



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

České vysoké učení technické v Praze

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

Bakalářská práce

Rozbor nábojové převodovky městského kola

Analysis of a utility bicycle hub gear

Dominik Majkus

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Lukáš Kazda

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Majkus** Jméno: **Dominik** Osobní číslo: **491160**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Rozbor nábojové převodovky městského kola

Název bakalářské práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

Na základě rešerše proveďte rozbor nábojové převodovky městského kola bikesharingové společnosti Rekola. Popište konstrukci a funkci převodovky včetně mechanismů řazení. Spočítejte převodové poměry.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Lukáš Kazda ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **13.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Lukáš Kazda
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svoji bakalářskou práci vytvořil samostatně, s použitím literatury uvedené v seznamu na konci práce.

v Praze dne _____

Dominik Majkus

Anotační list

autor:	Dominik Majkus
téma:	Rozbor nábojové převodovky městského kola
rozsah:	počet stran: 75 počet obrázků: 50 počet zdrojů: 25 počet tabulek: 3 počet příloh: 1
akademický rok:	2021/2022
ústav:	Ú12120, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
studijní program:	B2342, Teoretický základ strojního inženýrství
obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
vedoucí:	Ing. Lukáš Kazda
zadavatel:	Fakulta strojní ČVUT v Praze
anotace:	Úkolem této bakalářské práce je podrobně rozebrat třístupňovou převodovku <i>Shimano Nexus Inter3 (SG-3C41)</i> určenou pro jízdní kola, a to jak z hlediska kinematiky, tak konstrukce, popsat její nejčastější závady a jejich opravy, zvážit, jak je vhodné využít převodovku pro sdílená městská kola, a vytvořit 3D model převodovky v CAD programu <i>Autodesk Inventor 2022</i> .
klíčová slova:	nábojová převodovka, planetové soukolí, městské kolo, sdílená kola, kinematika, konstrukce, závada, 3D model

Annotation

author: Dominik Majkus

topic: Analysis of a utility bicycle hub gear

summary: number of pages: 75
number of figures: 50
number of sources: 25
number of tables: 3
number of attachments: 1

academic year: 2021/2022

department: 12120, Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering

study programme: B2342, Theoretical Basis of Mechanical Engineering

field of study: 2301R000 Study programme has no fields of study

supervisor: Ing. Lukáš Kazda

assigned by: Faculty of Mechanical Engineering of CTU in Prague

abstract: The target of this bachelor thesis is to thoroughly analyse three-speed bicycle hub gear *Shimano Nexus Inter3 (SG-3C41)* from the point of view of kinematics and design, to cover its most common malfunctions and their reparation, to consider the suitability of using this hub gear for city bicycle-sharing system and to create a 3D model in *Autodesk Inventor 2022* CAD program.

keywords: hub gear, planetary gearset, utility bicycle, bike-sharing, kinematics, malfunction, design, 3D model

Poděkování

Děkuji panu Ing. Lukáši Kazdovi za vedení, ochotu a podporu během psaní bakalářské práce. Poděkovat bych chtěl také společnosti Rekola, jmenovitě pánům Janu Střechovi a Andreyi Shmatovovi, za konzultaci a cenné informace.

Obsah

Použité symboly.....	9
Úvod.....	10
1. Převodová ústrojí jízdních kol.....	12
1.1. Sdílená městská kola	14
1.2. Převodovka Inter3 (SG-3C41) pro sdílená městská kola	17
2. Kinematika převodovky Inter3 (SG-3C41).....	19
2.1. Odvození počtu stupňů volnosti převodovky	19
2.2. Převodové stupně převodovky	21
2.2.1. Odvození a výpočet převodových poměrů	21
2.2.2. Rozsah převodových poměrů	25
2.2.3. Srovnání s vybranými alternativními modely	25
2.2.4. Celkový převodový poměr jízdního kola	27
3. Konstrukce převodovky Inter3 (SG-3C41)	30
3.1. Nejpodstatnější díly převodovky	30
3.2. Realizace změny převodových stupňů	33
3.2.1. Úvod do konstrukční realizace změny převodových stupňů.....	36
3.2.2. První převodový stupeň.....	37
3.2.3. Přěrazení z prvního na druhý převodový stupeň.....	40
3.2.4. Druhý převodový stupeň	43
3.2.5. Přěrazení z druhého na třetí převodový stupeň	44
3.2.6. Třetí převodový stupeň.....	47
3.3. Volnoběh	48
3.4. Brzdění zadního kola.....	49
4. Závady na převodovce Inter3 (SG-3C41)	52

4.1.	Brzděné či zablokované otáčení zadního kola	53
4.1.1.	Závada věnečkových ložisek	54
4.1.2.	Závada bubnové brzdy	56
4.1.3.	Ulomení části některého z dílů	57
4.2.	Opožděné či neuskutečněné přeřazení převodového stupně.....	59
4.3.	Porušení uchycení převodovky do rámu.....	60
5.	Model převodovky Inter3 (SG-3C41).....	65
	Závěr.....	66
	Seznam použité literatury.....	68
	Seznam obrázků.....	71
	Seznam tabulek.....	74
	Seznam příloh.....	75

Použité symboly

symbol	význam	jednotka
n°	počet stupňů volnosti mechanismu	[-]
n	počet pohyblivých členů mechanismu	[-]
r	počet rotačních vazeb	[-]
p	počet posuvných vazeb	[-]
o	počet obecných vazeb	[-]
P_{SP}	pól pohybu odvalování satelitu po planetě	-
P_{KS}	pól pohybu odvalování korunového kola po satelitu	-
v_R	okamžitá rychlost osy satelitu vůči planetě (rámu kola)	[m/s]
v_K	okamžitá rychlost bodu P_{KS} vůči planetě (rámu kola)	[m/s]
d_S	průměr roztečné kružnice satelitu	[m]
r_S	poloměr roztečné kružnice satelitu	[m]
r_P	poloměr roztečné kružnice planety	[m]
r_K	poloměr roztečné kružnice korunového kola	[m]
ω_{SP}	okamžitá úhlová rychlost otáčení satelitu okolo bodu P_{SP}	[rad/s]
ω_R	úhlová rychlost otáčení unašeče	[rad/s]
ω_K	úhlová rychlost otáčení korunového kola vůči	[rad/s]
z_S	počet zubů satelitu	[-]
z_P	počet zubů planety	[-]
z_K	počet zubů korunového kola	[-]
i_k	převodový poměr k -tého převodového stupně převodovky	[-]
r_1	poloměr hnacího ozubeného kola zabírajícího soukolí	[m]
r_2	poloměr hnaného ozubeného kola zabírajícího soukolí	[m]
m	modul ozubených kol zabírajícího soukolí	[-]
z_1	počet zubů hnacího ozubeného kola	[-]
z_2	počet zubů hnaného ozubeného kola	[-]
δ	rozsah převodových stupňů převodovky	[-]
z_{vst}	počet zubů řetězového kola, které je vstupem převodovky	[-]
z_P	počet zubů řetězového kola, které je spojené s pedály	[-]
$i_{\check{r}}$	převodový poměr řetězového mechanismu	[-]
i_{ck}	celkový převodový poměr k -tého převodového stupně	[-]

Úvod

Touha s lehkostí a v krátkém čase překonávat menší i větší vzdálenosti provází člověka po tisíciletí. Za průlom na poli mobility je možné považovat vynález jízdního kola, které zaznamenává od představení svých předchůdců z první poloviny 19. století výrazný celosvětový rozvoj, který bude pravděpodobně pokračovat i v příštích desetiletích, ne-li staletích. Základní mechanismus jízdního kola přitom zůstal po celou dobu prakticky nezměněný, což svědčí o jeho dokonalosti v jednoduchosti. V současnosti se jízdní kola vyrábí v milionových sériích a slouží k přepravě osob i materiálu nižší hmotnosti a menších rozměrů po celém světě.

Vývoj jízdních kol směřoval již od konce 19. století především ke zvýšení komfortu jízdy. Mezi nejdůležitější konstrukční pokroky patří vynález pneumatik, umístění šlapacích klik do středu rámu, použití drátěného výpletu namísto loukotí a využití řetězového převodu a vícestupňového převodového ústrojí.

V současnosti je právě vícestupňové převodové ústrojí již nezbytnou součástí moderního jízdního kola, protože umožňuje dosáhnout komfortní rychlosti otáčení pedálů při různých jízdních rychlostech. Snahou je, aby mohl cyklista pohodlně zabírat, pokud možno, v každém okamžiku jízdy. Převodová ústrojí mají v současnosti mnoho rozličných podob a určují základní technické vlastnosti jízdního kola jako celku i vhodnost jeho použití pro různé účely.

Cílem této práce je podrobně rozebrat jedno takové převodové ústrojí, a sice třístupňovou převodovku *Shimano Nexus Inter3 (SG-3C41)*.

Tato převodovka se v českém prostředí stala rozšířenou díky společnosti Rekola, která v několika českých městech nabízí služby individuální přepravy osob na svých sdílených jízdních kolech z unifikované flotily využívající primárně zmíněnou převodovku.

Z tohoto důvodu je v první části práce představen vedle společnosti Rekola i samotný koncept sdílených kol. Toto odvětví zažívá v posledních letech prudký rozvoj, který zásadně mění zažité způsoby přepravy osob v městském provozu. Jak ukazují současné trendy, i v budoucnosti se bude jednat o podstatnou součást městské dopravy, jejíž hlavní předností je flexibilita za přívětivou cenu s pozitivním přínosem pro životní

prostředí města a mnohdy také s časovou úsporou i ve srovnání s městskou hromadnou dopravou či přepravou osobním automobilem.

Hlavní část práce se věnuje technickému pohledu na převodovku. Vedle popsání kinematiky této převodovky je podrobně vysvětleno, jakým způsobem převodovka změnu převodových stupňů konstrukčně realizuje, jak se nejčastěji rozbíjí a čím to může být způsobené, jak je zajištěn volnoběh a brzdění a další podstatné souvislosti týkající se jejích vlastností i jejího provozu. Pro konkrétní jízdní kolo, které standardně využívá společnost Rekola, jsou pak uvedeny další kinematické parametry, jako například celkový převodový poměr pro jednotlivé převodové stupně, který zohledňuje převodový poměr řetězového mechanismu jízdního kola.

Společně s touto prací byl také vytvořen CAD model převodovky v programu *Autodesk Inventor 2022*, který je možné nalézt jako přílohu této práce ve dvou formátech *.iam* a *.stp*. Tento model je využit především pro ilustrativní účely obsahu práce, nabízí se však navázat na tuto práci a využít model například pro zkoumání vlivu výrobních nepřesností (odklon a posuvy osy, odchylky skutečného profilu ozubení od ideálního profilu atd.) na účinnost převodovky, opotřebení, namáhání či další parametry podstatné pro její provoz.

1. Převodová ústrojí jízdních kol

Jízdní kolo je jednostopé vozidlo poháněné lidskou silou, případně i elektromotorem, které bylo vynalezeno primárně za účelem rychlejší a pohodlnější dopravy člověka, než je tomu u běžné chůze. Za první známé jízdní kolo, které spatřilo světlo světa, se považuje vynález z roku 1818, kdy si Karl Ludwig Christian nechal patentovat jednostopé vozidlo nazvané *draisina*. U tohoto prvního bicyklu se však jezdec ještě musel odrážet od země, což značně omezovalo komfort i maximální dosažitelnou rychlost jízdy. Ani vynález z roku 1839 z dílny Kirkpatricka McMilana se nedočkal celosvětového rozšíření, protože jeho model jízdního kola využíval pro přenos výkonu táhlové ústrojí, které trpělo obdobnými nedostatky. Za důležitého předchůdce současných jízdních kol se dá považovat *velociped* uvedený do sériové výroby v roce 1861 francouzským vynálezcem Pierrem Michauxem. [1]

Během více než dvoustetletého vývoje spuštěného těmito vynálezy se jízdní kola postupně zdokonalovala až do podoby, kterou známe dnes, a to z hlediska použitých materiálů, konstrukce i používaných mechanismů. Jedním z mechanismů, na který se strojní inženýři soustředí dodnes, je převodové ústrojí, jehož provedení určuje jedny z nejpodstatnějších technických vlastností jízdního kola. [1]

Díky jeho důležitosti existuje v současnosti pro uspokojení rozličných potřeb velké množství převodových ústrojí, která se liší počtem převodových stupňů, nároky na údržbu, náchylností k opotřebení, poškození či dokonce zničení, cenou i dalšími vlastnostmi. Na základě těchto parametrů jsou různá převodová ústrojí vhodná pro různé účely. [2]

Na počátku vývoje převodových ústrojí jízdních kol stojí tzv. jednorychlostní kola, která se vyznačují tím, že umožňují převádět výkon pouze v jednom převodovém poměru. Jedná se o nejprimitivnější způsob, jakým se dá převést cyklistou dodávaný výkon na pohánění kola. Mezi tato jízdní kola patří mj. i již zmíněný *velociped*, u něž je pedály osazeno přímo velké přední kolo, což zajišťuje převodový poměr 1:1, jinými slovy že se na jedno otočení pedálů otočí o jednu otáčku i poháněné kolo. [1]

Varianta jednorychlostního kola je díky absenci převodového mechanismu nejlevnější, nejpriznivější z hlediska údržby a nejméně náchylná k defektu. Je však málo pohodlná pro řidiče jízdního kola, který musí při rozjezdu a při malých rychlostech

působit na pedály velikou silou a při rychlostech vysokých je naopak obtížné zabírat, neboť se pedály společně s koly točí rychle, což je nepříjemné zejména u modelů, které nedisponují volnoběhem. Z těchto důvodů jsou v současnosti velmi rozšířená tzv. vícerychlostní kola, která disponují převodovým ústrojím o několika převodových stupních a obvykle také režimem volnoběhu. [1; 2]

Mezi nejrozšířenější druhy převodových ústrojí patří ústrojí na bázi měniče převodů (známější jako *přehazovačka*) s kazetou s řetězovými koly a ústrojí s nábojovou převodovkou. Převodová ústrojí využívající měniče převodů pracují na principu změny polohy měniče převodů, čímž dochází k přeskokování řetězu přenášejícího výkon na řetězová kola o stejném modulu, ale různých poloměrech, a tedy i různých počtech zubů, čímž je realizována změna převodového poměru. Tuto změnu převodu je možné realizovat pouze za jízdy. U běžných modelů jízdních kol je navíc žádoucí pro plynulé přehození nevyvíjet na pedály velkou sílu. [2]

Naproti tomu nábojové převodovky, poprvé použité na jízdních kolech na sklonku 19. století, změnu převodového poměru realizují prostřednictvím planetové převodovky ukryté v náboji zadního kola. Planetová převodovka umožňuje změnit převodový stupeň v každém okamžiku, ať již za jízdy či stání. Je tvořena jedním nebo více planetovými soukolími, přičemž jedno soukolí je vždy tvořeno planetou (anglicky *sun (external) gear*), korunovým kolem (anglicky *ring (internal) gear*) a unašečem (anglicky *spider* či *carrier*) s alespoň jedním satelitem (anglicky *planet gear*). [3; 4]

Satelit je ozubené kolo s vnějším ozubením konající složený pohyb, který se skládá z relativního pohybu satelitu vůči unašeči spočívajícím v rotaci satelitu kolem vlastní osy a unášivého pohybu satelitu, který je realizován rotací unašeče kolem hlavní osy planetového soukolí, která je současně vlastní osou planety. Další součást, planeta, je rovněž ozubeným kolem s vnějším ozubením, které se však otáčí pouze kolem vlastní osy. Posledním základním dílem planetového soukolí je korunové kolo, které je ozubeným kolem s vnitřním ozubením, po kterém se odvalují satelity. [2; 3]

Pro splnění základní funkce planetového soukolí, potažmo celé převodovky, tedy přenášení výkonu ze vstupu na výstup v určitém převodovém poměru, by stačilo pro jedno soukolí použít satelit jeden, obvykle jich však bývá více, typicky tři nebo čtyři, pro dosažení menšího a rovnoměrněji rozloženého zatížení jednotlivých komponent, což umožňuje při zachování velikosti převodovky zvýšit její zatížení, nebo naopak

pro stejné zatížení použít menší modul ozubení a v důsledku tak zmenšit celkové rozměry převodovky. To je pochopitelně výhodné prakticky ve všech strojírenských aplikacích, nábojovou převodovku jízdního kola nevyjímaje. [5]

Mezi hlavní přednosti planetových převodovek patří jejich prostorová nenáročnost, nízká hmotnost a dva stupně volnosti planetového soukolí, které umožňují vytvořit více převodových stupňů i u jediného planetového soukolí. (pozn. Tyto dva stupně volnosti se u každého převodového stupně samozřejmě musí omezit na jediný, aby převodovka správně fungovala. Jeden stupeň volnosti se odebrává zpravidla aretací určitých částí převodovky, kterým se znemožní relativní pohyb vůči jiným částem převodovky.) Počet převodových stupňů může být výrazně zvýšen i tím, že se sériově zapojí více planetových soukolí. Taková konstrukce poskytující vyšší počet převodových stupňů je vykoupena složitostí i náklady na koupi i údržbu, ale v některých aplikacích, včetně jízdních kol, se může přesto vyplatit. [2]

Planetové převodovky bývají u jízdních kol obvykle zabudovány v náboji, kvůli čemuž bývají označovány také jako nábojové převodovky. Tyto převodovky v současnosti vyrábí několik producentů po celém světě. Je možné koupit převodovky až jedenáctistupňové, historicky však mezi ty nejběžnější patřily převodovky třístupňové, protože jsou s jediným planetovým soukolím konstrukčně nejjednodušší, a přitom mnohdy postačující pro účely jejich využití v málo náročném terénu a bez nutnosti rychlé akcelerace. Mezi přední producenty těchto nejjednodušších převodovek patří japonské Shimano a původem nottinghamský Sturmey-Archer. Donedávna by se mezi ně řadila také americká firma SRAM, která se k výrobě převodovek pro jízdní kola dostala koupí německého Fichtel & Sachs se sídlem ve Schweinfurtu, v roce 2017 však od jejich produkce ustoupila. [4]

Příkladem třístupňové převodovky je mj. také převodovka *Shimano Nexus Inter3 (SG-3C41)*, kterou se tato práce zabývá a která bude v této práci častěji pojmenována jen zkráceně jako *Inter3 (SG-3C41)*, což je kratší, ale přesto jednoznačné označení tohoto modelu

1.1. Sdílená městská kola

Stejně jako je rozmanitá škála převodových ústrojí jízdních kol, i jízdní kola samotná se v současnosti vyrábí v mnoha provedeních, od těch určených pro přepravu

po městě nižší rychlostí přes silniční kola určená pro překonávání větších vzdáleností vyšší rychlostí, horská kola, terénní kola určená především pro sportovní využití až po elektrická kola. Podle jejich konstrukce a účelu využití je možné jízdní kola klasifikovat na silniční kola, horská kola, krosová kola, trekingová kola, elektrokola, městská kola, dětská kola, BMX kola a další. [6]

Pro různé druhy jízdních kol jsou vhodná různá převodová ústrojí. Tato práce je inspirována využitím převodovky *Inter3 (SG-3C41)* pro městská kola sektoru sdílené ekonomiky, které je nanejvýš aktuálním v souvislosti s rozmachem sdílených služeb v posledních několika letech. Z tohoto důvodu bude právě na tento druh jízdních kol dále kladen důraz.

