$	obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly	[N]
$F_t$	celková tahová síla	[N]
$p_p$	výpočtový tlak v kloubu řetězu	[MPa]
$k_s$	součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení	[-]
$k_d$	součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení	[-]
$x$	výpočtový počet článků řetězu ze zvolené osové vzdálenosti	[-]
$a$	osová vzdálenost	[mm]
$d$	roztečná kružnice	[mm]
$R_{1,1min}$	minimální poloměr dna zubní mezery hnacího kola	[mm]
$R_{1,1max}$	maximální poloměr dna zubní mezery hnacího kola	[mm]
$R_{1,1}$	zvolený poloměr dna zubní mezery hnacího kola	[mm]
$R_{1,2min}$	minimální poloměr dna zubní mezery hnaného kola	[mm]

$R_{1,2max}$	maximální poloměr dna zubní mezery hnaného kola	[mm]
$R_{1,2}$	zvolený poloměr dna zubní mezery hnaného kola	[mm]
$R_{2,1min}$	minimální poloměr boku zubu hnacího kola	[mm]
$R_{2,1max}$	maximální poloměr boku zubu hnacího kola	[mm]
$R_{2,1}$	zvolený poloměr boku zubu hnacího kola	[mm]
$R_{2,2min}$	minimální poloměr boku zubu hnaného kola	[mm]
$R_{2,2max}$	maximální poloměr boku zubu hnaného kola	[mm]
$R_{2,2}$	zvolený poloměr boku zubu hnaného kola	[mm]
$\alpha_{1min}$	minimální úhel otevření hnacího kola	[°]
$\alpha_{1max}$	maximální úhel otevření hnacího kola	[°]
$\alpha_1$	zvolený úhel otevření hnacího kola	[°]
$\alpha_{2min}$	minimální úhel otevření hnaného kola	[°]
$\alpha_{2max}$	maximální úhel otevření hnaného kola	[°]
$\alpha_2$	zvolený úhel otevření hnaného kola	[°]
$d_{amin}$	minimální průměr hlavové kružnice hnacího kola	[mm]
$d_{amax}$	maximální průměr hlavové kružnice hnacího kola	[mm]
$d_a$	zvolený průměr hlavové kružnice hnacího kola	[mm]
$D_{amin}$	minimální průměr hlavové kružnice hnaného kola	[mm]
$D_{amax}$	maximální průměr hlavové kružnice hnaného kola	[mm]
$D_a$	zvolený průměr hlavové kružnice hnaného kola	[mm]
$d_f$	průměr patní kružnice	[mm]
$f$	rozdíl poloměru roztečné kružnice a věnce	[mm]
$d_g$	největší průměr věnce	[mm]
$r_x$	poloměr zaoblení zubu	[mm]
$b_a$	hodnota zaoblení zubu	[mm]
$b_{fl}$	šířka zubu řetězového kola	[mm]

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr.1 Ozubená kola s přímými zuby [21] .....	12
Obr.2 Ozubená kola s šikmými zuby [22] .....	12
Obr.3 Ozubená kola s šípovými zuby [23] .....	13
Obr. 4 Odvalovací fréza pro výrobu ozubených kol [34] .....	14
Obr.5 Šesti-stupňová manuální převodovka ZF Group [24] .....	16
Obr.6 Šesti-stupňová manuální převodovka Mercedes-Benz [25] .....	16
Obr.7 Šesti-stupňová automatická převodovka do sportovních motorek [26] .....	17
Obr.8 DSG převodovka Volkswagen Group [27] .....	18
Obr. 9 Poškozená převodovka [36].....	19
Obr.10 Jednokotoučová suchá třecí spojka [28] .....	21
Obr.11 Popis třecí spojky [14].....	22
Obr.12 Dvoukotoučová suchá třecí spojka [29] .....	23
Obr.13 Vícelamelová spojka motoriky Honda [30].....	23
Obr.14 Volnoběžná spojka mopedu Babetta 210 [31].....	24
Obr.15 Odstředivá spojka motoriky Honda [32] .....	25
Obr.16 Elektromagnetická spojka [33] .....	26
Obr. 17 Poškozená třecí spojka [35].....	27
Obr. 18 Motor Babety 207 [37] .....	30
Obr. 19 Motor Babety 210 [38] .....	31
Obr. 20 Motor Babety 225 .....	31
Obr. 21 Sestava motorové části .....	32
Obr. 22 Průběh výkonu a točivého momentu původního motoru [41].....	33
Obr. 23 Sestava převodového ústrojí.....	35
Obr. 24 Rozběhová spojka.....	36
Obr. 25 Startovací spojka.....	36
Obr. 26 Primární převod .....	37
Obr. 27 Převodová skříň .....	38
Obr. 28 Převodovka .....	38
Obr. 29 Řadící spojka .....	39
Obr. 30 Schéma převodů mopedu.....	42
Obr. 31 Výstupní parametry .....	44
Obr. 32 Diagram oblasti použití řemene [39] .....	45
Obr. 33 Rozměry převodu .....	46
Obr. 34 Silové poměry převodu [39] .....	48

---

Obr. 35 3D model hnací a hnané řemenice.....	49
Obr. 36 Rozměry ozubení [39] .....	52
Obr. 37 3D model čelního ozubeného převodu .....	56
Obr. 38 Typy řetězu podle výkonu a otáček.....	57
Obr. 39 Rozměry řetězu [39] .....	57
Obr. 40 Rozměry řetězového kola [39] .....	61
Obr. 41 3D model řetězového převodu.....	62
Obr. 42 Upravená řadící spojka .....	63
Obr. 43 Upravená kliková hřídel a navazující komponenty .....	64
Obr. 44 Upravená hlavní hřídel a navazující komponenty .....	65
Obr. 45 Upravená předloková hřídel a navazující komponenty .....	65
Obr. 46 Sportovní převodové ústrojí .....	66
Obr. 47 Sportovní převodovka s původní převodovou skříňí.....	66