Technické požadavky na městská kola jsou velmi specifické. Při jejich konstrukci se na rozdíl od horských kol určených do těžkého terénu vychází z předpokladu, že budou využívána pro jízdu po asfaltových cyklostezkách a silnicích či podobném druhu méně obtížného povrchu. Díky tomu pro ně mohou být použity užší pláště, které sice poskytují menší stabilitu, ale výrazně snižují velikosti odporových a třecích sil při jízdě. [6]

Rozmach městských kol v českém prostředí zajistil v posledních několika letech již zmíněný fenomén tzv. *sdílených kol*. Jedná se o formu osobní dopravy, kde dopravním prostředkem je jízdní kolo vlastněné firmou, které si zákazník vypůjčí za účelem své přepravy na území města. [7]

Příkladem společnosti, která tyto služby poskytuje, jsou Rekola proslulá svými růžovými koly, která je možné nalézt v současnosti v Praze, Brně, Českých Budějovicích, Olomouci a Bratislavě. Této konkrétní společnosti je věnována pozornost z důvodu, jenž vyplývá z unifikace flotily jejích jízdních kol, která standardně využívají převodovku *Inter3 (SG-3C41)*, již je tato práce věnována. Vedle toho může ale posloužit i jako důkaz potenciálu, který sdílená kola v českých městech mají. Dokládají to statistiky získané z veřejně dostupných zdrojů i aktuální statistiky společnosti, které za účelem psaní této práce ochotně poskytla. [8]

Již šest let od svého založení Vítem Ježkem v roce 2013 dokázala společnost působit v jedenácti městech v České republice a ve Finsku. V této sezóně mělo její aplikaci nezbytnou pro vykonání jízdy nainstalováno asi 250 000 uživatelů, denně se vykonalo 4500 jízd a za celý rok 2019 bylo na sdílených kolech najeto více než 1 400 000

kilometrů. Jednalo se o poslední sezónu neovlivněnou pandemií nemoci covid-19, která ukazovala nepřetržitý nárůst zájmu o sdílenou mobilitu tohoto druhu. [8]

Jak však vyplynulo z komunikace se společností Rekola, tento zájem trvá doposud. Počet vykonaných jízd vztažených na jedno jízdní kolo totiž od založení Rekol do dnešních dnů neustále roste a během letních měsíců se na všech kolech ve všech městech vykoná dokonce přes 100 000 jízd měsíčně.

Přestože od roku 2019 společnost Rekola vyklidila pozice z některých měst a aktuálně působí jen v pěti již zmíněných, ani do budoucna se nedá očekávat, že by popularita sdílených kol zásadně upadla. Konec konců v současnosti má společnost asi 2000 unifikovaných jízdních kol s převodovkou *Inter3 (SG-3C41)*. Z nich asi 1000 je v Praze, 300 v Českých Budějovicích, stejně tak v Bratislavě, 200 jich je v Brně a 100 v Olomouci. [8; 9]

Mimo to se jí daří navazovat strategické spolupráce. Za zmínku stojí dohoda s Magistrátem hlavního města Prahy, v jejímž důsledku mohou vlastníci karty Lítačka s platným kupónem na městskou hromadnou dopravu využít služeb Rekol i konkurenční Nextbike až na 4 jízdy do 15 minut zdarma. [10]

I cyklistice jako takové se v českých městech daří. Konkrétně v Praze podle výzkumu na reprezentativním vzorku obyvatel Prahy provedeném agenturou MEDIAN a publikovaném v říjnu 2021 je asi 48 % Pražanů příležitostnými cyklisty, tj. jezdí na kole alespoň jednou měsíčně, 35 % Pražanů je dokonce pravidelnými cyklisty, kteří jezdí alespoň jednou týdně. Tyto hodnoty zaznamenaly oproti roku 2019 nárůst přibližně o 20 %, o stejnou hodnotu klesl také podíl obyvatel, kteří se označili za necyklisty, tedy lidi, kteří na kole nejezdí vůbec. Podíl obyvatel využívajících sdílených kol pak vzrostl během zmiňovaných dvou let téměř dvojnásobně, a to z 8 % na 15 %. [11]

Je vhodné přiznat, že tyto změny zaznamenané v průzkumu mohou být pouze výkyvem v důsledku pandemie. Až příští roky ukáží, zda se nárůst cyklistů ustálí na nových hodnotách, nebo naopak klesne blíže k hodnotám z roku 2019. Skokový nárůst používání sdílených kol však mohl dát lidem, kteří je dříve nepoužívali, a třeba o tom ani neuvažovali, příležitost si tento způsob dopravy vyzkoušet, a může tak být pravděpodobnější, že jej zvolí i někdy v budoucnu, ať již na pravidelné či příležitostné bázi.

Z průzkumu také vyplynula zajímavá skutečnost – 90 % necyklistů neuvádí jako hlavní bariéru v nejezdění kopcovitost Prahy. Za bariéry byly nejčastěji označovány obavy při jízdě na kole v provozu a potíže spojené s hygienou a převlékáním. Zejména první bariéru se tak může snažit odstranit samo město výstavbou kvalitnější a bezpečnější dopravní infrastruktury pro cyklisty, ideálně v podobě cyklostezek, tedy dopravních cest, které jsou určeny výhradně pro cyklisty. Takovéto komunikace uvedlo 91 % pravidelných a 95 % příležitostných cyklistů jako preferované typy komunikace pro cyklistiku. To bylo v porovnání s jinými alternativami výrazně více: singletrack (zpevněná cesta s přírodním povrchem) a dělený chodník na pruhy pro cyklisty a chodce upřednostňuje ani ne 70 % cyklistů, chráněný pruh pro cyklisty v běžné komunikaci asi 52 % cyklistů, chráněný pruh pro cyklisty a MHD v běžné komunikaci asi 44 % cyklistů, společnou cyklostezku s chodci asi 37 % cyklistů a nechráněnou běžnou komunikaci s automobilovým provozem jen asi 10 % cyklistů. [11]

Bikesharing, tedy využívání sdílených jízdních kol pro individuální osobní přepravu, pak jako vhodnou formu rozvoje cyklodopravy v Praze označilo 63 % cyklistů a dokonce 49 % necyklistů. [11]

1.2. Převodovka Inter3 (SG-3C41) pro sdílená městská kola

Na městská kola má odvětví sdílených kol specifické požadavky. Z hlediska vlastností převodového ústrojí bude žádoucí taková varianta, která bude zajišťovat ekonomický a spolehlivý provoz a v případě závady také jednoduchou opravu. Nabízí se tudíž přistoupit k využití konstrukčně jednoduššího převodového ústrojí, které bude mít menší počet převodových stupňů, jako je převodovka *Inter3 (SG-3C41)*.

Převodovka *Inter3 (SG-3C41)* je třístupňová planetová převodovka, která svým uvedením na trh v listopadu 2006 navázala na dříve vyvinuté modely převodovek z rodiny pojmenované *Nexus*, jež měly od tří do osmi převodových stupňů. Oproti vysokostupňovým modelům se liší zejména svojí již zmíněnou konstrukční jednoduchostí. Trojici převodových stupňů zajišťuje jediné planetové soukolí na rozdíl od sedmistupňové či osmistupňové alternativy, které obě využívají planetová soukolí dvě. Jedenáctistupňová převodovka z rodiny *Shimano Alfine Inter* využívá dokonce tři planetová soukolí. [12]

Vzhledem k typicky spíše jednoduššímu terénu města nemusí být menší počet převodových stupňů překážkou v pohodlném užívání městských kol vybavených touto převodovkou. Dokazuje to mimo jiné již zmíněný provoz sdílených kol společnosti Rekola, která tuto převodovku standardně využívají.

Vedle zajišťování přenosu výkonu z pedálů na zadní kolo v určitém převodovém poměru pro jízdu vpřed převodovka umožňuje také brzdění, a to v okamžiku, kdy se šlápne na pedály do protipohybu a působí se na ně přiměřenou silou. Intenzita brzdění je přitom, stejně jako u všech převodovek z rodiny *Nexus*, nezávislá na zařazeném převodovém stupni. [13; 14]

Zjistit, zda je tato převodovka skutečně vhodná z hlediska požadavků, která jsou na sdílená kola kladena, je jednou z hlavních motivací této práce. První odpověď naskytne už kinematická analýza převodovky v kapitole 2 včetně jejího srovnání s jinými modely od téhož výrobce v podkapitole 2.2.3.

Pro nahlédnutí do praxe provozování této převodovky byla kontaktována také společnost Rekola. Konkrétně bylo cílem zjistit nejen některé statistické údaje o společnosti, jako je počet provozovaných jízdních kol a počty uskutečněných jízd, pro ověření teze o potenciálu sdílených jízdních kol, které již byly rozebrány v kapitole 1.1, ale především jak spolehlivá je samotná převodovka jako celek i jak spolehlivé jsou její jednotlivé díly, jakým způsobem se rozbíjí a čím by to mohlo být způsobené a z jakého důvodu se Rekola rozhodla pro tento konkrétní model převodovky. Tyto další poznatky jsou rovněž rozebrány v příštích kapitolách věnujících se příslušné otázce.

2. Kinematika převodovky Inter3 (SG-3C41)

Jednou ze základních charakteristik každého převodového ústrojí je jeho kinematika. Nejdůležitějšími výstupy kinematické analýzy převodovky je počet převodových stupňů, jejich převodové poměry a s nimi související rozsah převodových stupňů. Tato kapitola má za cíl podrobně rozebrat kinematiku převodovky *Inter3 (SG-3C41)* od základních kinematických předpokladů až po číselné dosazení do odvozených vztahů a jejich vyhodnocení včetně srovnání s jinými nábojovými převodovkami téhož výrobce.

2.1. Odvození počtu stupňů volnosti převodovky

Základním kamenem kinematické analýzy mechanismů (popř. pouze tělesa či hmotného bodu) je počet stupňů volnosti. Počet stupňů volnosti je charakteristika pohyblivosti mechanismu, která je rovna počtu nezávislých souřadnic jednoznačně určujících jeho polohu. Pro přenos výkonu je žádoucí, aby měla převodovka v okamžiku záběru jediný stupeň volnosti. [15]

Výpočet počtu stupňů volnosti rovinného mechanismu, kterým je možné popsat pohyb planetového soukolí, ze kterého sestává i převodovka *Inter3 (SG-3C41)*, se provádí z mechaniky známým vzorcem: [3]

$$n^{\circ} = 3 \cdot n - 2 \cdot (r + p) - o \quad (1)$$

Ve vztahu (1) mají proměnné význam:

n° ... počet stupňů volnosti

n ... počet pohyblivých členů (pozn. čtveřice satelitů na jednom unašeči je vnímána jako jeden člen, neboť pohybem jednoho satelitu bývá jednoznačně určen i pohyb všech zbývajících)

r ... počet rotačních vazeb

p ... počet posuvných vazeb

o ... počet obecných vazeb

V případě planetových převodovek lze rovnici zjednodušit, protože všech n pohyblivých členů je schopno konat pouze rotační pohyb. To znamená, že $n = r$ a dále

také $p = 0$, protože zpravidla žádný člen planetové převodovky nekoná posuvný pohyb. Pro planetové převodovky je tedy možné používat zjednodušený vztah: [3]

$$n^{\circ} = n - o \quad (2)$$

Jediné planetové soukolí, což je případ převodovky *Inter3 (SG-3C41)*, má čtyři pohyblivé členy (planeta, korunové kolo, satelit, unašeč), tj. $n = 4$. Pro dopočtení počtu stupňů volnosti n° stačí určit počet obecných vazeb. V našem případě budou mít tyto vazby podobu vzájemného odvalování ozubených kol, které je díky přítomnosti ozubení samozřejmě bez prokluzu.

Tyto valivé vazby jsou obecně celkem dvě – mezi planetou a satelitem a mezi satelitem a korunovým kolem – tj. $o = 2$. Po dosazení do rovnice (2) dostáváme počet stupňů volnosti planetového soukolí:

$$n^{\circ} = n - o = 4 - 2 = 2^{\circ} \text{ volnosti}$$

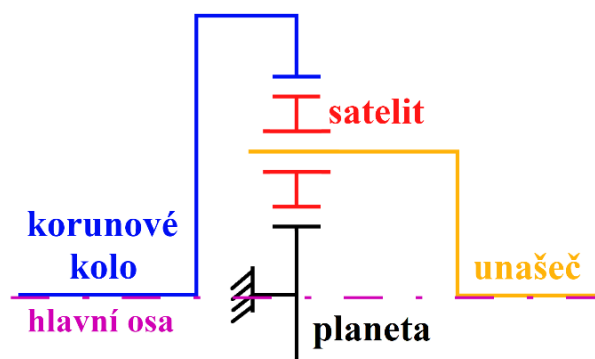
Dva stupně volnosti jsou samozřejmě pro správnou funkci soukolí nevyhovující, protože by se při přivádění výkonu na vstupní člen převodovky mohly všechny ostatní části soukolí pohybovat nekonečně mnoha způsoby a výkon by tak byl v soukolí mařen. Pro zajištění správného přenosu výkonu ze vstupu na výstup v požadovaném převodovém poměru je tudíž nezbytné, aby mělo soukolí pouze jeden stupeň volnosti a všechny díly se tak mohly pohybovat jen jedním způsobem. [15]

Stupeň volnosti je možné odebrat přidáním vazby, které zpravidla spočívá buď v zabránění pohybu některého členu soukolí vůči tzv. základnímu rámu, nebo svázání pohybu dvou různých členů soukolí k sobě, čímž dojde ke snížení počtu pohyblivých členů o jeden, tj. po přidání vazby je $n = 3$. Tím klesne i počet stupňů volnosti na požadovaný jeden stupeň volnosti, jak se můžeme přesvědčit opětovným dosazením do rovnice (2): [3]

$$n^{\circ} = n - o = 3 - 2 = 1^{\circ} \text{ volnosti}$$

Odebrání tohoto stupně volnosti v případě převodovky *Inter3 (SG-3C41)* spočívá v zabránění pohybu planety vůči zemskému povrchu, který je možné považovat za základní rám. Toho je konstrukčně dosaženo tak, že je planeta vyrobena jako pevná součást osy převodovky, čímž je znemožněn její relativní pohyb vůči této ose. Osa je přitom pevně spojena s rámem kola, který se při běžném užívání kola nemůže kolem

vodorovné osy vůči zemskému povrchu volně otáčet. Tímto je zajištěno, že ani planeta se kolem své osy nemůže vzhledem k zemskému povrchu volně otáčet a stupeň volnosti je tak odebrán. Schéma principu odebrání jednoho stupně volnosti zobrazuje obr. 1 níže.



obr. 1 – schéma planetové převodovky Inter3 (SG-3C41)

2.2. Převodové stupně převodovky

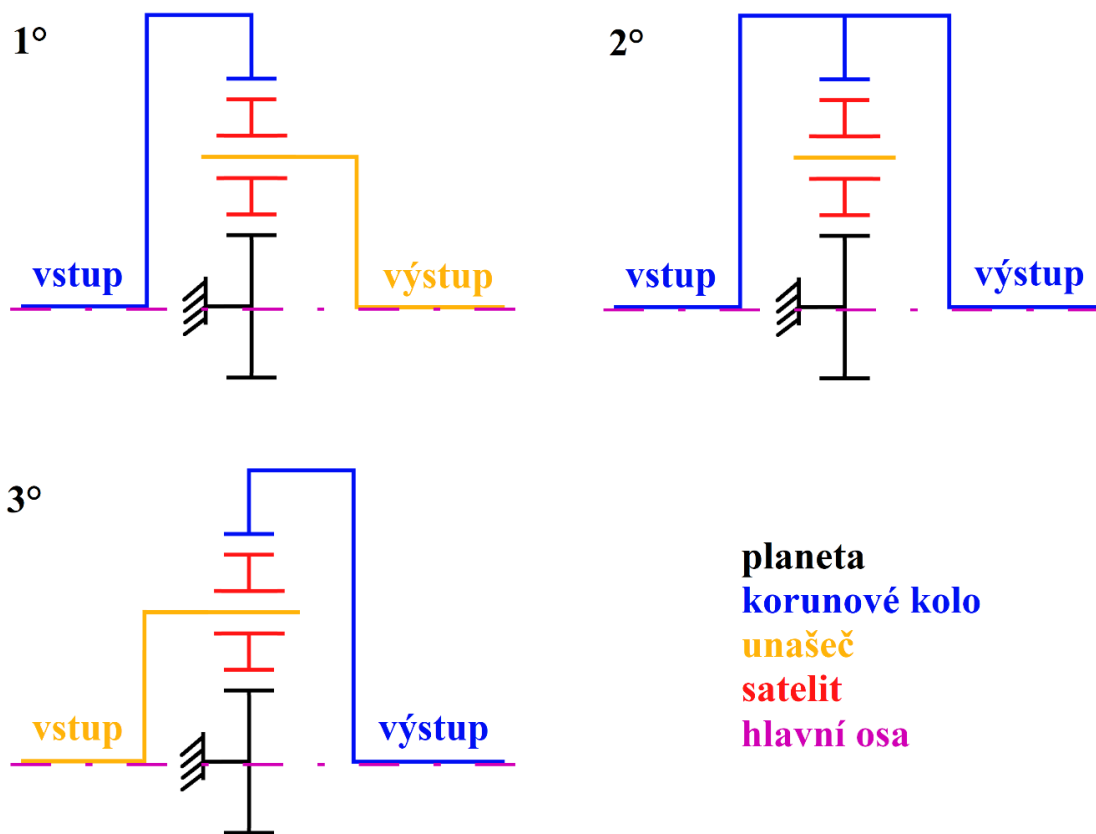
Základní charakteristikou převodového stupně převodovky je tzv. *převodový poměr*. Ten udává poměr úhlové rychlosti, kterou se otáčí vstupní člen převodovky, a úhlové rychlosti, kterou se otáčí výstupní člen. Převodovka *Inter3 (SG-3C41)* je třístupňová. Cílem podkapitoly 2.2.1 je odvodit převodové poměry prvního, druhého a třetího převodového stupně, které budou značeny i_1, i_2, i_3 . V podkapitole 2.2.2 je vypočten rozsah převodových stupňů δ , v podkapitole 2.2.3 je provedeno srovnání hlavních vypočtených parametrů převodovky s jinými modely výrobce Shimano a diskutována vhodnost využití převodovky pro městský provoz v rámci sdílených kol a v podkapitole 2.2.4 je vypočten celkový převodový poměr jízdního kola z unifikované flotily společnosti Rekola se zohledněním řetězového mechanismu, tj. převodového poměru mezi pedály a zadním kolem.

2.2.1. Odvození a výpočet převodových poměrů

Jak bylo odvozeno v kapitole 2.1, planetová převodovka sestávající z planety, korunového kola a unašeče s jedním či více satelity má obecně dva stupně volnosti. Aby byla schopna přenášet výkon, je nezbytné jeden stupeň volnosti odebrat vazbou některého členu převodovky. V případě převodovky *Inter3 (SG-3C41)* je tato vazba vytvořena tím, že je planeta pevnou součástí osy převodovky, která je zase pevně spojena s rámem kola. Planeta se tedy nemůže volně otáčet a vůči rámu kola je statická. Pro tuto

kapitolu podstatný důsledek této skutečnosti je ten, že planeta není schopna podílet se na přenášení výkonu jako vstup ani jako výstup převodovky. Tímto je maximální počet převodových stupňů omezen na tři – vstupem a výstupem mohou být jen korunové kolo a unašeč se satelity, přičemž kombinace, kdy je vstupem i výstupem stejný člen, je z hlediska převodového poměru jedna a ta samá. U prvního převodového stupně je tak vstupem korunové kolo a výstupem unašeč se satelity, u druhého je vstupem i výstupem korunové kolo a u třetího je vstupem unašeč se satelity a výstupem korunové kolo. Více kombinací, jak bylo zdůvodněno, trvale statická planeta neumožňuje.