**SEZNAM TABULEK**

Tabulka 1 Technické údaje motorové části .....	33
Tabulka 2 Technické údaje převodového ústrojí .....	35
Tabulka 3 Výstupní parametry z grafu průběhu motoru.....	41
Tabulka 4 Předbežný návrh zubů jednotlivých převodů .....	42
Tabulka 5 Přehled převodových poměrů .....	43
Tabulka 6 Účinnost převodů.....	43
Tabulka 7 Přehled hodnot .....	43
Tabulka 8 Zadané hodnoty .....	46
Tabulka 9 Parametry převodu PowerGrip [39].....	47
Tabulka 10 Výstupní parametry převodu .....	49
Tabulka 11 Zadané hodnoty .....	49
Tabulka 12 Společné rozměry soukolí.....	52
Tabulka 13 Rozměry kola.....	52
Tabulka 14 Vlastnosti zvoleného materiálu.....	53
Tabulka 15 Zvolené součinitele .....	56
Tabulka 16 Rozměry zvoleného řetězu .....	57
Tabulka 17 Vlastnosti zvoleného řetězu.....	58
Tabulka 18 Přehled zvolených součinitelů .....	58
Tabulka 19 Společné rozměry řetězového kola.....	61
Tabulka 20 Rozměry řetězového kola .....	62

## **SEZNAM PŘÍLOH**


Příloha P I: PŘEDPIS BARVENÍ TOLERANCÍ DÍLŮ 3D KONSTRUKCE

Příloha P II: 3D DOKUMENTACE UPRAVENÝCH SOUČÁSTÍ

# PŘÍLOHA P I: PŘEDPIS BARVENÍ TOLERANCÍ DÍLŮ 3D KONSTRUKCE

## PŘEDPIS BARVENÍ DÍLŮ V 3D KONSTRUKCI

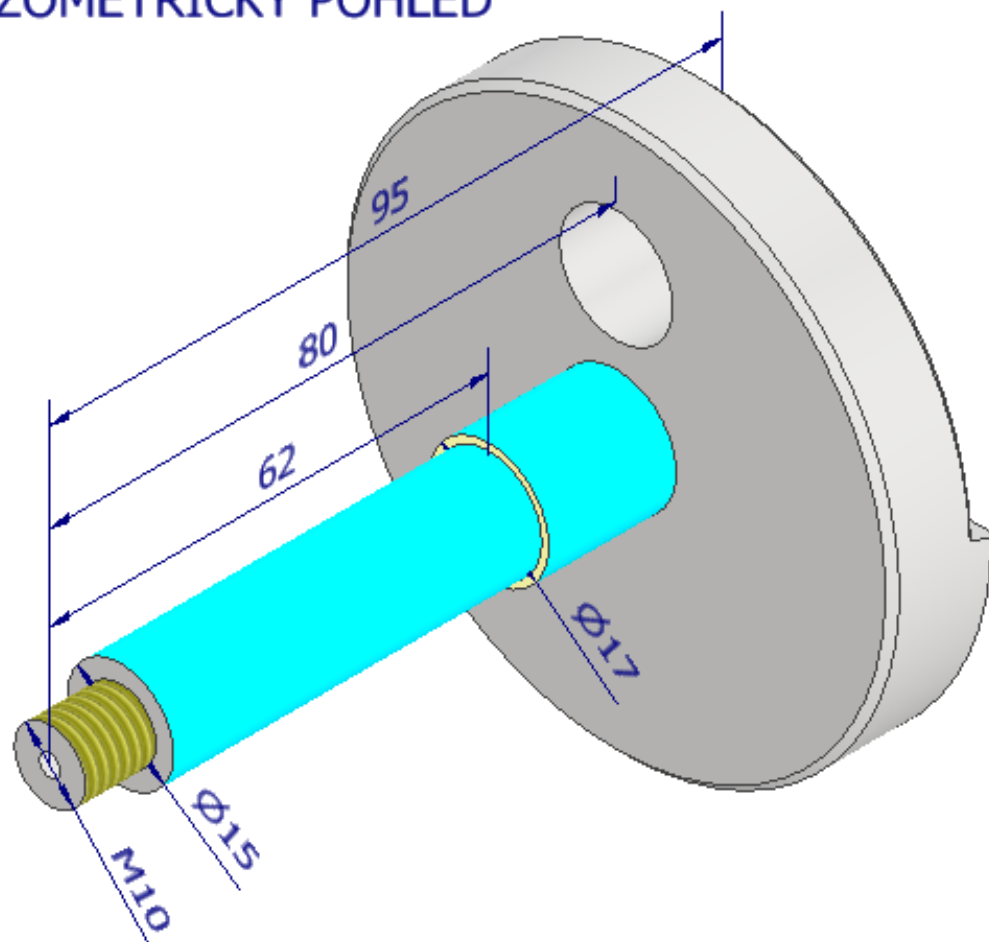
Základní předpis: Tolerance (-) jde VŽDY do materiálu a tolerance (+) VŽDY z materiálu

Typ opracování	Poznámka	Barva	RGB Inventor	R <sub>a</sub> /R <sub>z</sub> [µm]	Tolerance rozměru [mm]	Tolerance polohy [mm]	Přídavek na obrábění	
Předlití	Lité plochy bez obrábění	Zelená	0,00 0,66 0,00		+/-5	+/-3	NE	
Oblasti plynoucí z metodického plánu	Obráběné plochy / 3D plochy	Olivově zelená	0,69 1,00 0,69	1,6	+/-0,03	+/-0,03	ANO	
Jemné obrábění	Dosedací / Kluzné plochy / pro rovinné plochy	Slonovina	1,00 1,00 0,69	0,8	 Rovinnost 0,02	0/-0,01	ANO	
Oblasti plynoucí z metodického plánu	Třídí dílněk řadící spojky	Světle hnědá	210,180,120			Souměrnost 0,01		
Hrubování		Hnědá	0,37 0,00 0,00	6,3-12,5		pro rovinné plochy (2D) 0,5 do 6: 0/-0,1 přes 6 do 30: 0/-0,2 přes 30 do 120: 0/-0,3 přes 120 do 400: 0/-0,5 tvarové plochy: +/-1 (plochy ve 3D)	-0,01/-0,1	ANO
přesný otvor H8 / třídel h8	Uložení s vůlí. Pro těsnění	Lila	0,37 0,00 0,37	0,8	H8/h8	+/-0,02	ANO	
přesný otvor H11 / třídel h11	Uložení s vůlí. Snadno demontovatelné díly, součásti se dají do sebe lehce zasunout a pootáčet.	Modrá	0,37 0,37 0,69	1,6	H11/h11	+/-0,05	ANO	
přesný otvor H7 / třídel js6	Přechodné uložení. Ozubená kola pro uložení řemenic a ozubených kol na třídelích	Modrozelená	0,00 1,00 1,00	0,8	H7/js6	+/-0,01	ANO	
přesný otvor H7 / třídel f7	Uložení s vůlí. Uložení s menší vůlí při běžných požadavcích na přesnost uložení. Běžná uložení třídelí	Modrá	0,00 0,00 1,00	0,8	H7/h7	+/-0,01	ANO	
Závít	Metrický závít (pravý) podle DIN / ISO	Žlutá	1,00 1,00 0,00		0/+0,05	+/-0,1	ANO	
Oblasti odlehčení tvarových částí (např. řadlusy)	Odlehčení aktivních ploch - standardní hodnota 0,5mm	Cervená	1,00 0,31 0,08	Doporučeno 6,3-12,5	0/-0,2	+/-0,5	ANO	

PŘÍLOHA P II: 3D DOKUMENTACE UPRAVENÝCH SOUČÁSTÍ

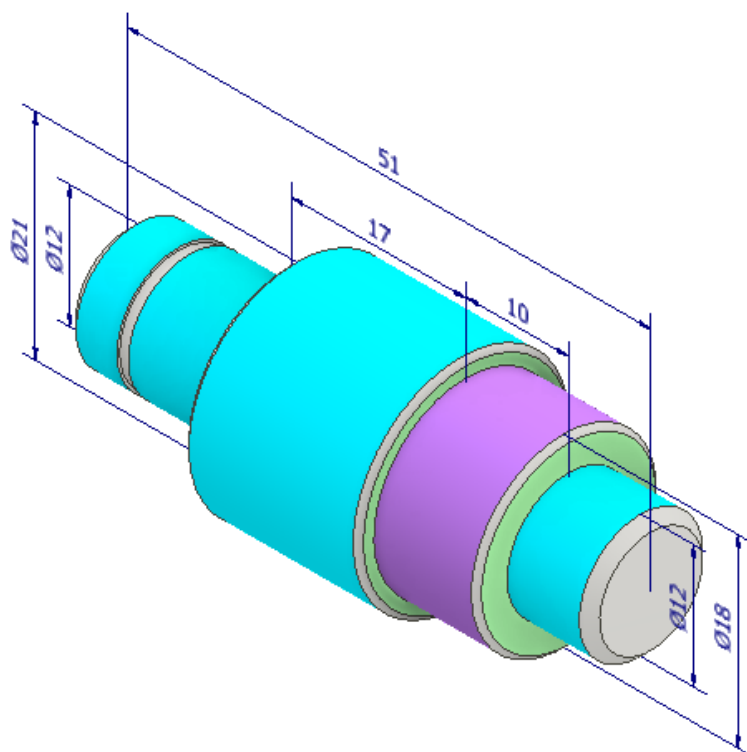
# KLIKOVÁ HŘÍDEL

IZOMETRICKÝ POHLED



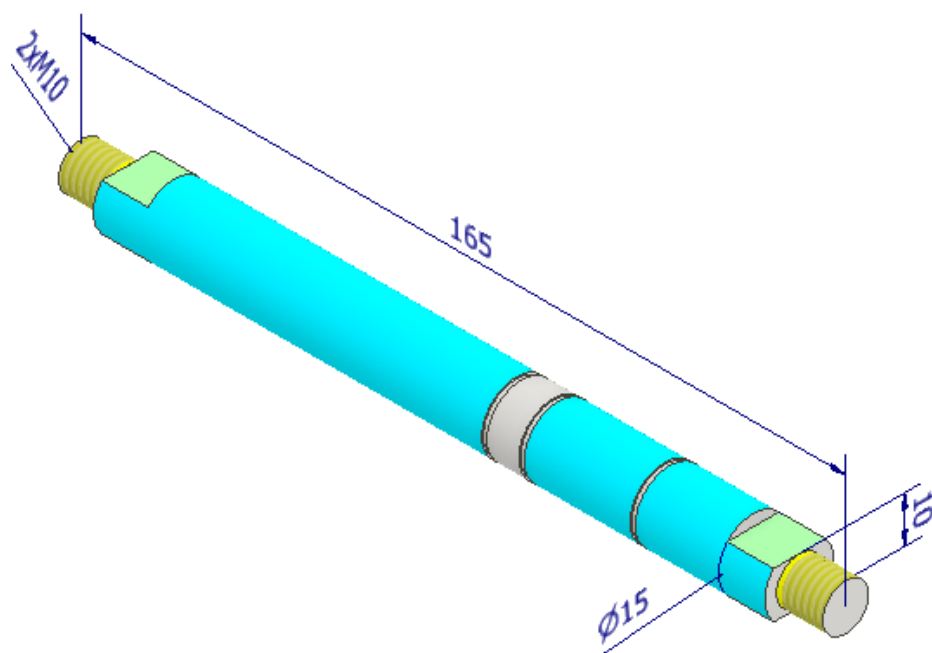
# PŘEDLOHOVÁ HŘÍDEL

IZOMETRICKÝ POHLED



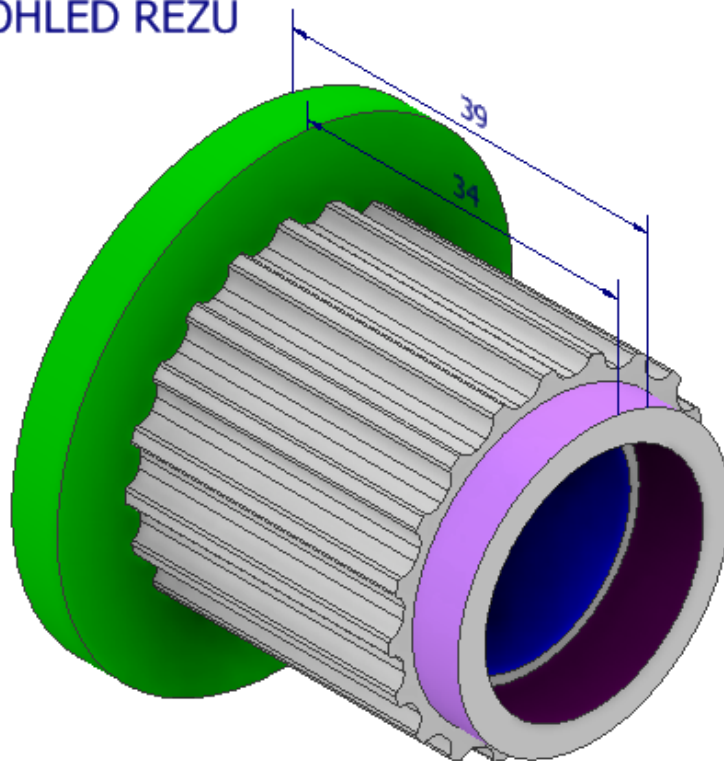
# HLAVNÍ HŘÍDEL

IZOMETRICKÝ POHLED