Barevné schématické znázornění prvního, druhého a třetího převodového stupně převodovky je na obr. 2. U druhého převodového stupně je vstupem i výstupem stejný člen, korunové kolo, a převodovka je, jak patrně, obejita a do přenosu výkonu se nezapojuje.

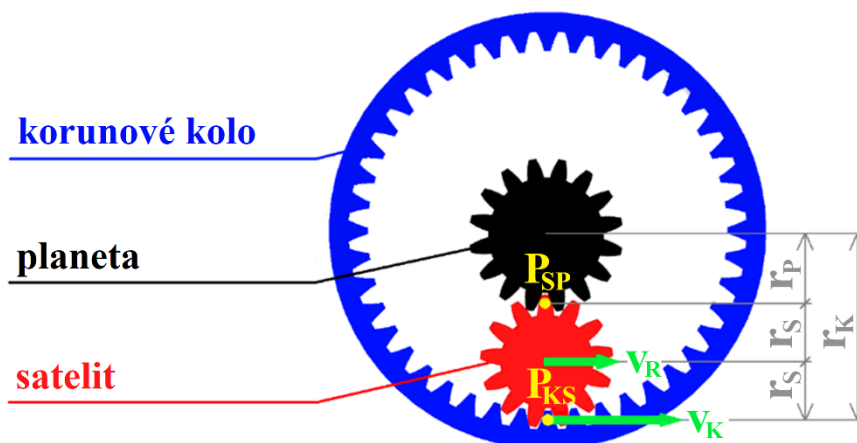


obr. 2 – schéma prvního, druhého a třetího převodového stupně převodovky

Při určování převodových poměrů jednotlivých stupňů se vychází za prvé z vlastností odvalování. Konkrétně se zkoumá odvalování roztečných kružnic, kterými lze nahradit vzájemný pohyb dvou zabírajících ozubených kol.

Za druhé se vychází z počtu zubů jednotlivých ozubených kol převodovky. Korunové kolo má $z_K = 44$ zubů, planeta $z_P = 16$ zubů a čtveřice satelitů má po $z_S = 13$ zubech (na počtu satelitů však převodové poměry nezávisí, protože s pohybem jednoho satelitu jsou předurčeny pohyby všech ostatních). [16; 17]

Na obr. 3 je ilustrováno odvalování satelitu po statické planetě a korunového kola po satelitu.



obr. 3 – princip odvalování satelitu po planetě a korunového kola po satelitu

Bod P_{SP} na obr. 3 je tzv. *pól pohybu*, neboli *okamžitý střed otáčení*, pro odvalování satelitu po planetě. Jedná se o bod dotyku roztečných kružnic planety a satelitu. Označme v_R okamžitou rychlost osy satelitu (vůči planetě, resp. rámu kola) a v_K okamžitou rychlost (opět vůči planetě), kterou se pohybuje pól pohybu P_{KS} pro odvalování korunového kola po satelitu. Protože satelit se v daném okamžiku otáčí kolem bodu P_{SP} a vzdálenost středu satelitu od tohoto bodu (tj. r_S , poloměr roztečné kružnice satelitu) je poloviční oproti vzdálenosti bodu P_{KS} od bodu P_{SP} (tj. $d_S = 2r_S$, průměr roztečné kružnice satelitu), je jednoduché odvodit poměr rychlostí v_R, v_K :

$$\frac{v_R}{v_K} = \frac{\omega_{SP} \cdot r_S}{\omega_{SP} \cdot d_S} = \frac{\omega_{SP} \cdot r_S}{\omega_{SP} \cdot 2r_S} = \frac{1}{2}$$

$$v_K = 2v_R \quad (3)$$

Tyto rychlosti přitom lze vyjádřit ještě jedním způsobem, a to pomocí úhlových rychlostí, kterými se otáčí našeč (ω_R), resp. korunové kolo (ω_K) kolem osy planety (tj. hlavní osy převodovky):

$$v_R = \omega_R \cdot (r_S + r_P) \quad (4)$$

$$v_K = \omega_K \cdot r_K \quad (5)$$

Posledním krokem před samotným výpočtem převodových poměrů je připomenutí vztahu pro poměr poloměrů r_1, r_2 dvou zabírajících ozubených kol o stejném modulu m a poměr počtu jejich zubů z_1, z_2 : [17]

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{m \cdot z_1}{m \cdot z_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad (6)$$

Ze vztahů (3), (4), (5), (6) je již možné odvodit převodový poměr prvního stupně i_1 , u kterého je vstupem korunové kolo otáčející se úhlovou rychlostí ω_K a výstupem unašeč se satelity otáčející se úhlovou rychlostí ω_R :

$$\begin{aligned} i_1 &= \frac{\omega_K}{\omega_R} = \frac{v_K}{v_R} \cdot \frac{(r_S + r_P)}{r_K} = \frac{2(r_S + r_P)}{r_K} = \frac{2r_S + 2r_P}{r_K} = \frac{2r_S + r_P + r_P}{r_K} = \frac{r_K + r_P}{r_K} = \\ &= 1 + \frac{r_P}{r_K} = 1 + \frac{z_P}{z_K} = 1 + \frac{16}{44} = 1,363636 \approx \mathbf{1,364} \end{aligned}$$

Převodový poměr pro druhý stupeň i_2 se vypočte jednoduše, neboť vstupem i výstupem je korunové kolo:

$$i_2 = \frac{\omega_K}{\omega_K} = \mathbf{1}$$

Pro převodový poměr pro třetí převodový stupeň i_3 lze opět využít vztahy (3), (4), (5), (6). Vstupem je nyní satelit s unašeči a výstupem korunové kolo:

$$\begin{aligned} i_3 &= \frac{\omega_R}{\omega_K} = \frac{v_R}{v_K} \cdot \frac{r_K}{(r_S + r_P)} = \frac{r_K}{2(r_S + r_P)} = \frac{r_K}{2r_S + 2r_P} = \frac{r_K}{2r_S + r_P + r_P} = \frac{r_K}{r_K + r_P} \\ &= \frac{1}{\frac{r_K + r_P}{r_K}} = \frac{1}{1 + \frac{r_P}{r_K}} = \frac{1}{1 + \frac{z_P}{z_K}} = \frac{1}{1 + \frac{16}{44}} = 0,733333 \approx \mathbf{0,733} \end{aligned}$$

Alternativně je možné si uvědomit, že u třetího stupně jsou oproti prvnímu stupni zaměněny vstup a výstup. To znamená, že i_3 musí být převrácenou hodnotou i_1 :

$$i_3 = \frac{1}{i_1} = \frac{1}{1 + \frac{z_P}{z_K}} = \frac{1}{1 + \frac{16}{44}} = 0,733333 \approx \mathbf{0,733}$$

Převodové poměry všech tří stupňů přehledně shrnuje tab. 1.

převodový stupeň k	1	2	3
i_k	1,364	1,000	0,733

tab. 1 – přehled převodových poměrů i_k jednotlivých převodových stupňů

Převodový poměr i_k pro k -tý převodový stupeň znamená, že je krouticí moment na výstupu i_k -krát větší než krouticí moment na vstupu a rychlost otáčení je naopak i_k -krát větší na vstupu než rychlost otáčení na výstupu.

Pro první převodový stupeň platí: $i_1 \approx 1,364 > 1$. Takovému převodu říkáme *převod do pomala* a znamená to, že se vstupní člen otáčí i_1 -krát rychleji než výstupní člen. Druhý převod $i_2 = 1$ je tzv. *direkt*, u kterého se vstupní a výstupní člen otáčí stejnou úhlovou rychlostí, a třetí převod $i_3 \approx 0,733 < 1$ je tzv. *převod do rychla*, u kterého se vstup otáčí pomaleji než výstup (resp. stále platí, že se vstup otáčí i_3 -krát rychleji než výstup, přičemž $i_3 < 1$).

2.2.2. Rozsah převodových poměrů

Jednou z důležitých charakteristik n -stupňové převodovky je rozsah jejích převodových poměrů δ , tedy poměr převodového poměru nejnižšího i_1 a nejvyššího i_n převodového stupně. Vyjádřeno obecným vzorcem: [18]

$$\delta = \frac{i_1}{i_n} \quad (7)$$

V případě třístupňové převodovky *Inter3 (SG-3C41)* se určí rozsah převodových stupňů jako poměr převodového poměru prvního a třetího stupně jednoduchým dosazením do vzorce (7):

$$\delta = \frac{i_1}{i_3} = \frac{1,364}{0,733} \approx 1,861 \approx \mathbf{186 \%}$$

2.2.3. Srovnání s vybranými alternativními modely

Pro porovnání základních kinematických parametrů převodovky *Inter3 (SG-3C41)* jsou v tab. 2 níže uvedeny počty převodových stupňů, stručná charakteristika jejich rozložení a jejich rozsahy pro několik vybraných modelů převodovek od výrobce Shimano.

Z tohoto srovnání vyplývá několik skutečností. Jednak je to nárůst rozsahu převodových stupňů s jejich počtem, což je očekávatelné. Vedle toho dochází také ke zmenšování skoků mezi jednotlivými převodovými stupni. Za zmínku rovněž stojí tendence výrobce snažit se u novějších modelů rozložit převodové poměry co nejrovnoměrněji a zvýšit tak komfort jízdy. [19]

model	počet převodových stupňů	rozložení převodových stupňů	rozsah přev. stup. (nejnižší/nejvyšší)
3stup.*	3	rovnoměrné, velké rozestupy	178 % (1,333/0,750)
<i>Nexus Inter3</i>	3	rovnoměrné, velké rozestupy	186 % (1,364/0,733)
<i>Nexus Inter4</i>	4	rovnoměrné	184 % (1,000/0,543)
<i>Nexus Inter7</i>	7	rovnoměrné	245 % (1,582/0,647)
<i>Nexus Inter8</i>	8	rovnoměrné	307 % (1,898/0,619)
10stup.**	10 (8***)	nerovnoměrné	248 %
<i>Alfine Inter11</i>	11	rovnoměrné****	409 % (1,898/0,464)

* 3stupňová převodovka staršího druhu, vývojový předchůdce modelu *Nexus Inter3*
** 10stupňová převodovka ze 70. let 20. století
*** vzhledem k blízkosti některých stupňů je pro citelné přeřazení použitelných jen 8 stupňů
**** skok z 1. na 2. stupeň je však asi dvojnásobný oproti všem následujícím

tab. 2 – počet převodových stupňů, jejich rozložení a rozsah pro vybrané modely převodovek výrobce Shimano (seřazeno vzestupně podle počtu převodových stupňů) [14; 19]

Již na základě těchto charakteristik je možné diskutovat o vhodnosti převodovky *Inter3 (SG-3C41)* pro městský provoz v rámci sdílených služeb. Z čistě teoretického srovnání je očekávatelnou, a v praxi potvrzenou výhodou již dříve zdůvodněná konstrukční jednoduchost zaručující jednodušší a levnější údržbu díky menšímu množství dílů, nižší poruchovosti a také nižší hmotnost, která činí 1120 g [13]. Naproti tomu převodovka *Shimano Alfine Inter11* váží se svými 1665 g [20] o více než půl kilogramu více. [4]

Jednodušší konstrukce je sice vykoupena nižším počtem převodových stupňů, a tedy i jejich většími rozestupy a menším rozsahem, to však nemusí být považováno za zásadní nevýhodu za předpokladu, že většina uživatelů jízdních kol ze sféry sdílených služeb neusiluje o dosažení co nejvyšších rychlostí ani zrychlení.

Běžný uživatel takového kola možná naopak ocení, že pro výraznější změnu převodového poměru stačí jediné přeřazení vzhledem k časté nutnosti přizpůsobovat ve městě jízdní rychlost okolnímu provozu, například při zastavování a rozjezdu na křižovatkách či přechodech pro chodce. Jestliže u převodovky *Nexus Inter3* je změna převodového poměru z 1,364 (1°) na 0,733 (3°) otázkou přeřazení o dva stupně, v případě

jedenáctistupňové převodovky *Alfine Inter11* vyžaduje obdobná změna převodového poměru z 1,468 (2°) na 0,774 (7°) přeřazení o pět stupňů, tedy dvaapůlkrát více. [12; 21]

Pokud bychom na volbu nízkostupňové převodovky přistoupili a chtěli vybrat některou z těch, které jsou v tab. 2, vedle třístupňové převodovky *Nexus Inter3* by se nabízelo zvážit použití ještě jedné převodovky, a sice čtyřstupňového modelu *Nexus Inter4*. Ten se však již nevyrobí, což mohla způsobit jedna z jeho výrazných nevýhod, a sice malý převodový poměr prvního převodového stupně, který je roven 1,000, přičemž, pro připomenutí, u třístupňové alternativy činí 1,364. Tento malý převodový poměr na prvním stupni znamenal nutnost použít při zachování velikosti řetězového kola u pedálů výrazně větší řetězové kolo na vstupu převodovky u zadního kola, aby se řetězovým mechanismem dosáhlo příznivého celkového převodového poměru mezi pedály a zadním kolem, který by zajistil komfortní rozjezd ze stání či z nízkých rychlostí a při jízdách do kopce. (více k převodovému poměru řetězového mechanismu a celkovému převodovému poměru v kapitole 2.2.4) [22]

Srovnání základních vlastností vybraných převodovek výrobce Shimano tedy naznačuje, že převodovka *Nexus Inter3* má potenciál být skutečně jednou z nejlepších voleb pro sdílená kola provozovaná v městském provozu.

2.2.4. Celkový převodový poměr jízdního kola

Celkovým převodovým poměrem jízdního kola v této práci rozumíme převodový poměr mezi pedály a zadním kolem, tedy poměr úhlové rychlosti otáčení pedálů a zadního kola během záběru při zařazení příslušného převodového stupně.

Zavedení tohoto pojmu má svůj význam. Kinematický i momentový převod totiž vedle samotné převodovky realizuje samozřejmě také řetězový mechanismus, který přenáší krouticí moment z pedálů na vstupní člen převodovky u zadního kola. *Převodovým poměrem řetězového mechanismu* pak lze označit poměr rychlosti otáčení pedálů (vstup řetězového mechanismu) a vstupu převodovky (výstup řetězového mechanismu), nebo také alternativně poměr počtu zubů řetězového kola spojeného se vstupem převodovky z_{vst} a počtu zubů řetězového kola spojeného s pedály z_p . Vyjádřeno vzorcem: [1]

$$i_{\gamma} = \frac{z_{vst}}{z_p} \quad (8)$$

Shimano ve svém manuálu pro distributory a prodejce převodovky doporučuje, aby byl převodový poměr řetězového mechanismu u převodovky *Inter3 (SG-3C41)* 1 : 2,3 [23]. Prodejci však tuto doporučenou konkrétní hodnotu uvádějí v podobě intervalu, tedy s určitou tolerancí, což je vzhledem k její povaze logické. Několik dohledaných českých i mezinárodních prodejců se v udávaném intervalu shodovalo, když doporučovali 1 : (2,0 ÷ 2,65) [24]. Vhodně zvolený převodový poměr řetězového mechanismu zajistí vhodné celkové převodové poměry pro jednotlivé převodové stupně, které jsou zásadní pro účinné využití všech převodových stupňů převodovky, zejména těch nejnižších při nízkých rychlostech a nejvyšších při vysokých rychlostech. [1]

Pro ukázkou následuje výpočet převodového poměru řetězového mechanismu pro standardizovaný druh jízdních kol společnosti Rekola využívající převodovku *Inter3 (SG-3C41)*. V jaké podobě je možné jej spatřit na ulicích, zachycuje obr. 4. Bohužel bývá z velké části zakrytý plastovým krytem, takže samotný mechanismus není příliš vidět.



obr. 4 – řetězový mechanismus na standardizovaném typu jízdního kola společnosti Rekola

Na tomto jízdním kole byly spočítány zuby na řetězových kolech u pedálů a na zadním kole u převodovky. Konkrétně má řetězové kolo na vstupu převodovky $z_{vst} = 18$ zubů a řetězové kolo u pedálů $z_p = 38$ zubů. Převodový poměr řetězového kola $i_{\dot{r}}$ je tedy s užitím vztahu (8):

$$i_{\dot{r}} = \frac{z_{vst}}{z_p} = \frac{18}{38} = \mathbf{1:2,111} (= 0,474)$$

Tato hodnota spadá do prodejci udávaného intervalu a vyhovuje tak doporučeným hodnotám.

Určení celkového převodového poměru už je nyní jednoduché. Při zařazení i -tého převodového stupně se celkový převodový poměr určí jako součin dílčích převodových poměrů řetězového mechanismu $i_{\text{ř}}$ a aktuálně zařazeného k -tého převodového stupně převodovky i_k . Vyjádřeno vzorcem: [1]

$$i_c = i_{\text{ř}} \cdot i_k \quad (9)$$

Pro úplnost je možné dopočítat celkové převodové poměry i_{c1}, i_{c2}, i_{c3} pro jednotlivé převodové stupně převodovky s využitím vztahu (9):

$$i_{c1} = i_{\text{ř}} \cdot i_1 = 0,474 \cdot 1,364 = \mathbf{0,647}$$

$$i_{c2} = i_{\text{ř}} \cdot i_2 = 0,474 \cdot 1,000 = \mathbf{0,474}$$

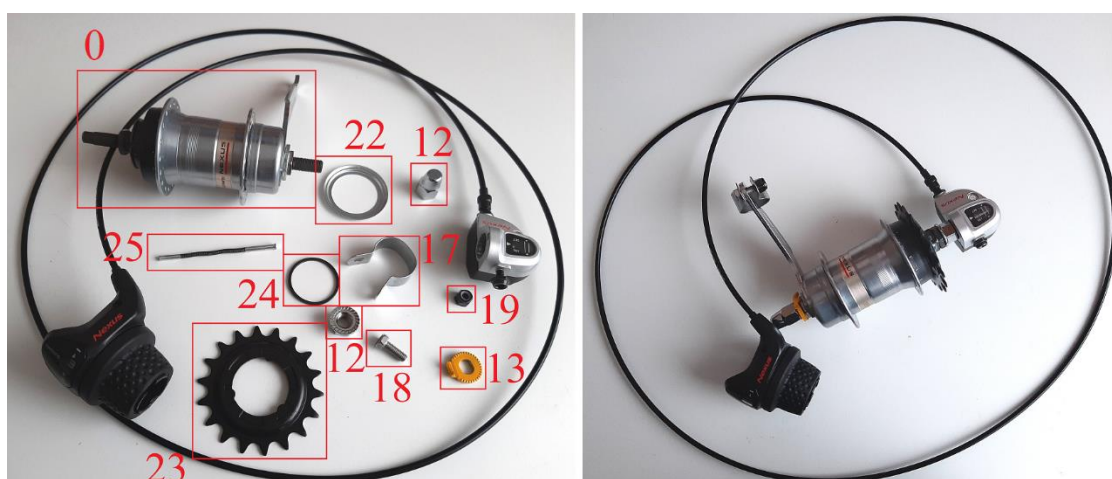
$$i_{c3} = i_{\text{ř}} \cdot i_3 = 0,474 \cdot 0,733 = \mathbf{0,347}$$

Doposud bylo na celkový převodový poměr nahlíženo především kinematicky. Vypočtené hodnoty i_{c1}, i_{c2}, i_{c3} udávají, kolikrát menší je úhlová rychlost otáčení zadního kola (výstupu) oproti pedálům (vstupu) během záběru. Vedle tohoto pohledu je ale možné hodnoty interpretovat také momentově. Znamenají, kolikrát větší je teoreticky (tj. bez uvažování ztrát, např. na řetězu a v převodovce) krouticí moment na zadním kole (výstupu) v porovnání s krouticím momentem, kterým působí cyklista na pedály (vstup). Jedná se o jedny z nejdůležitějších hodnot charakterizující převodové ústrojí jízdního kola jako celku. [18]

3. Konstrukce převodovky Inter3 (SG-3C41)

Teoretické vlastnosti převodovky, jak byly popsány v kapitole 2, je třeba realizovat konkrétním konstrukčním řešením. V této kapitole je podrobně vysvětleno, z jakých podstatných dílů převodovka *Inter3 (SG-3C41)* sestává a jak jsou realizovány její základní funkce, tedy schopnost měnit převodové stupně v návaznosti na otočení řadicí rukojeti cyklistou, volnoběh v okamžiku, kdy cyklista za jízdy nepůsobí silou na pedály, a brzdění zadního kola za předpokladu, že cyklista zatlačí pedály v opačném smyslu rotace, než jakým je realizován pohyb vpřed.