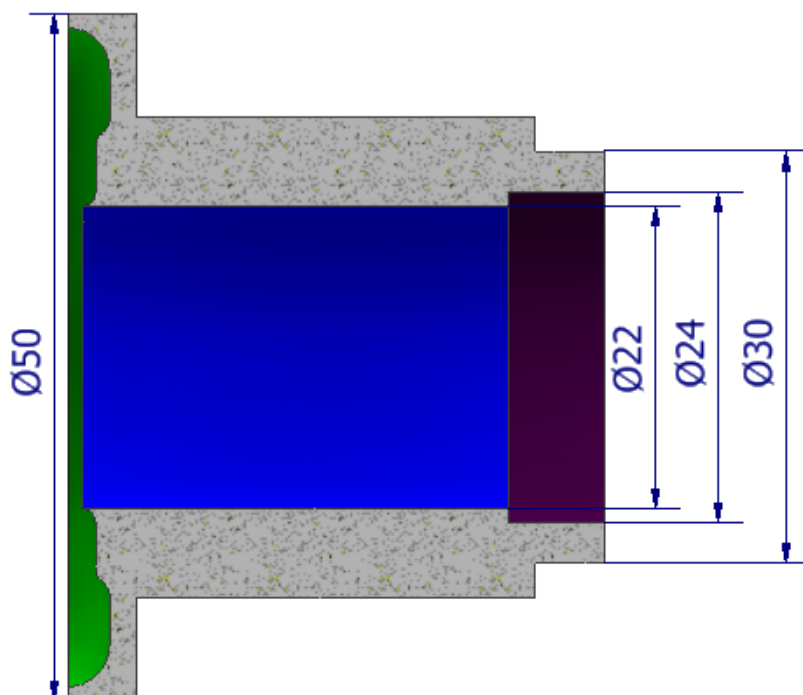
# HNACÍ ŘEMENICE

POHLED ŘEZU



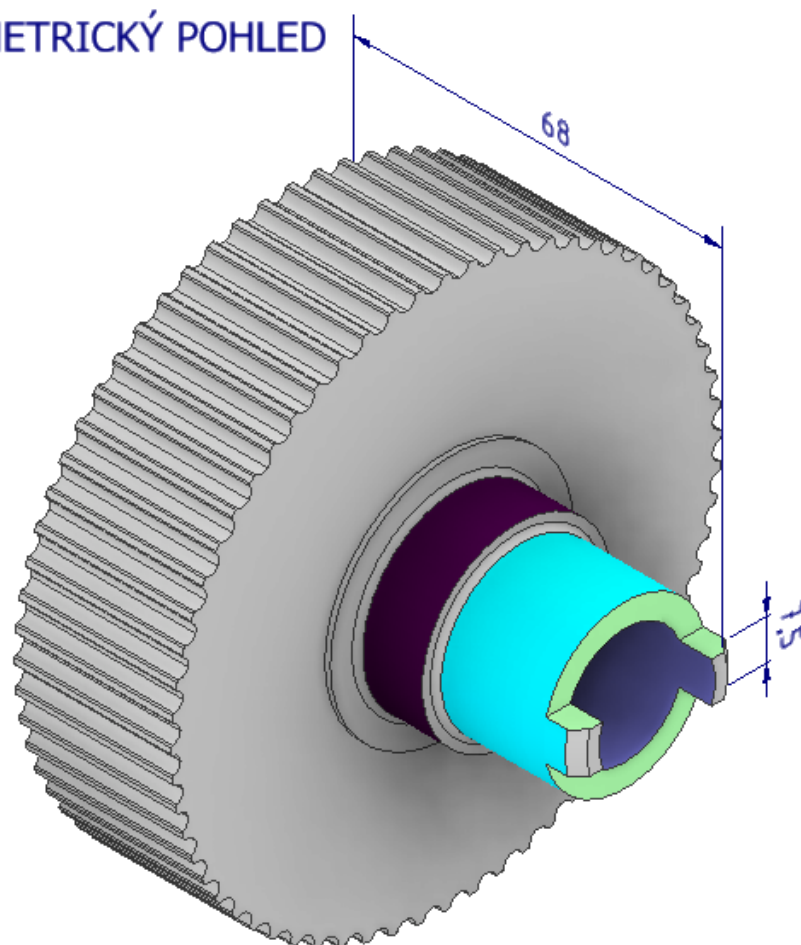
# HNACÍ ŘEMENICE

POHLED ŘEZU



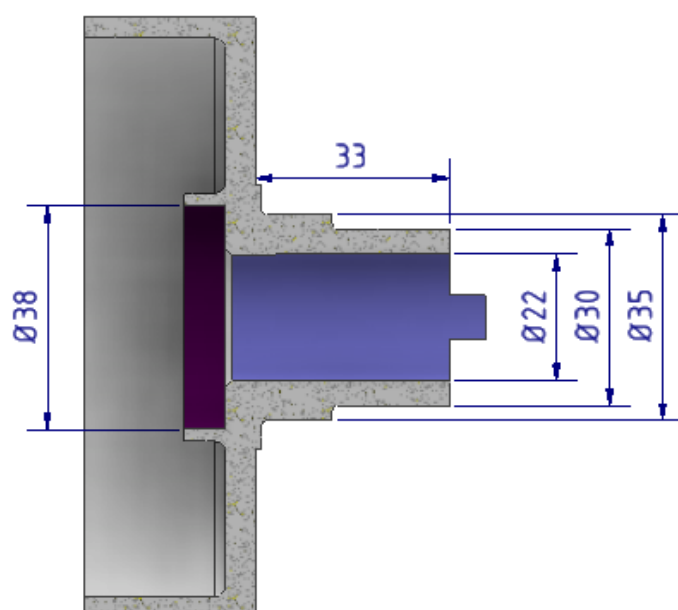
# HNANÁ ŘEMENICE

IZOMETRICKÝ POHLED



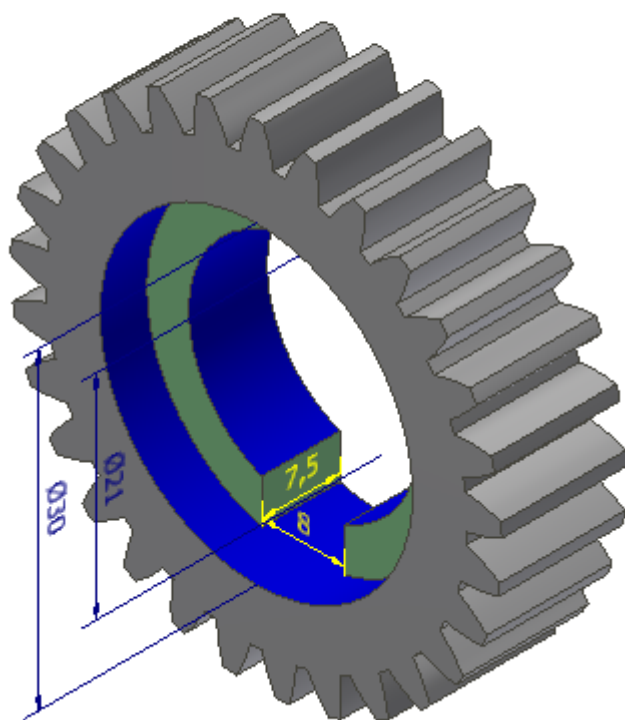
# HNANÁ ŘEMENICE

POHLED ŘEZU



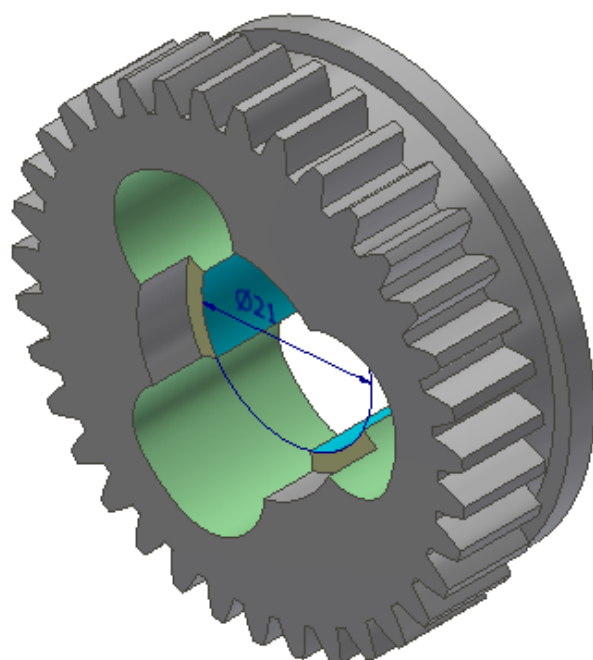
# PASTOREK

## IZOMETRICKÝ POHLED



# KOLO

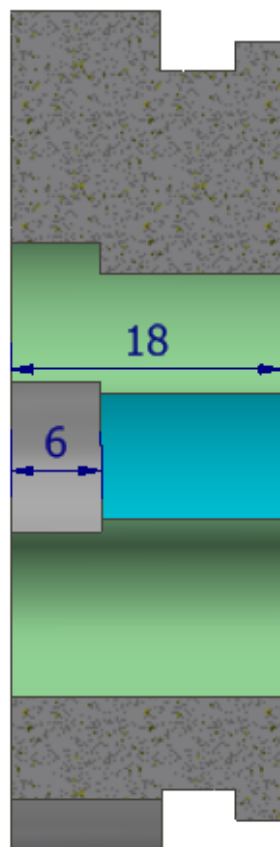
## IZOMETRICKÝ POHLED





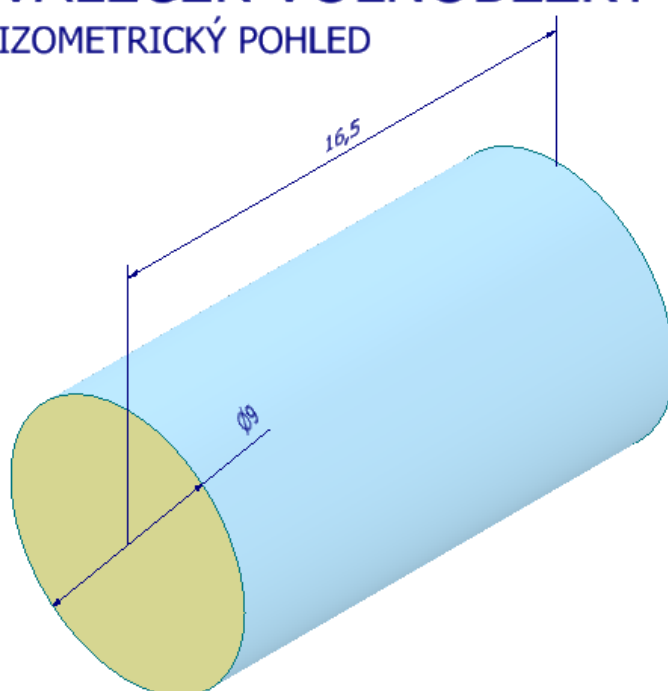
# KOLO

POHLED ŘEZU



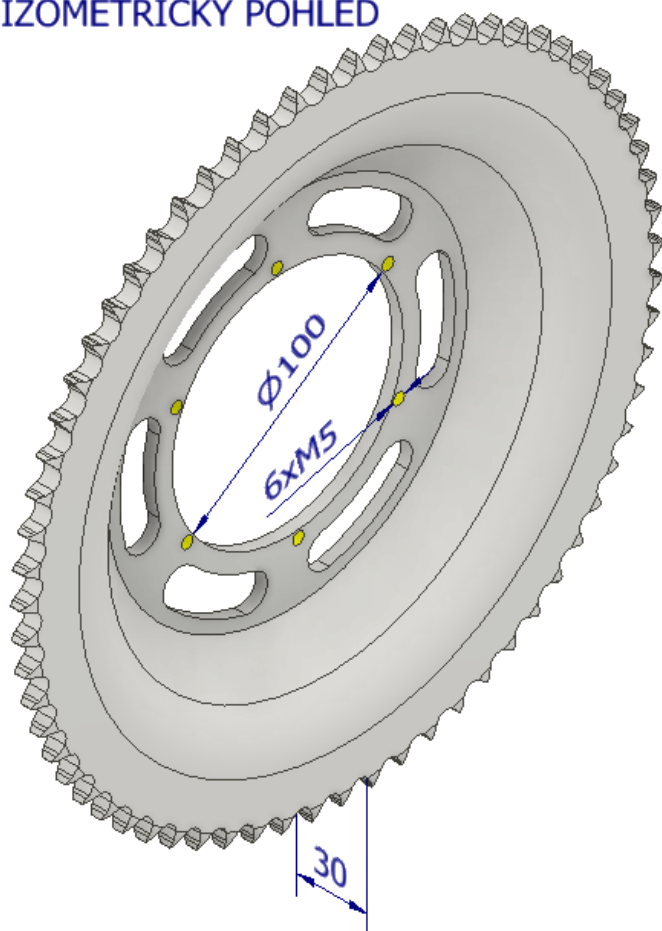
# VÁLEČEK VOLNOBĚŽKY

IZOMETRICKÝ POHLED