Vedle převodovky samotné je dobré alespoň krátce ukázat také konstrukční díly, které Shimano dodává společně s převodovkou. Je možné je vidět na obr. 5, v levé části před montáží a v pravé části po ní. Vidíme, že tyto konstrukční díly tvoří několik dalších součástí, které zajišťují mimo jiné přenos výkonu z pedálů na převodovku (řetězové kolo) a možnost jejího ovládání z řídítek (lankový mechanismus).



- | | | |
|---------------------------|-----------------|-------------------------------|
| 0 ... nábojová převodovka | 17 ... podložka | 22 ... podložka |
| 12 ... matice | 18 ... šroub | 23 ... řetězové kolo |
| 13 ... pojistná podložka | 19 ... matice | 24 ... pojistný kroužek |
| | | 25 ... odpružená řadicí tyčka |

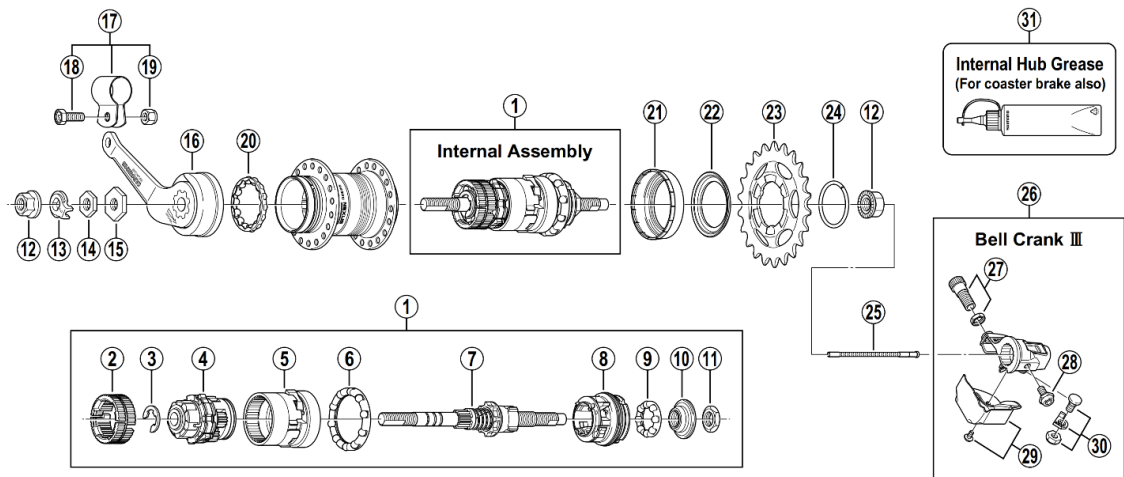
obr. 5 – fotografie převodovky *Inter3 (SG-3C41)* společně s jednotlivými díly pro montáž na kolo (vlevo) a celé smontované sestavy (vpravo)

3.1. Nejpodstatnější díly převodovky

Převodovka sestává celkem z několika desítek dílů, které jsou pro jednodušší identifikaci v textu této práce jednak pojmenovány podle své hlavní funkce a jednak

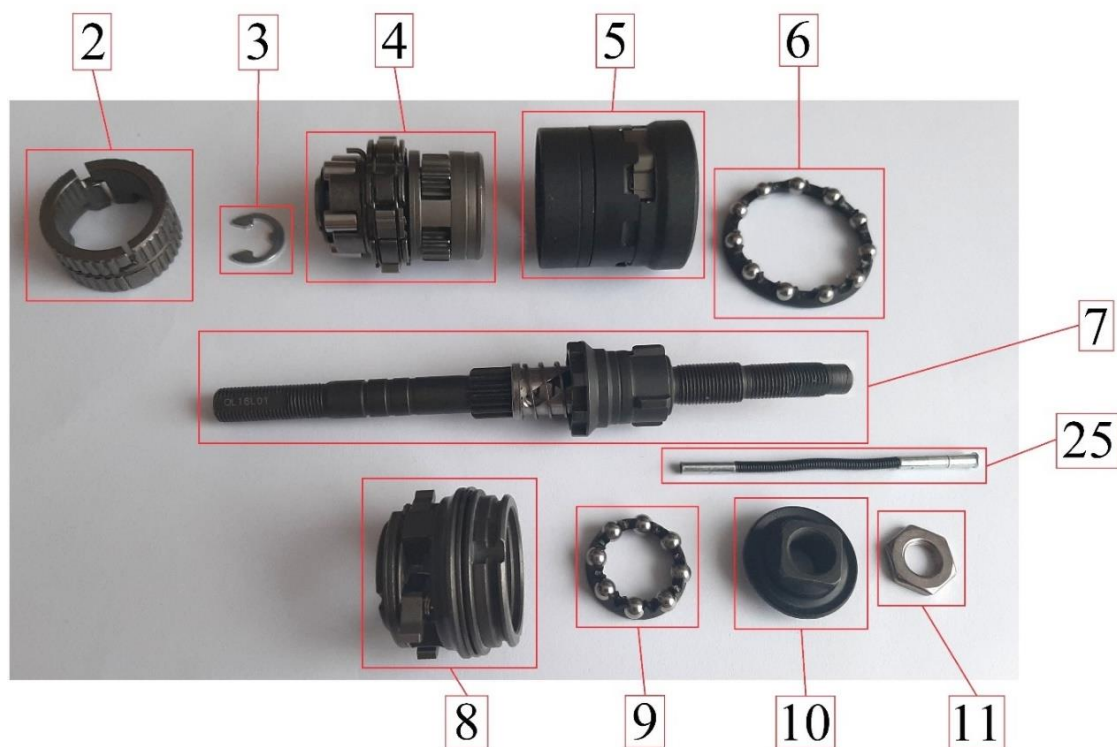
označeny čísla (případně i písmeny) v kulatých závorkách. Aby se však označení nepletlo s odkazem na kinematické vztahy z kapitoly 2, je číselné označení psané kurzívou, např. „osa (7a)“.

Označení dílů v této práci se v maximální možné míře shoduje s označením dílů od výrobce, které je možné nalézt v manuálu k této převodovce. Z tohoto zdroje pramení také rozpad převodovky, který je na obr. 6 níže. [13]



obr. 6 – rozpad převodovky Inter3 (SG-3C41) [13]

Na obr. 7 jsou pak zobrazeny nejpodstatnější díly z hlediska základních konstrukčních schopností převodovky, tedy realizace různých převodových poměrů. Až na odpruženou řadičí tyčku (25) jsou všechny díly součástí vnitřní sestavy (1) (anglicky tzv. *internal assembly*). Díly (2–6) a (8–11) jsou, podobně jako na obr. 6, seřazeny v pořadí, v jakém by musely být montovány na osu (7). U všech dílů je vedle jejich číselného označení uvedeno také jejich pojmenování autorem této práce podle jejich základní role.



2 ... brzdové čelisti
 3 ... pojistný kroužek
 4 ... díl s unašečem
 5 ... díl s korunovým kolem
 6 ... věnečkové ložisko
 7 ... osa

8 ... díl s drážkami pro řetězové kolo
 9 ... věnečkové ložisko
 10 ... matice s těsněním
 11 ... matice
 25 ... odpružená řadičí tyčka

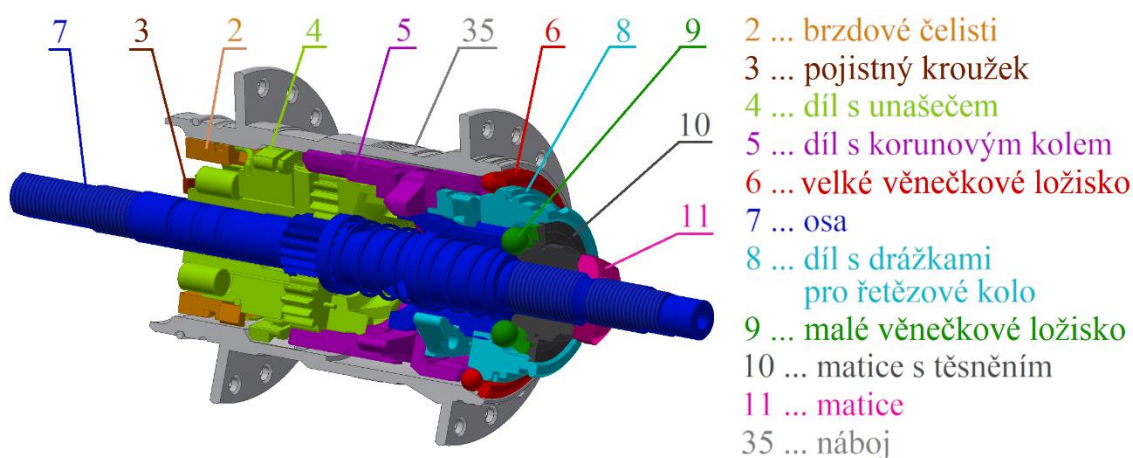
obr. 7 – fotografie některých podstatných dílů převodovky Inter3 (SG-3C41) vč. jejich očíslování dle výrobce

Úkolem této práce bylo mimo jiné vytvořit CAD model převodovky, který v rámci této práce poslouží především k ilustrativním účelům. Model je podrobněji představen v kapitole 5.

Pro názornější představení převodovky je však použit již nyní, a to na obr. 8 ve skutečných barvách převodovky a na obr. 9 v barevném zobrazení s popisem jednotlivých viditelných dílů vnitřní sestavy převodovky (1).



obr. 8 – model převodovky Inter3 (SG-3C41)



obr. 9 – barevný model převodovky Inter3 (SG-3C41)

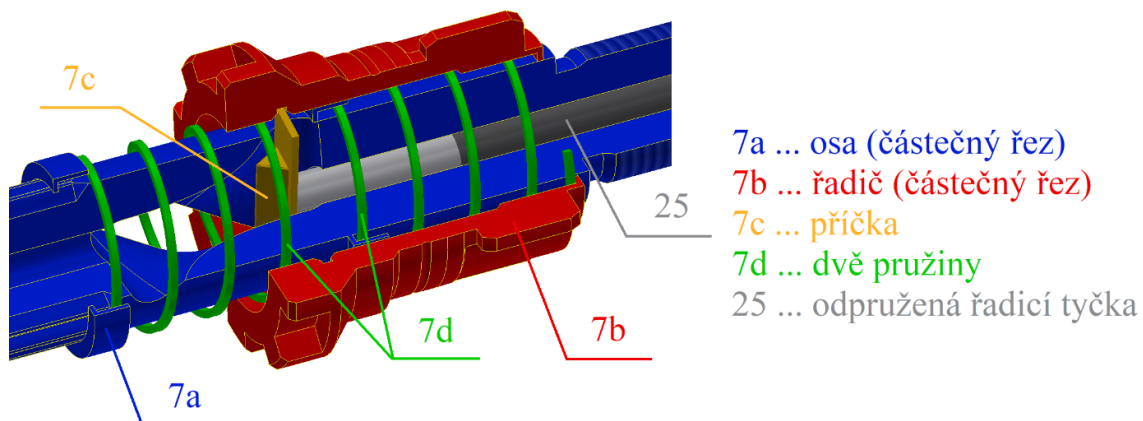
3.2. Realizace změny převodových stupňů

Změny převodových stupňů jsou cyklistou řízeny prostřednictvím otočné řadicí rukojeti (viz 1. řádek fotografií na obr. 10). Jejím otáčením se posouvá lanko (Bowdenův kabel), jenž tímto posuvem vyvolává na svém druhém konci otáčení řadicí páčky. Polohu páčky pro první, druhý i třetí převodový stupeň je možné pozorovat ze dvou pohledů (shora i zdola), jak je rovněž patrné z obr. 10 níže.



obr. 10 – polohy řadicí páčky z horního pohledu (2. řada fotografií) a spodního pohledu (3. řada fotografií) pro různé převodové stupně měněné na řadicí rukojeti (1. řada fotografií)

Z předního pohledu (2. řádek fotografií na obr. 10) je patrné, že s otáčením (žlutě zbarvené) řadicí páčky se posouvá odpružená řadicí tyčka (25). Ta je z velké části skryta v ose (7a) a ze své druhé strany se opírá o další podstatný člen pro řazení, a sice o příčku (7c) osy. Příčka (7c) koná v drážce osy (7a) šroubový pohyb. Společně s ní se pohybuje také řadič (7b), který se snaží opisovat totožný šroubový pohyb, může se však také volně otáčet i kolem vlastní osy.

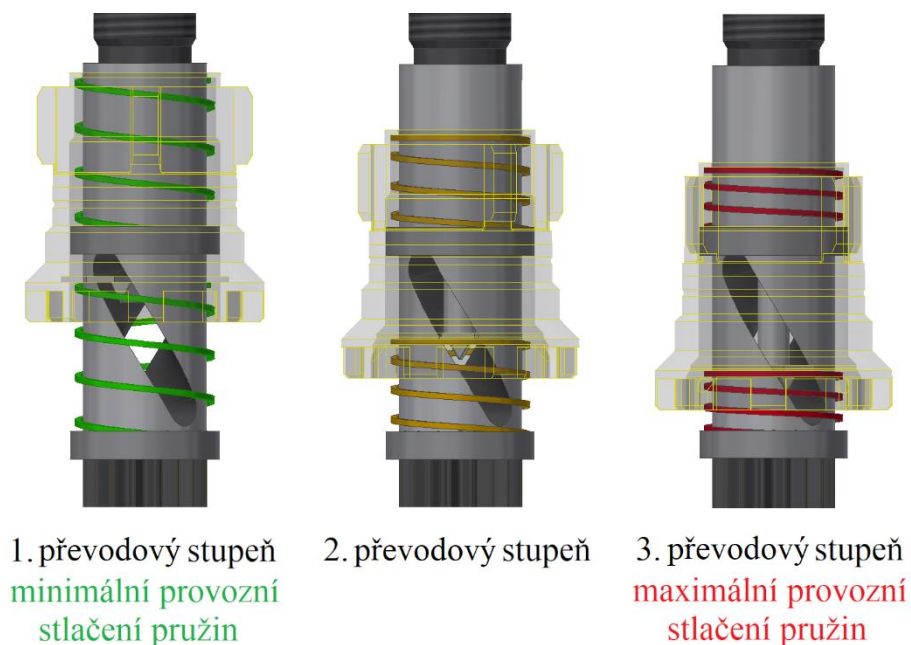


- 7a ... osa (částečný řez)
- 7b ... řadič (částečný řez)
- 7c ... příčka
- 7d ... dvě pružiny
- 25 ... odpružená řadicí tyčka

obr. 11 – detail prostřední části osy (7)

Důležitým prvkem tohoto mechanismu jsou také dvě tlačné pružiny (7d) opírající se jedním koncem o řadič (7b) a druhým koncem o osu (7a), které silově působí proti přeřazování na vyšší převodový stupeň. Jejich stlačováním při řazení na vyšší převodový stupeň se v nich akumuluje potenciální mechanická energie, která se využije pro navrácení řadiče (7b), příčky (7c) a odpružené řadicí tyčky (25) do polohy nižšího převodového stupně v okamžiku jejich uvolnění, tedy podřazení cyklistou na řadicí rukojeti.

Pro názornější představu výše popsaného mechanismu může posloužit zobrazení důležitých dílů v prostřední části osy (7) na obr. 11 výše a dále také znázornění šroubového pohybu řadiče (7b) s příčkou (7c), o kterou se opírá odpružená řadicí tyčka (25), společně se dvěma stlačovanými pružinami (7d) na obr. 12 níže.



obr. 12 – znázornění šroubového pohybu řadiče (7b) (průhledný díl se žlutými obrysy), příčky (7c) a dvou stlačovaných pružin (7d)

Poloha, ve které se řadič (7b) nachází, určuje, zda je zařazen první, druhý, nebo třetí převodový stupeň. Jakým způsobem jsou zapojeny ostatní díly převodovky, se bude lišit v závislosti na zařazeném převodovém stupni. Popisu zapojení aktivních dílů u jednotlivých převodových stupňů se věnují podkapitoly 3.2.2, 3.2.4 a 3.2.6.

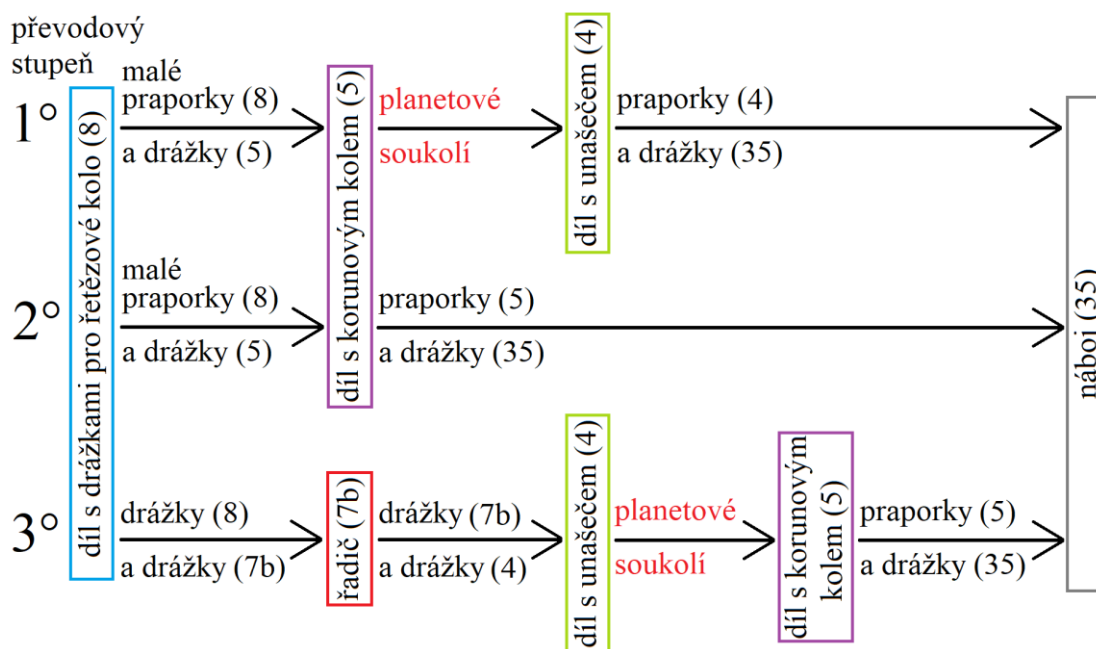
Taktéž princip řazení z prvního na druhý a ze druhého na třetí převodový stupeň je z důvodu odlišnosti obou procesů popsán v samostatných podkapitolách 3.2.3 a 3.2.5.