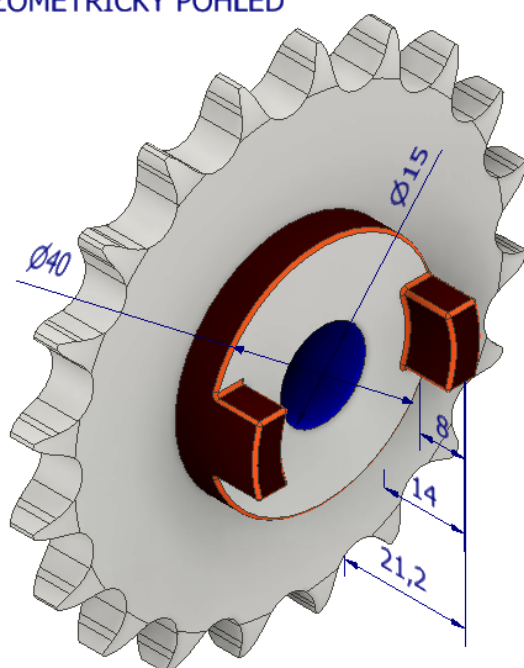
# ŘETĚZOVÉ KOLO HNANÉ

IZOMETRICKÝ POHLED



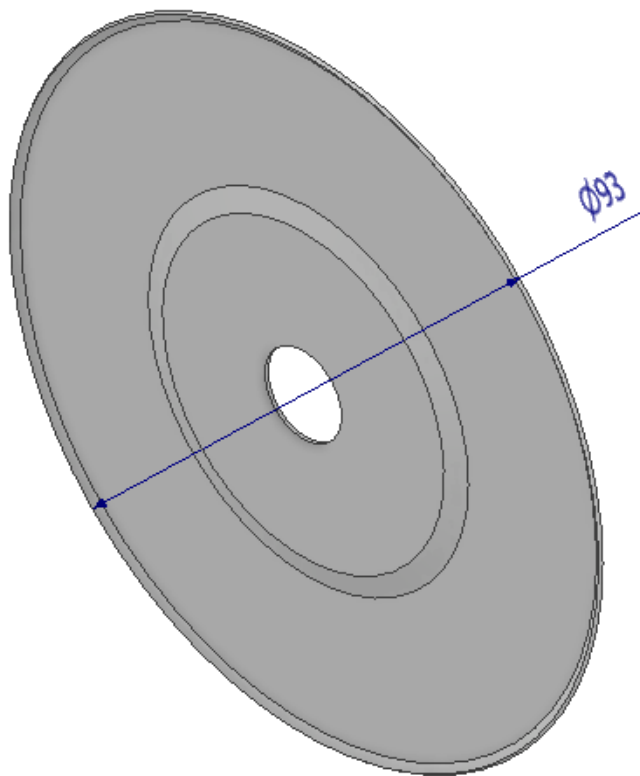
# ŘETĚZOVÉ KOLO HNACÍ

IZOMETRICKÝ POHLED



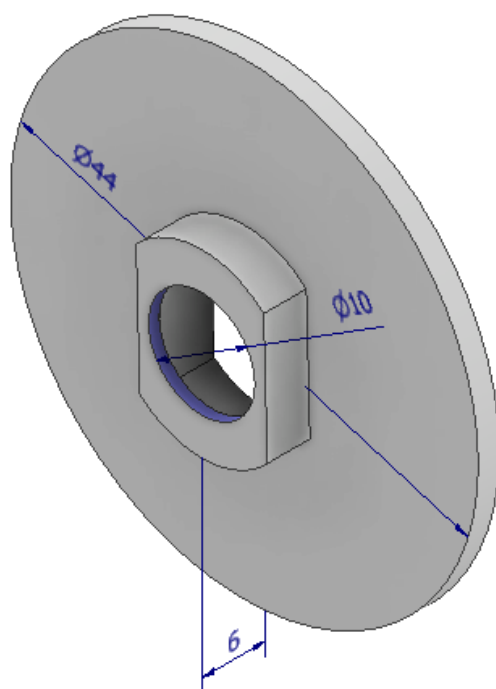
# KRYT SPOJKY

IZOMETRICKÝ POHLED



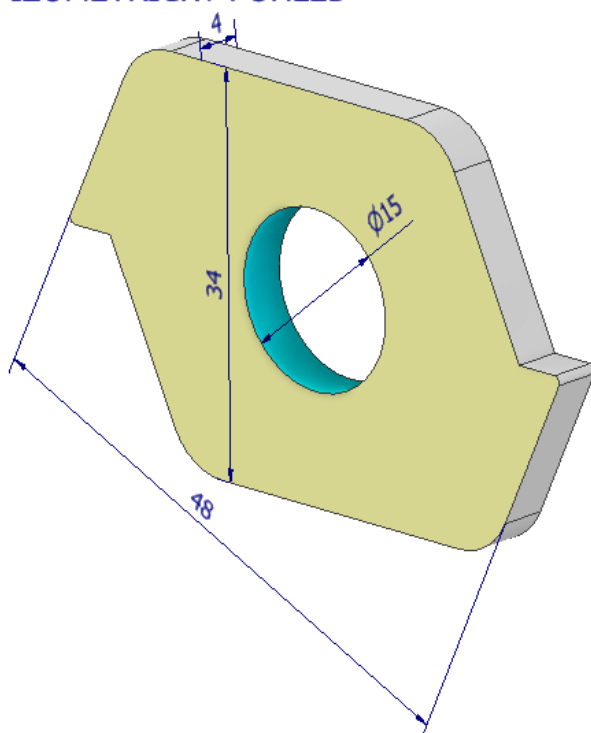
# KRYT UNAŠEČE

IZOMETRICKÝ POHLED



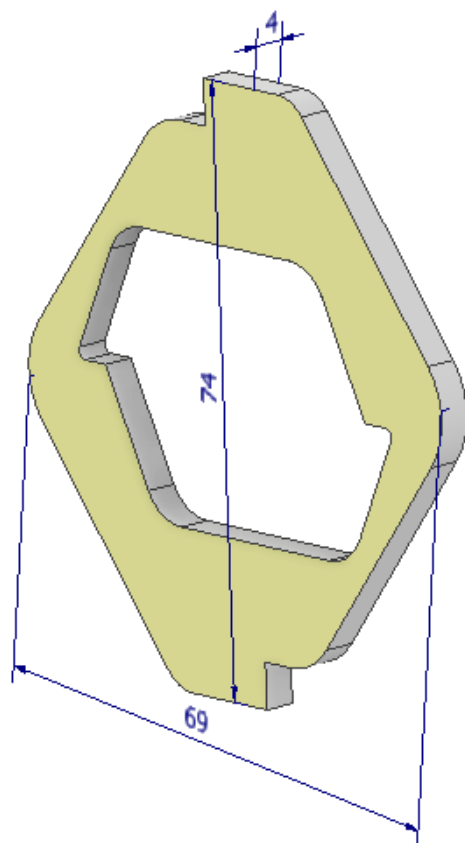
## MALÝ UNAŠEČ

IZOMETRICKÝ POHLED



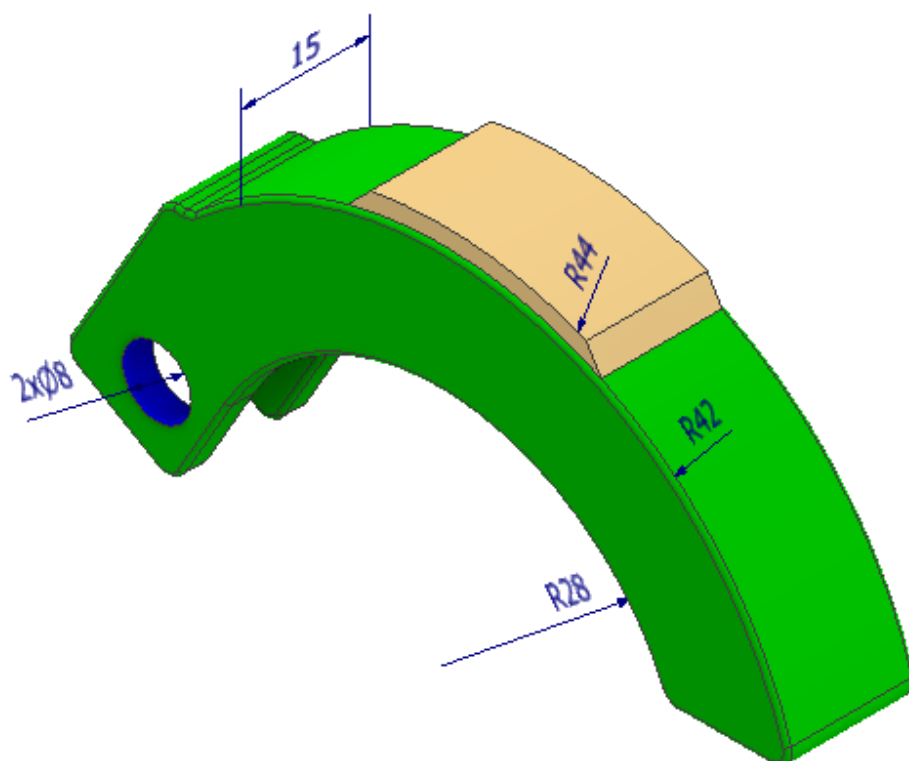
## VELKÝ UNAŠEČ

IZOMETRICKÝ POHLED



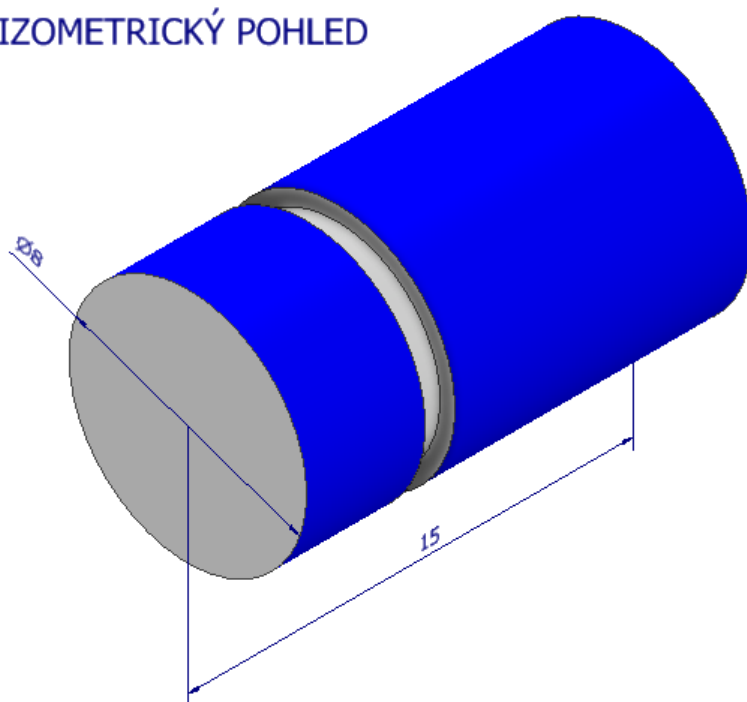
# ŘADÍCÍ ČELIST

## IZOMETRICKÝ POHLED



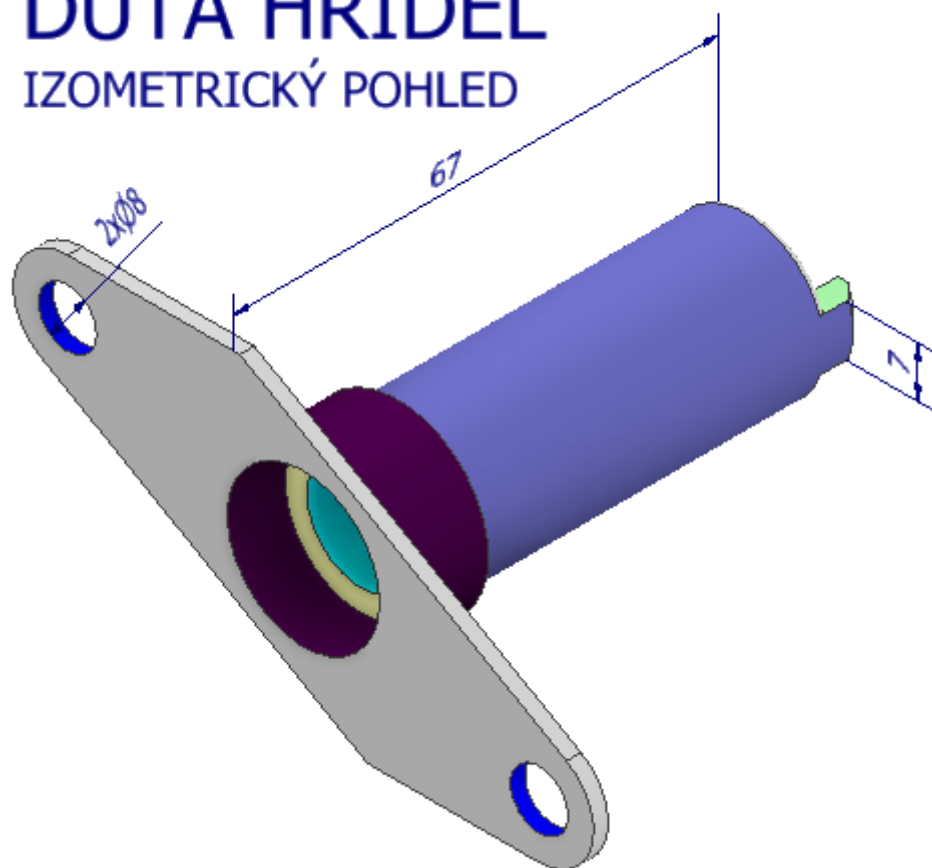