Podrobně vysvětlen je přitom pouze proces, který se odehrává při řazení z nižšího na vyšší převodový stupeň, protože proces podřazení probíhá stejným způsobem, jen opačným směrem. Ovšem s jednou, již naznačenou výjimkou, a sice že práce potřebná pro přeřazení na nižší stupeň není vykonána pouze cyklistou, ale částečně také pružinami (7d), které, dříve stlačené při řazení na vyšší převodový stupeň, při uvolnění spotřebovávají svoji potenciální energii na posunutí řadiče (7b), příčky (7c) a odpružené řadicí tyčky (25) do polohy nižšího převodového stupně. To se projeví snazším otočením řadicí rukojeti, pro které stačí jen uvolnit rukojeť z polohy vyššího převodového stupně charakteristickým „vycvaknutím“. O dokončení řadicího pohybu se postará uvolněná potenciální energie pružin (7d).

3.2.1. Úvod do konstrukční realizace změny převodových stupňů

V následujících podkapitolách bude podrobně vysvětleno, jakým způsobem převodovka *Inter3 (SG-3C41)* zajišťuje tok výkonu při různých převodových stupních a jak převodové stupně dokáže měnit.

Problematika řazení je vcelku složitá, proto je na úvod této části práce na obr. 13 uvedeno schéma toku výkonu převodovkou pro jednotlivé převodové stupně, které má usnadnit orientaci v mechanismech popisovaných v podkapitolách 3.2.2 až 3.2.6.



obr. 13 – schématické znázornění toku výkonu převodovkou pro jednotlivé převodové stupně

Jak ukázalo schéma na obr. 13, na realizaci řazení mají zásadní podíl praporky jednotlivých dílů převodovky, které jsou ve vyklopené poloze schopné přenášet výkon na díl, do jehož drážek zapadají. Některé praporky však mohou být pro určité převodové stupně vyklopené, aniž by výkon přenášely, některé mohou být zaklopené. Pro přehledné zachycení poloh praporků a toho, zda přenáší výkon či ne, byla sestavena tab. 3 níže, která může při čtení kapitol 3.2.2 až 3.2.6 posloužit k lepší orientaci v mechanismech, které se při změně převodového stupně v převodovce odehrávají.

PŘEV. ST. PRAPORKY	1. převodový stupeň	2. převodový stupeň	3. převodový stupeň
praporky dílu s unašečem (4)	● (35)	○	○
praporky dílu s korunovým kolem (5)	○	● (35)	● (35)
malé praporky dílu s drážkami pro řetězové kolo (8)	● (5)	● (5)	○
velké praporky dílu s drážkami pro řetězové kolo (8)*	○	○	○
<ul style="list-style-type: none"> ● (A) ... praporky jsou ve vyklopené poloze a přenáší výkon na díl (A) ○ ... praporky jsou ve vyklopené poloze, ale nepřenáší výkon ○ ... praporky jsou v zaklopené poloze * tyto praporky přenáší výkon pouze při brzdění 			

tab. 3 – polohy praporků převodovky Inter3 (SG-3C41) při jednotlivých převodových stupních při zabírání pro jízdu vpřed

3.2.2. První převodový stupeň

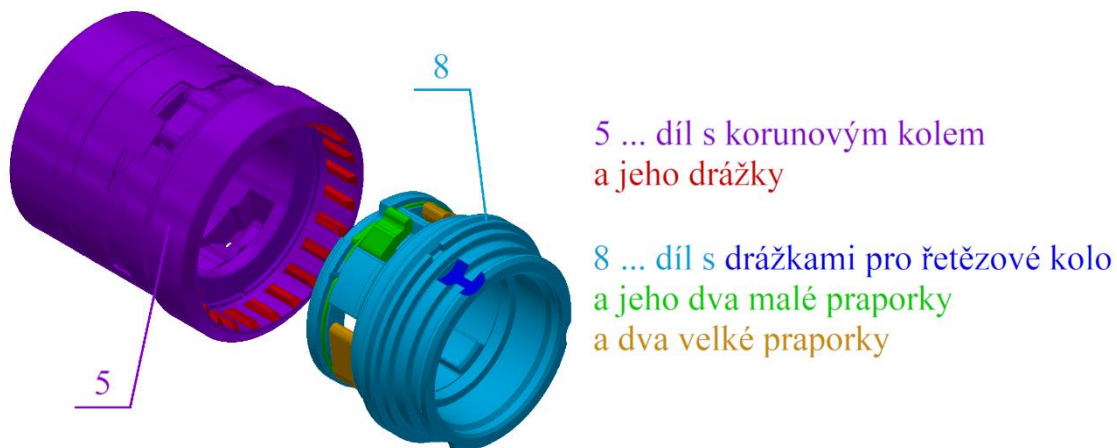
První převodový stupeň se vyznačuje převodovým poměrem 1,364:1, který zajišťuje relativně rychlé otáčení pedálů vzhledem k rychlosti otáčení zadního (poháněného) kola. To zvyšuje komfort jízdy při rozjezdu, při nízkých rychlostech a při jízdě do kopce. Tohoto převodového poměru je dosaženo planetovým soukolím tím, že je jako vstup zapojen díl s korunovým kolem (5) a výstupem je díl s unašečem a satelity (4).

U prvního převodového stupně je krouticí moment z pedálů přes řetěz přenášen na řetězové kolo (23), které je pevně nasazené na díl s drážkami pro řetězové kolo (8) tak, aby byl znemožněn jejich vzájemný pohyb.

Z dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) je krouticí moment přenášen na díl s korunovým kolem (5), což je zajištěno dvojicí malých praporků s torzními pružinami na dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) a drážkami na dílu s korunovým kolem (5), které do sebe zapadají a realizují tak přenos krouticího momentu. Vedle dvou malých

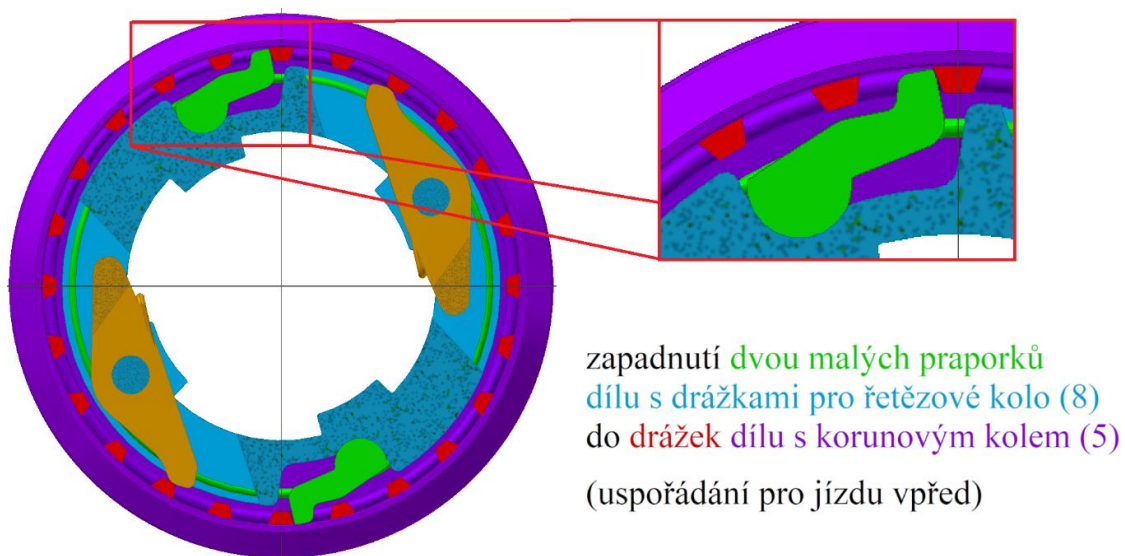
praporků má díl s drážkami pro řetězové kolo (8) ještě dva velké praporky, které však neslouží k přenosu výkonu pro jízdu vpřed, ale pro brzdění.

Přehledné znázornění obou dílů (5) a (8) se zvýrazněním a popisem částí zajišťujících jejich pevné spojení, stejně jako drážek pro řetězové kolo dílu (8) nabízí obr. 14.



obr. 14 – zobrazení dílu s korunovým kolem (5) a dílu s drážkami pro řetězové kolo (8)

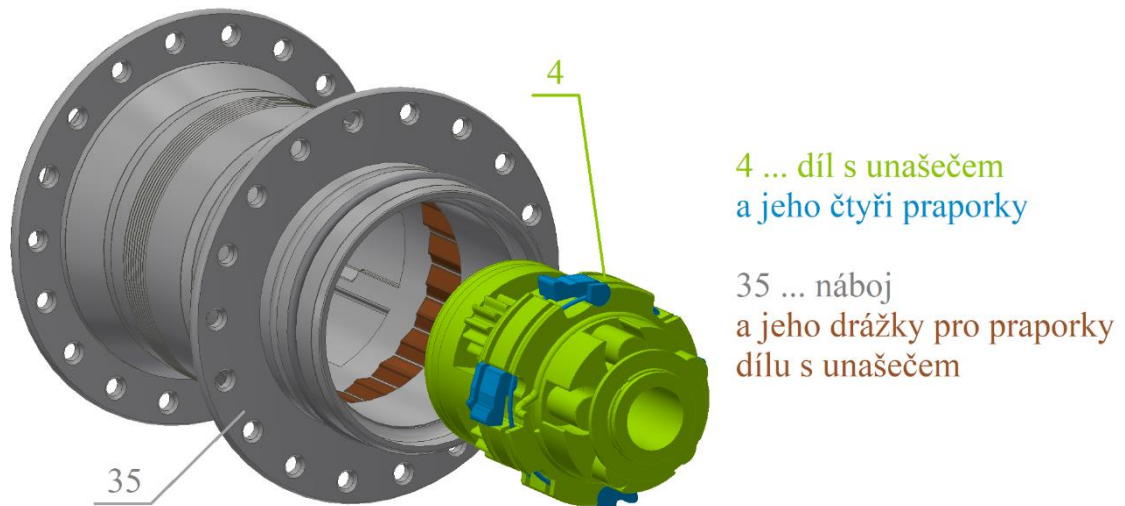
Na obr. 15 je pak zachyceno zapadnutí malých praporků dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) do drážek dílu s korunovým kolem (5). Jak je patrné na obrázku, velké praporky se na přenášení výkonu nemohou v této poloze významným způsobem podílet. Především proto, že jsou konstruovány pro přenos výkonu v opačném smyslu rotace, tedy při brzdění.



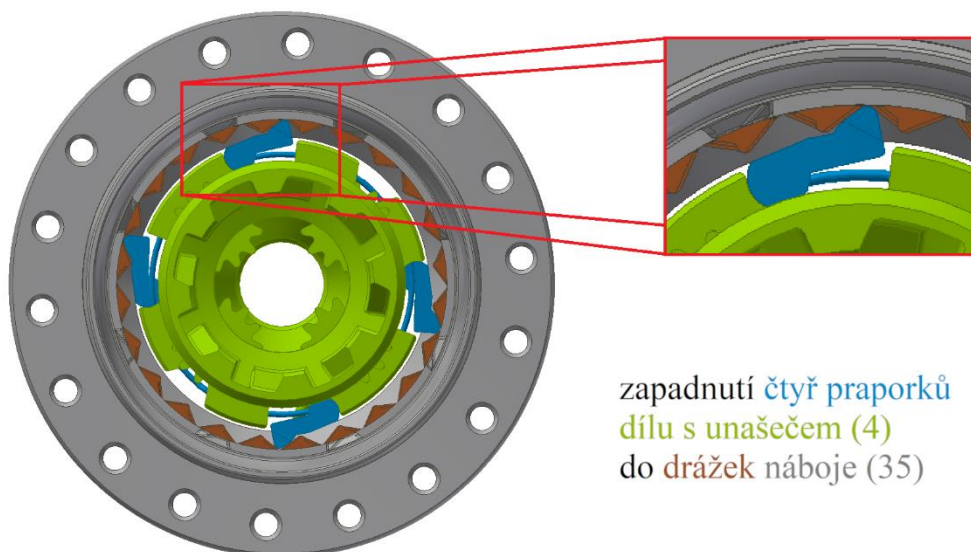
obr. 15 – znázornění přenosu výkonu z dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) na díl s korunovým kolem (5) při jízdě vpřed

Z dílu s korunovým kolem (5) krouticí moment přechází přes planetové soukolí na díl s unašečem se satelity (4). V důsledku tohoto přenosu krouticího momentu se komponenty „před“ a „za“ planetovým soukolím otáčejí kolem hlavní osy převodovky rozdílnými úhlovými rychlostmi, čímž je naplněna hlavní funkce prvního převodového stupně.

Zbývá již jen přenést krouticí moment z dílu s unašečem (4) na kolo samotné. To je realizováno praporky na dílu s unašečem (4), které, tlačeny pružinou, zapadají do drážek náboje (35), na který tím přenáší krouticí moment. Podobně jako dříve, na obr. 16 je možné nejprve vidět oba díly se zvýrazněním zabírajících částí a na obr. 17 samotný záběr.



obr. 16 – zobrazení dílu s unašečem (4) a náboje (35)



obr. 17 – znázornění přenosu výkonu z dílu s unašečem (4) na náboj (35)

Náboj (35) je již pevnou součástí zadního kola. Pomocí výpletu o 36 drátech napnutých mezi nábojem (35) a ráfkem kola je krouticí moment přenášen přes rám až na plášť. V kontaktní ploše mezi pláštěm kola a vozovkou pak dochází díky přítomnosti tření ke zužitkování krouticího momentu a kolo je vzniklou silou poháněno vpřed.

Na závěr této podkapitoly je vhodné pro první převodový stupeň shrnout tok výkonu celou převodovkou. Od dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) se výkon přes jeho malé praporky přenáší na drážky dílu s korunovým kolem (5). Z tohoto dílu se planetovým soukolím přenáší výkon na díl s unašečem (4), ze kterého je přes jeho praporky přenášen na drážky náboje (35) pro pohánění zadního kola.

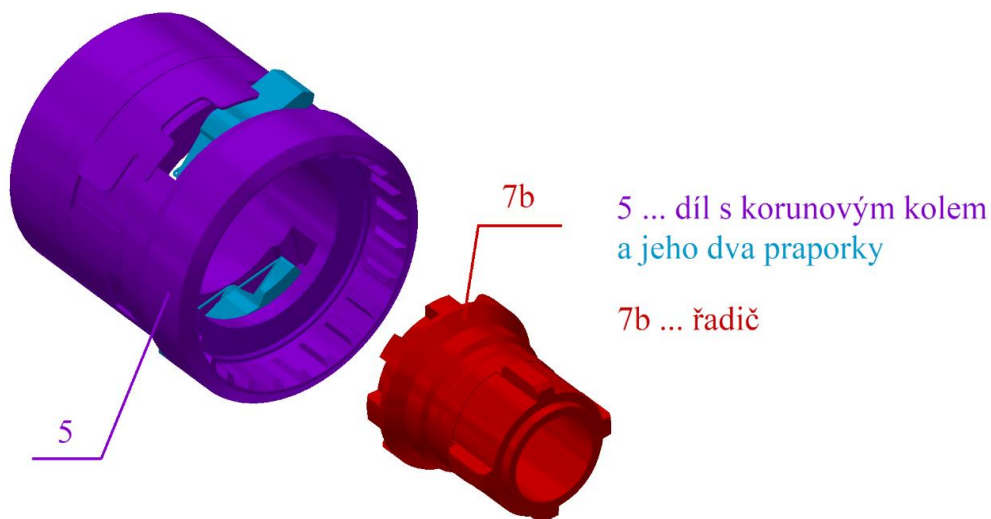
3.2.3. Přěrazení z prvního na druhý převodový stupeň

Přěrazení z prvního na druhý převodový stupeň je iniciováno cyklistou otočením řadicí rukojeti z první do druhé polohy. Posunutím lanka a otočením řadicí páčky, jak bylo již dříve popsáno, dojde k posunutí odpružené řadicí tyčky (25), která se na jednom svém konci o řadicí páčku opírá, a to ve směru její osy z polohy prvního do polohy druhého převodového stupně.

Odpružená řadicí tyčka (25) se na své druhé straně opírá o příčku (7c), která koná společně s řadičem (7b) šroubový pohyb. Při tomto pohybu dochází ke stlačování pružin (7d) osy, které se jedněmi svými konci opírají o osu (7a) a druhými o řadič (7b). Stlačování pružin (7d) je doprovázeno odporovou silou, kterou musí překonat cyklista při otáčení řadicí rukojeti.

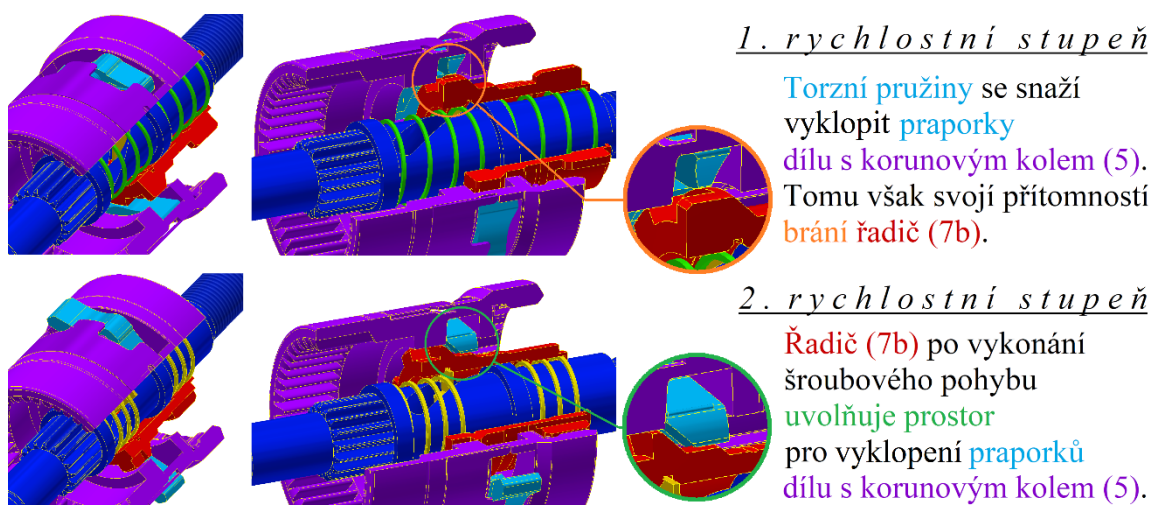
Poslední dva odstavce byly stručné, neboť tomuto mechanismu se věnoval již úvod kapitoly 3.2. K ilustraci mechanismu v ní posloužily obr. 11 a obr. 12, na které je vhodná příležitost odkázat.

Samotná změna převodového stupně spočívá v uvolnění a vyklopení praporků na dílu s korunovým kolem (5), čímž dojde ke změně způsobu přenosu výkonu na náboj, který bude nově přiváděn z dílu s korunovým kolem (5) namísto dílu s unašečem (4). Dva nejpodstatnější díly této změny jsou zobrazeny na obr. 18.



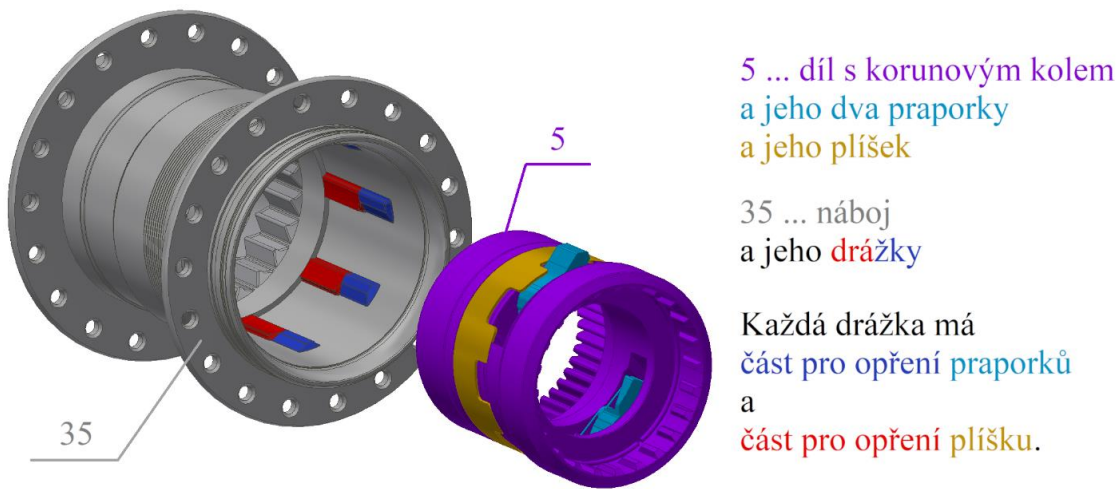
obr. 18 – zobrazení dílu s korunovým kolem (5) a řadiče (7b)

Tyto praporky jsou sice torzními pružinami neustále tlačeny do vyklopené polohy, jejich vyklopení však před přerazením z prvního na vyšší stupeň brání přítomnost řadiče (7b), který je drží v zaklopené poloze. Jeho posunutím jim však přestává překážet a uvolněním potenciální energie torzních pružin tak může dojít k jejich samovolnému vyklopení. Mechanismus je zachycen na obr. 19.

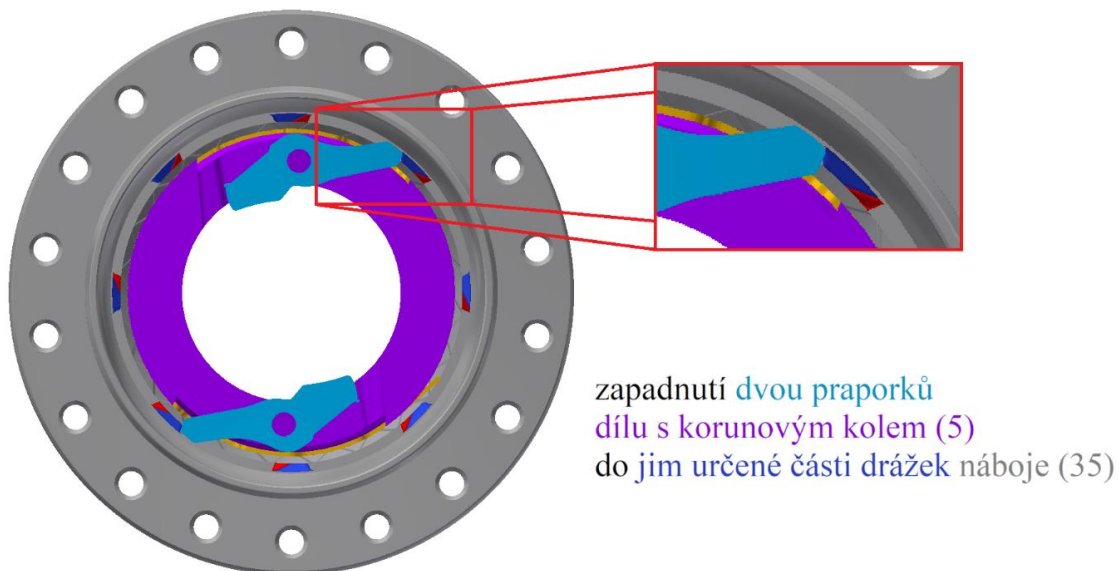


obr. 19 – mechanismus vyklopení praporků dílu s korunovým kolem (5) změnou polohy řadiče (7b)

Praporky ve vyklopené poloze zajišťují přenos krouticího momentu na náboj (35), ve kterém je pro ně z jeho vnitřní strany vyrobena řada drážek, jak ukazuje obr. 20. O tyto drážky se praporky ve vyklopené poloze opírají, jak je patrné na obr. 21.

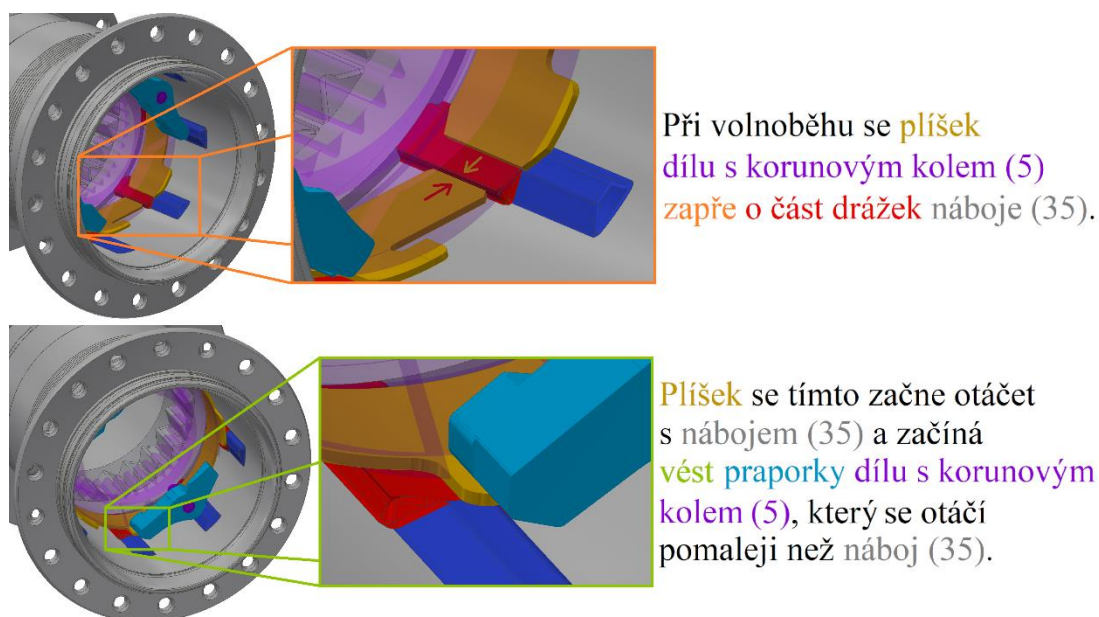


obr. 20 – zobrazení dílu s korunovým kolem (5) a náboje (35)



obr. 21 – znázornění přenosu výkonu z dílu s korunovým kolem (5) na náboj (35)

Z obr. 20 je možné také vyčíst, že barevně zobrazené drážky na náboji (35) mají dvě funkce – jedna jejich část slouží k opření praporků a druhá k opření plíšku dílu s korunovým kolem (5). Tento plíšek naplní svoji funkci v režimu volnoběhu, při kterém se díl s korunovým kolem (5) otáčí pomaleji než náboj (35), jak bude vysvětleno v kapitole 3.3. Díky své geometrii totiž plíšek dokáže ovlivnit přeskakování drážek praporky, které se stává plynulejším, a lehce tlumit nárazy praporků, čímž se méně opotřebovávají nejen praporky, ale také jejich torzní pružiny, které jsou jinak vcelku slabé (jsou z drátu o průměru 0,4 mm). Samotné zapření plíšku o drážky je zachycené na obr. 22.



obr. 22 – zapření plíšku dílu s korunovým kolem (5) o drážku náboje (35) a vedení praporků dílu s korunovým kolem (5) při volnoběhu

3.2.4. Druhý převodový stupeň

Druhý převodový stupeň má převodový poměr 1:1. Tento převodový poměr je vhodný pro střední jízdní rychlosti. V tomto případě se planetové soukolí na přenosu výkonu žádným způsobem nezapojuje a výkon je přenášen pouze dílem s korunovým kolem (5), který je zároveň vstupem i výstupem.

Přenos krouticího momentu z pedálů až na díl s korunovým kolem (5) je zajištěn stejným způsobem jako u prvního převodového stupně. Díky vyklopení praporků na dílu s korunovým kolem (5) v důsledku posunutí radiče (7b) do polohy pro druhý převodový stupeň je však nově zajištěn přenos krouticího momentu na náboj (35) přímo z dílu s korunovým kolem (5), jak ilustrovaly obr. 20 a obr. 21. Z náboje (35) je již poháněno zadní kolo samotné stejným způsobem jako u prvního převodového stupně.

Pro správnou funkci druhého převodového stupně je mimo jiné nezbytné, aby se zajistilo zaklopení praporků dílu s unašečem (4), které u prvního převodového stupně přenášely krouticí moment na náboj (35) opřením o jeho drážky, jak ukázaly obr. 16 a obr. 17. U druhého a třetího převodového stupně totiž díl s unašečem (4) nemá plnit funkci výstupního členu, protože se otáčí pomaleji, než je žádoucí pro dosažení převodového poměru 1:1 u druhého, respektive 0,733:1 u třetího převodového stupně. Právě této pomalejší rychlosti otáčení dílu s unašečem (4), než jakou se otáčí díl

s korunovým kolem (5), a tedy také náboj (35), se však využije pro zaklopení praporků. Rychleji se otáčející náboj (35) totiž bez problému zaklopí praporky, které do vyklopené polohy tlačí jen relativně slabá torzní pružina.

Podobně jako u prvního převodového stupně je i u druhého převodového stupně na místě shrnout tok výkonu. Z dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) teče výkon podobně jako u prvního převodového stupně přes malé praporky opřené o drážky do dílu s korunovým kolem (5). Změna oproti prvnímu převodovému stupni nastává kvůli vyklopení praporků dílu s korunovým kolem (5), které z tohoto dílu přenáší výkon přímo na náboj (35) a zajišťují tak, že tok výkonu obchází planetové soukolí.

Obejití planetového soukolí znamená, že se soukolí otáčí, aniž by jím procházel krouticí moment. Vstupem i výstupem je díl s korunovým kolem (5) a díl s unašečem (4) se otáčí nezatížen. Tím je zajištěn převodový poměr 1:1, tedy na jedno otočení o plný úhel dílu s drážkou pro řetězové kolo (8), který sehrává roli vstupu, připadá jedno otočení o plný úhel náboje (35), který je výstupem.

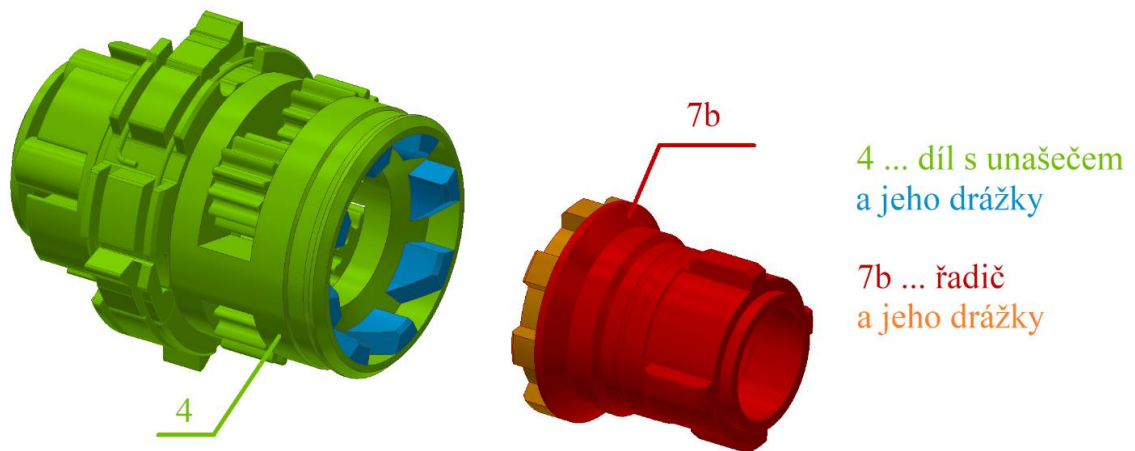
3.2.5. Přěrazení z druhého na třetí převodový stupeň

Přěrazení z druhého na třetí převodový stupeň je opět iniciováno cyklistou otočením řadicí rukojeti, a to z druhé do třetí polohy. Posunutím lanka a otočením řadicí páčky dojde k posunutí odpružené řadicí tyčky (25) z polohy druhého do polohy třetího převodového stupně.

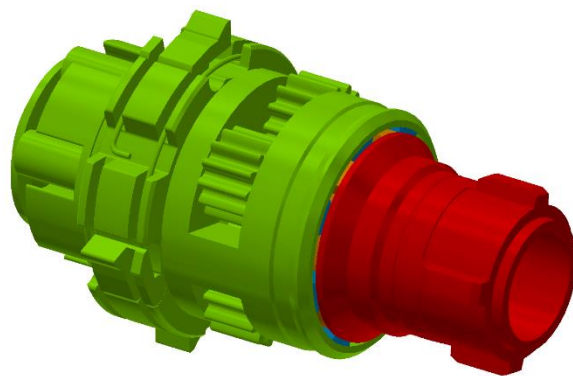
Odpružená řadicí tyčka (25) podobně jako u řazení z prvního převodového stupně na druhý zatlačí na příčku (7c), společně se kterou se šroubovým pohybem pohybuje také řadič (7b). Jeho pohybem jsou dále stlačovány pružiny (7d), jejichž odpor je větší v důsledku většího zkrácení z klidové polohy než v případě přěrazování z prvního na druhý převodový stupeň, jak ilustroval obr. 12 v úvodu kapitoly 3.2. Tento rozdíl je znatelný při otáčení řadicí rukojeti, které je obtížnější.

Pohybem řadiče (7b) do třetí polohy jsou vyvolány dvě podstatné změny, které realizují změnu převodového stupně. První změnou je zapadnutí vnějších drážek na konci řadiče (7b) do vnitřních drážek na dílu s unašečem (4). Oba díly jsou znázorněné na obr. 23, samotné zapadnutí pak na obr. 24. Jelikož je řadič (7b) přes čtyři drážky na jeho opačném konci v každém provozním okamžiku pevně spojen s dílem s drážkou pro řetězové kolo (8) (viz obr. 27 na str. 47) a v každém okamžiku se tak otáčí společně

s ním (pozn. řadič (7b) je vůči ose (7a) volně otočný), znamená to, že se může krouticí moment přenášet z dílu s drážkou pro řetězové kolo (8) až na díl s unašečem (4), který se tak u třetího převodového stupně stane vstupem planetového soukolí.



obr. 23 – zobrazení dílu s unašečem (4) a řadiče (7b)



obr. 24 – zapadnutí řadiče (7b) do dílu s unašečem (4)

Druhá změna spočívá v rozpojení vazby mezi dílem s drážkou pro řetězové kolo (8) a dílem s korunovým kolem (5). Ve třetím převodovém stupni se totiž bude muset díl s korunovým kolem (5) otáčet rychleji než díl s drážkami pro řetězové kolo (8).

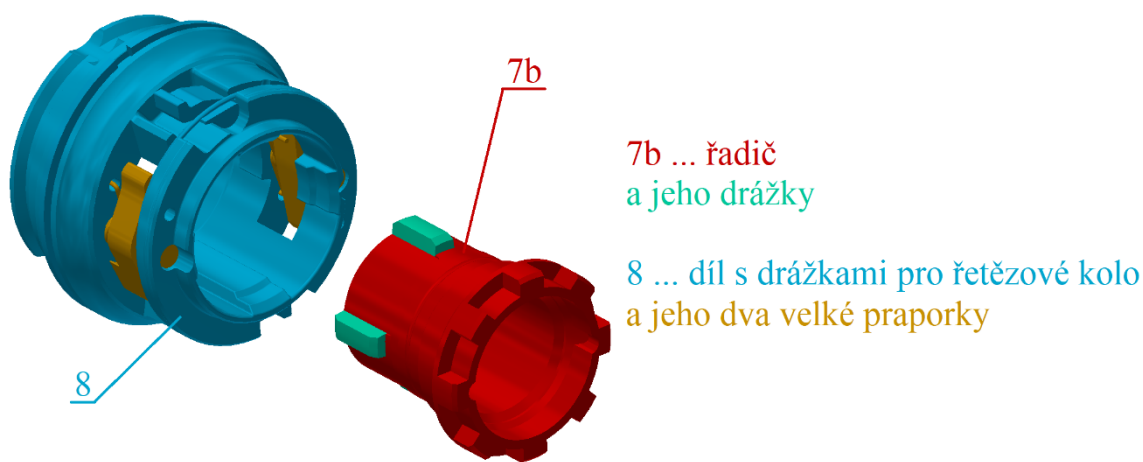
Vazbu mezi těmito dvěma díly ve vyklopené poloze vytváří malé a velké praporky dílu s drážkou pro řetězové kolo (8), které zapadají do drážek dílu s korunovým kolem (5). Tyto části obou dílů byly zvýrazněny na obr. 14 v kapitole 3.2.2.

Pro rozpojení vazby je nezbytné zaklopit jak malé, tak velké praporky dílu s drážkou pro řetězové kolo (8).

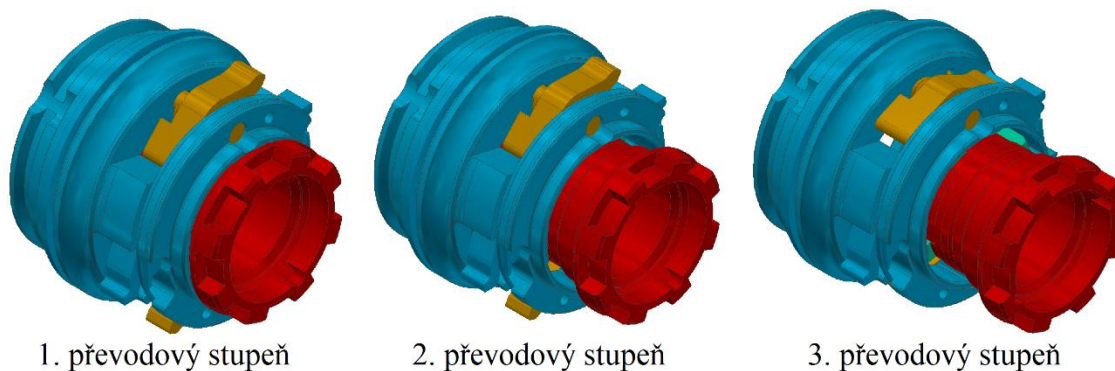
Princip zaklopení malých praporků je jednoduchý, budou se totiž zaklápět automaticky v důsledku kontaktu s drážkami rychleji se otáčejícího dílu s korunovým

kolem (5). Vedle toho je však třeba zaklopit ještě opačně orientované velké praporky. To je zajištěno jejich kontaktem s drážkami řadiče (7b), které se vsunují pod velké praporky a zaklápí je tak. Velké praporky jsou na vnitřní straně zkoseny, aby byl děj co nejvíce plynulý a nedocházelo ke vzpříčení.