# ČEP ŘADÍCÍ ČELISTI

## IZOMETRICKÝ POHLED



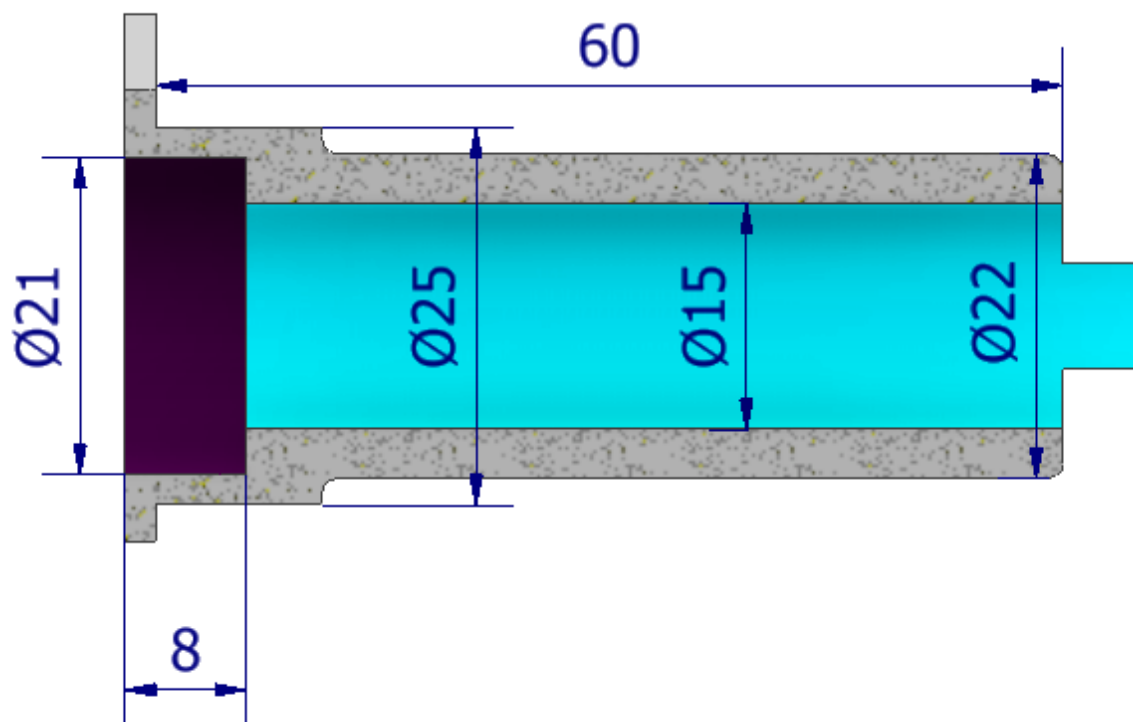
# DUTÁ HŘÍDEL

IZOMETRICKÝ POHLED



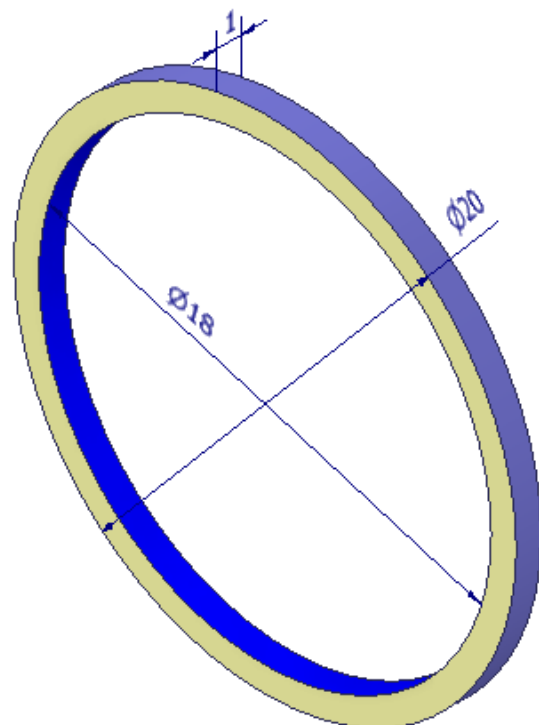
# DUTÁ HŘÍDEL

POHLED ŘEZU



# TENKÝ KROUŽEK

IZOMETRICKÝ POHLED



# HRUBÝ KROUŽEK

IZOMETRICKÝ POHLED