Drážky řadiče (7b) a velké praporky dílu s drážkami pro řetězové kolo (8), které spolu přichází do kontaktu v okamžiku posunutí řadiče, znázorňuje obr. 25. Samotné zaklopení velkých praporků při posunutí řadiče (7b) je pak zachyceno na obr. 26.



obr. 25 – zobrazení řadiče (7b) a dílu s drážkami pro řetězové kolo (8)



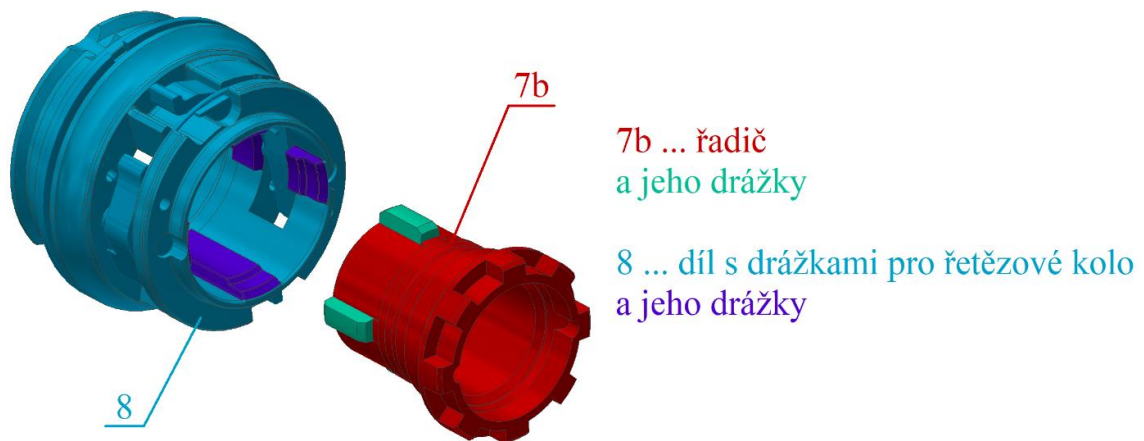
V prvních dvou převodových stupních jsou velké praporky dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) tlačeny torzními pružinami do vyklopené polohy, ve které jsou schopny přenášet výkon na díl s korunovým kolem (5).

Při posunutí řadiče (7b) zatlačí jeho drážky velké praporky do zaklopené polohy.

obr. 26 – princip zaklopení velkých praporků dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) v důsledku posunutí řadiče (7b) ve 3. převodovém stupni při záběru do pedálů pro jízdu vpřed

Toto zaklopení velkých praporků nastává pouze při záběru do pedálů pro jízdu vpřed. Při brzdění (tj. při záběru do pedálů v opačném smyslu otáčení) je totiž nezbytné, aby velké praporky dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) byly opět vyklopené, jak bude popsáno v kapitole 3.4, která vysvětluje mechanismus brzdění. Toto vyklopení je umožněné otočením řadiče (7b) oproti dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) přibližně o 30°, čímž jeho drážky přestanou velkým praporkům překážet ve vyklopení.

Zmíněný 30° rozsah, ve kterém se mohou tyto dva díly vůči sobě otočit, omezují drážky obou dílů znázorněné na obr. 27.



obr. 27 – drážky řadiče (7b) a dílu s drážkami pro řetězové kolo (8)

3.2.6. Třetí převodový stupeň

Třetí převodový stupeň má převodový poměr 0,733:1. Tento převodový poměr umožňuje pomalé otáčení pedálů při relativně rychlém otáčení zadního kola. To je výhodné zejména při vyšších rychlostech. Vstupem planetového soukolí je tentokrát díl s unašečem a satelity (4) a výstupem díl s korunovým kolem (5).

Přenos krouticího momentu z pedálů až na díl s drážkou pro řetězové kolo (8) je zajištěn stejným způsobem jako u prvního a druhého převodového stupně. Namísto následného přenosu výkonu na díl s korunovým kolem (5) se však výkon přenáší na řadič (7b), a to prostřednictvím vnitřního drážkování na dílu s drážkou pro řetězové kolo (8), které se opírá o vnější drážkování řadiče (7b), jak zvýraznil obr. 27.

Z řadiče (7b) se výkon dále přenáší na díl s unašečem (4), a to prostřednictvím drážek na konci řadiče (7b) znázorněných na obr. 23, které se při jeho posunutí do polohy třetího převodového stupně zasunou do vnitřních drážek na konci dílu s unašečem (4).

Tímto se díl s unašečem (4) stává vstupem planetového soukolí. Výstupem je díl s korunovým kolem (5), který dále přes praporky přenáší krouticí moment na náboj (35) a dále až na zadní kolo, jako tomu bylo u druhého převodového stupně.

Podobně jako u druhého převodového stupně, jak bylo popsáno v kapitole 3.2.4, se realizuje také zaklopení praporků dílu s unašečem (4), které se zajistí jeho nižší rychlostí otáčení, než jakou se otáčí náboj (35). Zaklopení praporků nastává v okamžicích, kdy naráží na drážky náboje (35), které překonají sílu pružiny, která se praporky snaží vyklopit.

Zbývá už jen shrnout tok výkonu převodovkou i pro třetí převodový stupeň. Z dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) teče výkon přes drážky na řadič (7b), který je drážkami na svém druhém konci zasunutý v dílu s unašečem (4), na který tímto teče výkon dál. Z dílu s unašečem (4) je výkon přenášen na planetové soukolí, ze kterého vystupuje dílem s korunovým kolem (5), ze kterého je podobně jako ve druhém převodovém stupni přenášen na náboj (35), potažmo na samotné zadní kolo.

3.3. Volnoběh

V provozu běžně dochází k situacím, kdy není třeba pohánět jízdní kolo. V takovém případě je ideální zvýšit komfort jízdy tím, že převodovka umožní, aby se pedály nemusely otáčet, přestože zadní kolo se setrvačností i nadále otáčí. Takovému stavu převodovky se říká volnoběh.

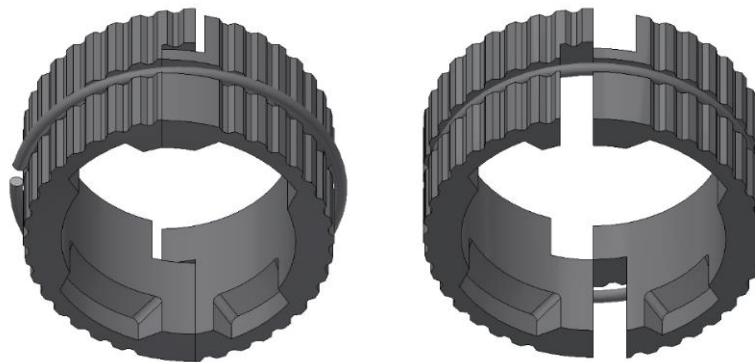
Převodovka *Inter3 (SG-3C41)* režim volnoběhu umožňuje, a to na vcelku jednoduchém principu. Při volnoběhu se náboj (35) společně se zadním kolem volně otáčí vzhledem k dílům, kterými je přes jejich praporky při pohybu pedálů pro jízdu vpřed na náboj přenášen výkon (díl s unašečem (4) pro první stupeň a díl s korunovým kolem (5) pro druhý a třetí převodový stupeň), jak znázornily obr. 16 a obr. 17 v kapitole 3.2.2 a obr. 20 a obr. 21 v kapitole 3.2.3. Praporky těchto dílů se však mohou při vyvinutí menší síly zaklopit, a také to automaticky dělají, narazí-li na drážku rychleji se otáčejícího náboje. Překonat odpor pružin, které se snaží praporky vyklopit, nepředstavuje pro rotující náboj (35) problém vzhledem k malé tuhosti těchto pružin, které jsou obyčejnými tvarovanými dráty kruhového průřezu o malém průměru.

Tyto nárazy praporků do drážek jsou mimochodem oním charakteristickým cvakáním, které je dobře známé z kol nejen s převodovkou tohoto druhu, ale také s běžnými měniči převodů, které pro přenášení výkonu na zadní kolo zpravidla využívají stejného principu praporků.

3.4. Brzdění zadního kola

Vedle poskytování tří převodových stupňů má převodovka ještě jednu podstatnou funkci, a sice brzdění zadního kola pomocí bubnové brzdy, která je její součástí. Bubnová brzda se sice vyznačuje menším maximálním brzdným účinkem než kotoučová brzda, pro brzdění zadní nápravy však postačuje, neboť ta bývá při brzdění odlehčována. [5]

Princip brzdění zadního kola je vcelku jednoduchý. Brzdění je aktivováno cyklistou šlápnutím na pedály do protipohybu (tedy opačným směrem, než jakým šlape pro jízdu vpřed) a působením silou. Toto silové působení je potřebné pro roztažení brzdových čelistí (viz obr. 28), které se v roztažené poloze třou svojí vnější částí o vnitřní stěnu bubnu, čímž dochází k maření kinetické energie rotujícího zadního kola v teplo, tedy k brzdění jízdního kola celého.



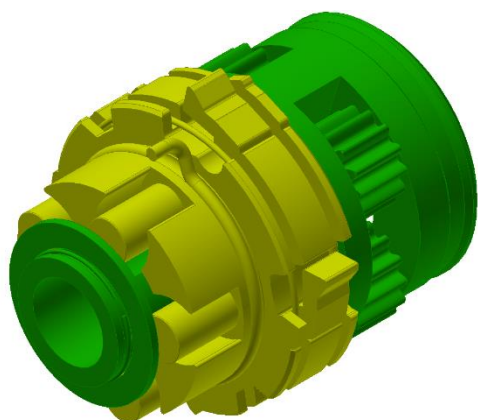
obr. 28 – roztažení brzdových čelistí (2) převodovky Inter3 (SG-3C41)

Bubnová brzda je na převodovce realizována třemi díly. Nábojem (35), který má funkci bubnu, brzdovými čelistmi (2) a dílem s unašečem (4), který zajišťuje roztažení brzdových čelistí (2).

Při brzdění zadního kola je vyloučeno, aby bylo otáčeno pedály vpřed. To znamená, že převodovka je při brzdění v režimu volnoběhu. Tento režim je blíže popsán v kapitole 3.3. Podstatný důsledek této skutečnosti je ten, že se náboj (35) společně s celým zadním kolem volně otáčí vzhledem k ostatním dílům převodovky, protože ty se

stejně jako pedály vzhledem k rámu kola v tomto režimu nepohybují. Princip bubnové brzdy je totiž založen na vytvoření třecích ploch mezi nábojem (35) (bubnem) a brzdovými čelistmi (2), které jsou v okamžiku brzdění pevně spojeny s dílem s unašečem (4), a tedy také s pedály.

Toto pevné spojení a roztažení brzdových čelistí (2) je zajištěné konstrukcí dílu s unašečem (4). Ten sám o sobě sestává ze dvou částí, které se vůči sobě mohou otočit přibližně o 30° kolem hlavní osy dílu s unašečem (4), jak ukazuje obr. 29.



Díl s unašečem (4)

sestává ze dvou hlavních částí:

vnitřního dílu

a

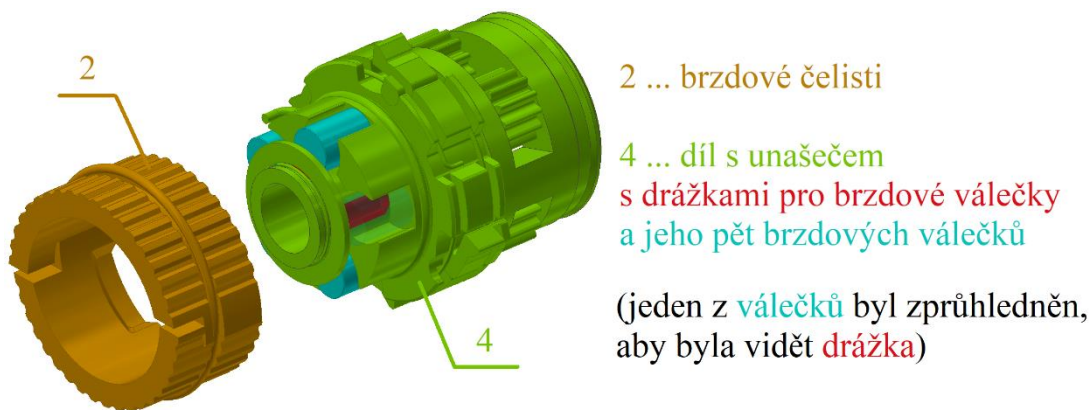
vnějšího dílu,

které se mohou vzájemně pootočit cca o 30° a aktivovat tím bubnovou brzdou.

obr. 29 – zobrazení dílu s unašečem (4)

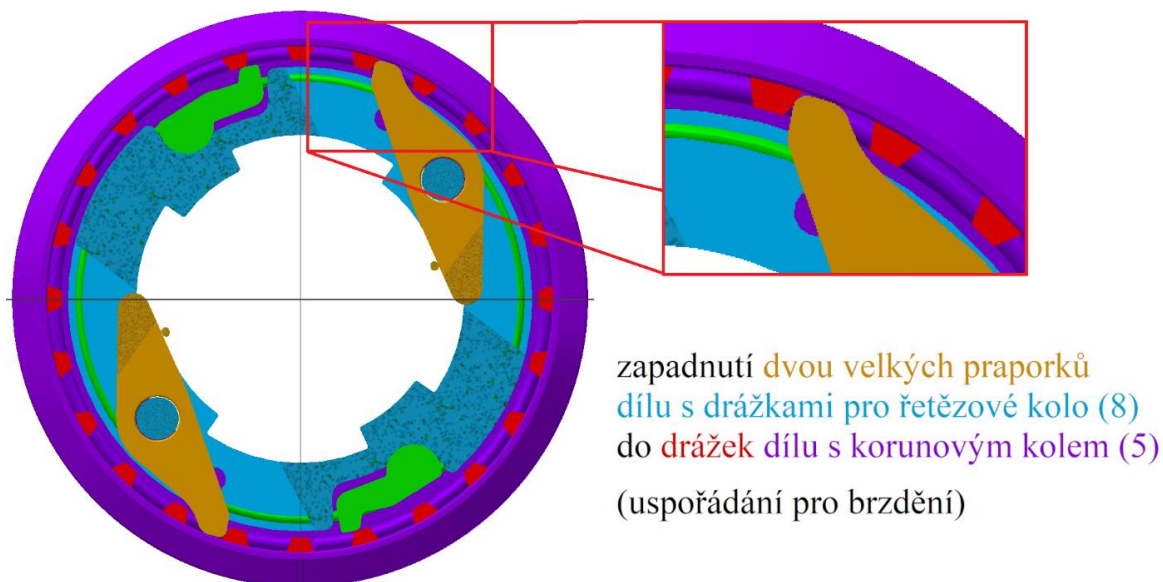
V souvislosti s tímto pohybem obou částí je možné rozlišit dvě polohy dílu s unašečem (4). V první poloze se díl nachází při dopředném šlapání na pedály a při volnoběhu. Do druhé polohy se dostane v okamžiku, kdy začne cyklista šlapat na pedály do protipohybu za účelem brzdění. Brzdění je realizováno právě touto druhou polohou dílu s unašečem (4), který vzájemným otočením svých dvou částí vysune pětici svých válečků z drážek, ve kterých se nacházely v první poloze. Tyto válečky začnou ve vysunuté poloze tlačit na brzdové čelisti (2), čímž je roztahují a způsobují tím, že se začínají svou vnější plochou třít o vnitřní plochu náboje (35). Tím je naplněn brzdící účinek mechanismu.

Zobrazení brzdových čelistí (2) a dílu s unašečem (4) se zvýrazněním nejdůležitějších částí mechanismu je k nalezení na obr. 30.



obr. 30 – zobrazení brzdových čelistí (2) a dílu s unašečem (4)

Pro úplnost je třeba dodat, že pevné spojení mezi pedály a dílem s unašečem (4) zajišťují dva velké praporky dílu s drážkami pro řetězové kolo (8), které se opřou o drážky dílu s korunovým kolem (5), a to samozřejmě v opačném smyslu, než je tomu u dvou malých praporků téhož dílu, které umožňují přenos výkonu za jízdy vpřed, jak bylo popsáno v kapitole 3.2.2 a znázorněno na obr. 14 a obr. 15. Tímto opřením velkých praporků, které je na obr. 31, se brzdový výkon z pedálů přeneše na díl s korunovým kolem (5) a přes planetové soukolí dále na díl s unašečem (4), čímž se zajistí jeho zmiňované otočení o 30° do polohy pro brzdění.



obr. 31 – znázornění přenosu výkonu z dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) na díl s korunovým kolem (5) při brzdění

4. Závady na převodovce Inter3 (SG-3C41)

Tato kapitola se věnuje z funkčního hlediska podstatným závadám převodovky *Inter3 (SG-3C41)*. Vychází ze zkušeností servisních techniků společnosti Rekola, která již několikátým rokem provozuje unifikovaná jízdní kola s převodovkou *Inter3 (SG-3C41)*.

Jak vyplynulo z komunikace s Rekoly, v rámci této společnosti je provozováno přibližně 2 000 jízdních kol s převodovkou *Inter3 (SG-3C41)*. Za rok potřebují tato kola vyměnit okolo 100 výpletů a na kompletní výměnu nebo výměnu jen některých dílů převodovky je třeba přibližně 110 nových nábojových převodovek. Běžně se přitom přistupuje k využívání neopotřebovaných a nepoškozených dílů, pokud se nějaká převodovka stane nefunkční jako celek, ale jen vinou vady pouze některých dílů. To umožňuje, jak ukazují čísla výše, ročně nakupovat de facto jen okolo 6 % nových převodovek, vztáhneme-li jejich množství na celkový počet využívaných převodovek.

Díky těmto velmi dobrým statistikám spolehlivosti se převodovka *Inter3 (SG-3C41)* ukázala jako vhodnou volbou pro sdílená kola v poměru „cena/výkon“. Zaručeno je to především její jednoduchou konstrukcí, ale ze zkušeností servisních techniků také použitím kvalitních materiálů oproti převodovkám některých jiných výrobců.

Nejčastější závady spojené s převodovým ústrojím jsou přetržené lanko mezi otočnou řadicí rukojetí a otočnou řadicí páčkou a rozbitá plastová krytka otočné řadicí rukojeti. U první jmenované závady nezbyvá než lanko vyměnit za nové, to však není oprava náročná a v dílnách se jedná o rutinní činnost. Druhá jmenovaná závada může být vyřešena objednáním nové krytky od výrobce, nabízí se však také mnohem inovativnější řešení spočívající ve vyrobení vlastního náhradního dílu například na 3D tiskárně, jak to dělají i Rekola. Díky tomu, že tento díl nemá podstatný význam pro bezpečnost jízdy a má především informovat cyklistu o zařazeném převodovém stupni, nenese s sebou použití vlastního dílu žádné bezpečnostní riziko, a přitom se jedná o výraznou finanční úsporu. Jak takovéto díly mohou vypadat, ukazuje obr. 32.



obr. 32 – náhradní plastové krytky vyrobené na 3D tiskárně společnosti Rekola

Převodovka samotná vykazuje oproti těmto dvěma závadám relativně výrazně lepší spolehlivost. Diskutované převodovky bývají přibližně jednou za měsíc seřizovány, což se obvykle provádí přímo na ulici v místě, kde bylo jízdní kolo posledně odstaveno. Bez závady přitom převodovky vydrží běžně několik měsíců až jednotky let, což je vzhledem k jejich intenzivnímu využívání a ne vždy citlivému zacházení uživatelů velmi dobrá spolehlivost. Vzhledem k velkému počtu jízdních kol jsou však i opravy převodovek každodenní činností, které se společnost musí věnovat.

Závady na převodovce samotné můžeme rozdělit na dvě skupiny, a sice na závady, které „pouze“ snižují jízdní komfort, a na ty, které jízdě přímo brání. Je žádoucí snažit se eliminovat výskyt závad z obou těchto skupin. Důraz je pochopitelně kladen na ty nejčastější závady, pokud tedy budeme vycházet z provozování převodovek v rámci sdílených kol společnosti Rekola.

4.1. Brzděné či zablokované otáčení zadního kola

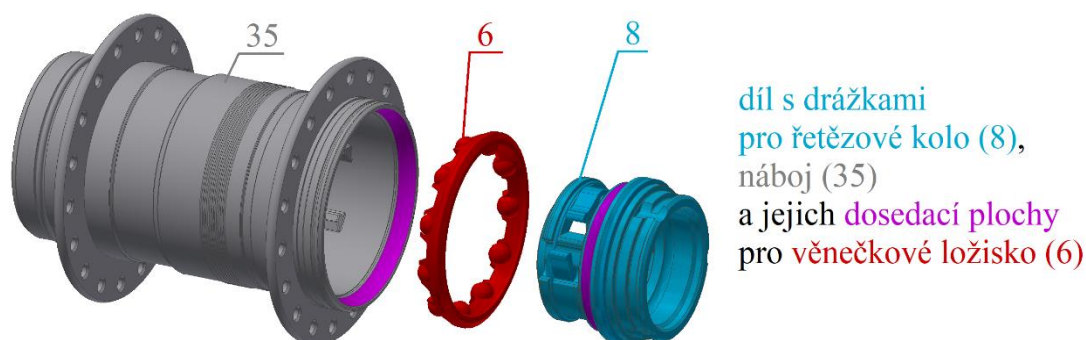
Jedna z nejčastějších závad převodovky spočívá v příliš velkých ztrátách výkonu mezi vstupem a výstupem převodovky, které jsou způsobeny nadměrným třením některých jejích dílů. Tato vada se projevuje nežádoucím brzděním zadního kola, které snižuje komfort jízdy. V extrémním případě může dojít k úplnému zablokování otáčení zadního kola v důsledku vzpříčení některých dílů, které činí jízdní kolo nepojízdné. Pokud tento stav nastane za jízdy a vadná část převodovky se snaží zabránit otáčení zadního kola, zpravidla dojde v důsledku relativně velké kinetické energie pohybujícího se jízdního kola k její destrukci.

V této podkapitole jsou rozebrány tři nejčastější příčiny těchto závad včetně ukázek několika zničených dílů.

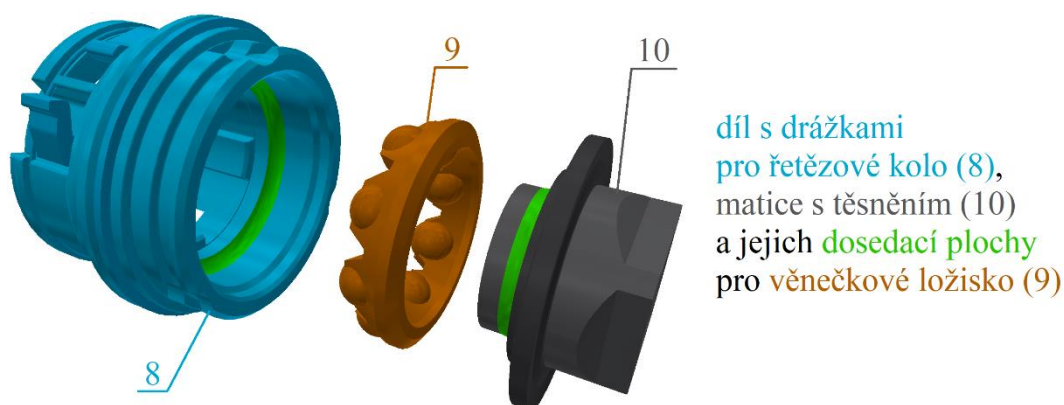
4.1.1. Závada věnečkových ložisek

První a velmi běžnou příčinou je příliš velké tření či dokonce zablokování věnečkových ložisek. To může být způsobené vadou hned několika dílů.

Konkrétně se může jednat o vadu na věnečkových ložiskách (6), (9) samotných nebo na dílech, na nichž jsou dosedací plochy ložisek. Vnější dosedací plocha věnečkového ložiska většího průměru (6) je na dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) a vnitřní dosedací plocha na náboji (35). Vnější dosedací plocha věnečkového ložiska menšího průměru (9) je pak na matici s těsněním (10) a vnitřní dosedací plocha na dílu s drážkou pro řetězové kolo (8). Tyto plochy jsou vyznačeny na obr. 33 pro velké věnečkové ložisko (6) a na obr. 34 pro malé věnečkové ložisko (9).



obr. 33 – dosedací plochy velkého věnečkového ložiska (6)



obr. 34 – dosedací plochy malého věnečkového ložiska (9)

Závada ložisek či jejich dosedacích ploch způsobující nadměrné brzdění zadního kola může mít několik podob. Mezi ty nejběžnější patří jejich opotřebení a koroze.

K opotřebení všech dílů převodovky, ložiska a jejich dosedací plochy nevyjímaje, dochází přirozeně v důsledku používání převodovky, během kterého jsou díly mechanicky namáhány, vystavovány teplotním změnám a dalším vlivům. Opotřebení může být sníženo citlivým užíváním převodovky a správným servisem, nemůže se mu však zcela zabránit a po určité době je nezbytné opotřebované díly převodovky neplnící správně svoji funkci vyměnit, případně spravit.

Vzhledem k přísným požadavkům na geometrickou přesnost ložisek a jejich dosedacích ploch však oprava pro tyto díly obvykle nepřichází v úvahu. Zpravidla musí být vyměněny za náhradní díly, a to buď zcela nové, nebo již použité, ale neopotrebované.

Opotřebení ložisek a jejich dosedacích ploch se projevuje změnou jejich geometrie a snížením kvality jejich povrchů, v jejichž důsledku roste tření při jejich provozování. K úplnému zablokování kola však v této souvislosti obvykle nedochází.

Koroze ložisek či jejich dosedacích ploch má podobné důsledky jako jejich opotřebení, tedy změnu geometrie a snížení kvality povrchů. Její příčina je však velmi odlišná. Jedná se o elektrochemický děj, při kterém dochází k oxidaci povrchu materiálu v důsledku reakce s některými látkami okolního prostředí. [25]

Změna geometrie a vlastností povrchů jednotlivých dílů převodovky v důsledku koroze může vést k jejich vzájemnému tření, otáčejí-li se za provozu dva poškozené sousední díly různými rychlostmi. To vede ke ztrátám, a tedy ke snížení účinnosti převodovky. K zablokování kola však rovněž obvykle nedochází, pokud není koroze v již velmi pokročilém stádiu.

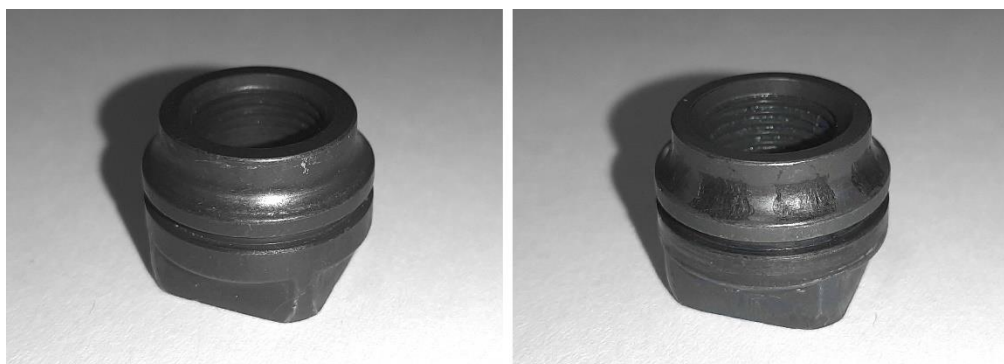
V praxi dochází ke korozi z různých příčin. Přestože se jí nedá zcela zabránit, neměla by během krátké doby vznikat ve velké míře, pokud převodovka podstupuje pravidelnou a kvalitní údržbu. To se však netýká výjimečných případů, kdy je například převodovka ponořena pod vodní hladinu. V takovém případě stačí, aby byla převodovka vystavena působení okolního prostředí i jen po relativně krátkou dobu, a koroze vznikne v takovém rozsahu, že již nebude možné skoro žádné její díly znovu použít.

Takovým případem je i jedno z kol společnosti Rekola, které skončilo na několik dní ve Vltavě. Rozsah koroze je patrný na obr. 35.



obr. 35 – zkorodovaná převodovka kola, které bylo několik dní pod hladinou Vltavy

Nevratné poškození bylo patrné i na dílech uvnitř převodovky, jak ukazuje obr. 36, na kterém je nová matice (součást matice s těsněním (10)) v porovnání s maticí, do jejíž dosedací plochy pro ložiska se zanořily kuličky ložiska a tím ji kvůli vysokým nárokům na kvalitu této plochy zničily.



obr. 36 – matice (10) nová (vlevo) a zničená v důsledku několikadenního ponoření převodovky pod hladinu (vpravo)

4.1.2. Závada bubnové brzdy

Druhou možnou příčinou špatného otáčení zadního kola je nežádoucí tření na bubnové brzdě převodovky. Má se na mysli stav, při kterém bubnová brzda brzdí, aniž by to cyklista inicioval šlápnutím na pedály do protipohybu. Tento stav dle očekávání způsobuje nežádoucí zvýšení ztrát, nikoli však zablokování kola.

V případě tohoto druhu závady může být vada na brzdových čelistech (2), na náboji (35), který plní funkci brzdového bubnu, nebo na dílu s unašečem (4),

na kterém je klec s válečky s regulovatelnou polohou, na nichž jsou posazené brzdové čelisti (2).

Nejčastěji bývá příčina na prvně jmenovaných brzdových čelistech (2). Ty jsou totiž za provozu silně mechanicky namáhané a navíc vystavené prudkým a výrazným změnám teplot. Po určité době dochází k jejich tvarové deformaci, která způsobí, že se začnou třít o buben i v době, kdy by neměly. Rozdíl mezi takto vadnými čelistmi a čelistmi zcela novými jsou přitom jednotky milimetrů. Nové čelisti mívají v nejdelším průměru cca 35,5 mm, kdežto u některých čelistí vyřazených z provozu kvůli jejich deformaci činil nejdelší průměr například až 37,3 mm.

Výrobce Shimano doporučuje takto zdeformované čelisti vyměnit za nové. [13]

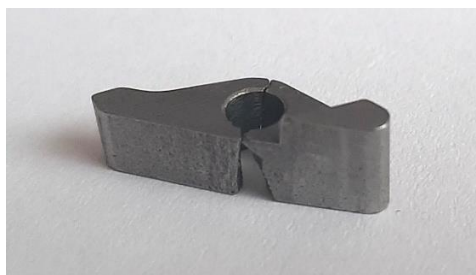
4.1.3. Ulomení části některého z dílů

Třetí častou příčinou, tentokrát zpravidla vždy zablokování kola, je ulomení části některého z dílů převodovky. To může být zapříčiněno únavou materiálu v důsledku dlouhodobého intenzivního namáhání, může ale souviset mimo jiné také s výrobní vadou samotné součástky nebo s jiným defektem, například uvolněním uchycení převodovky do rámu, které je rozebráno v kapitole 4.3.

Praxe ukázala, že se lámání součástí týká především praporků, které se v různých podobách vyskytují na dílu s unašečem (4), na dílu s korunovým kolem (5) a na dílu s drážkami pro řetězové kolo (8). Ukázka posledně jmenovaného dílu s oběma zlomenými praporky je na obr. 37. Praporek z tohoto dílu, který se zlomil nejméně na tři díly, je na obr. 38.



obr. 37 – díl s drážkami pro řetězové kolo (8) nový (vlevo) a bez obou praporků (vpravo)



obr. 38 – zlomený praporek dílu s drážkami pro řetězové kolo (8)

Není výjimečné, že ulomení jednoho nebo více praporků za jízdy vede k nevratnému poškození i dalších částí převodovky.

U jednoho dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) na obr. 39 níže například došlo k jeho nalomení, což definitivně znemožnilo jeho další používání.



obr. 39 – díl s drážkami pro řetězové kolo (8) nalomený po uvolnění jeho praporků

Ulomení praporků na dílu s unašečem (4) s sebou zase obvykle nese i zkroucení drátů, které za běžného provozního stavu na praporky tlačí a snaží se je udržet v mírně vyklopené poloze pro záběr, či ulomení bočnic drážek, ve kterých se tyto dráty nachází. Takto poškozený díl je na obr. 40.



obr. 40 – díl s unašečem (4) nový (vlevo) a poškozený v důsledku ulomení jeho praporků (vpravo)

Někdy se také odlomí zúžené konce brzdových čelistí (2), o které se ulomené praporky pravděpodobně vzpříčily, jak ukazuje exemplář na obr. 41.



obr. 41 – brzdové čelisti (2) nové (vlevo) a poškozené v důsledku ulomení praporků dílu s unašečem (4) (vpravo)

Ulomení praporků na dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) zase obvykle vede k odštípnutí části drážkování na dílu s korunovým kolem (5), o které se za normálního stavu praporky opírají, jak ukazuje obr. 42.



obr. 42 – detail dílu s korunovým kolem (5) nového (vlevo) a se zničeným vnitřním drážkováním (vpravo)

4.2. Opožděné či neuskutečněné přerazení převodového stupně

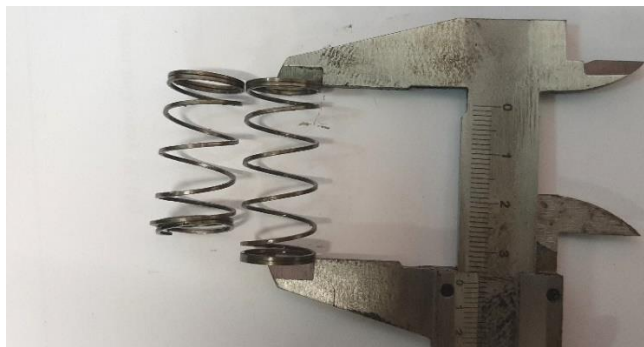
Relativně častou závadou převodovky je opožděné či neuskutečněné přerazení převodového stupně z důvodu vnitřní vady převodovky.

Na vině této závady bývá nejčastěji špatný pohyb řadiče (7b). Ten se při změně převodového stupně hýbe po šroubovici, čímž vyvolává v převodovce změny vedoucí k realizaci přerazení, jak bylo popsáno v kapitole 3.2.

Tento špatný pohyb řadiče (7b) bývá obvykle způsoben deformací jedné nebo obou pružin osy (7d), které jsou pro správný pohyb řadiče (7b) zásadní. Zejména

při změně na nižší převodový stupeň mohou mít zdeformované pružiny (7d) problém přeřazení realizovat, protože nejsou schopny vyvinout dostatečnou sílu pro posunutí řadiče (7b).

Na obr. 43 je ukázka pružiny, která musela být vyřazena v důsledku deformace znemožňující její správné fungování, v porovnání s pružinou novou. Patrný je rozdíl nejen ve tvaru, ale také v délce. Právě kratší klidová délka zdeformované pružiny může způsobovat, že převodovka nebude správně řadit z druhého stupně na první, neboť pružina nebude schopna vyvinout dostatečnou sílu pro posunutí řadiče do krajní polohy. (pozn. Pro lepší pochopení je možné se vrátit k obr. 12 v kapitole 3.2.)



obr. 43 – porovnání vyřazené zdeformované pružiny (7d) (vlevo) a pružiny nové (vpravo)

Protože pružiny bývají dodávány společně s osou (7a), řadičem (7b) a příčkou (7c) dohromady jako jeden díl (7), doporučuje výrobce Shimano v případě poškození jedné či obou pružin (7d) všechny tyto součásti vyměnit jako celek, byť bývají osa (7a) a řadič (7b) obvykle nepoškozené. [13]

4.3. Porušení uchycení převodovky do rámu

Posledním defektem zmíněným v této práci, který na základě zkušeností Rekol stojí za zmínění, je porušení uchycení převodovky do rámu. Tato závada není tak častá jako ty, které byly popsány v předešlých kapitolách, přesto však není výjimečná a na některé díly má destruktivní účinky. Proto se jí i tato práce krátce věnuje.

Uchycení převodovky do rámu je zajištěné držákem (16), který je na svém širokém konci maticemi (12), (14), (15) a pojistnou podložkou (13) nepohyblivě držen na ose a na svém druhém konci je šroubem (18) s maticí (19) a podložkou (17) nepohyblivě upevněn do rámu (viz obr. 44).



obr. 44 – princip uchycení převodovky k rámu držákem (16), podložkou (17), šroubem (18) a maticí (19)

Porušení tohoto uchycení spočívá zpravidla v porušení šroubového spoje pro uchycení do rámu. Za něj bývá zodpovědný buď uvolněný, či dokonce zlomený šroub (18). Ten bývá nejvíce namáhán při brzdění.

Brzdění zadního kola, jak bylo vysvětleno v kapitole 3.4, je zajištěno bubnovou brzdou. Při brzdění zadním kolem jsou roztaženy brzdové čelisti (2), které se třou o náboj (35) plnící funkci bubnu. Tato třecí síla po obvodu brzdových čelistí (2) vyvolává brzdný moment, který se jimi snaží otáčet. Proti němu působí na brzdové čelisti (2) stejně velký reakční moment z držáku (16), který je s brzdovými čelistmi (2) pevně spojen čtveřicí per (na držáku (16)) a drážek (na brzdových čelistech (2)). Držáku (16) pak v otáčení brání primárně již zmíněný šroub (18) na rameni. Sekundárně pak pomáhá také pojistná podložka (13), která je spojená s držákem (16) přes matici (15) a kontramatici (14). Obě konstrukce proti otáčení držáku (16) jsou vidět na obr. 45.



obr. 45 – uchycení držáku (16) do rámu pomocí šroubového spoje (17-19) (vlevo) a pojistné podložky (13) (vpravo)

Jak by se dalo očekávat, a praxe to dokazuje, toto sekundární spojení pomocí pojistné podložky (13) samo o sobě zdaleka nestačí pro zabránění držáku (16) v otáčení. Zničení závitů na ose (7a) pojistnou podložkou (13) a tlak okolních matic (12, 14, 15) dohromady totiž vytváří menší odpor, než který by musela pojistná podložka (13) vyvinout ve snaze zabránit držáku (16) v otáčení v okamžiku brzdění zadním kolem.

Pojistná podložka (13) se tedy při brzdění při této poruše jako jediný díl neotáčí společně s osou (7a), což vede vedle poškození závitu osy i k výraznému poškození samotné podložky, která se protáčí nejen vůči ose, ale i sousedním maticím (12), (14). Takto poškozenou pojistnou podložku ukazuje obr. 46. Její další používání jako náhradní díl není vhodné kvůli poškozeným plochám, kterými se opírá o sousední matice.



obr. 46 – pojistná podložka (13) nová (nahore) a poškozená v důsledku uvolnění a protočení držáku (16) (dole)

Kvůli otáčení osy (7a) navíc velmi často dojde také ke zničení jednoho nebo více praporků, které se v daných chvílích nachází ve vyklopené poloze. Zda k tomu dojde a zda se zničí pouze jeden či více praporků pak záleží z velké části na tom, jak na defekt zareaguje cyklista. Pokud bude pokračovat v brzdění, a to za větší jízdní rychlosti, pravděpodobně zlomí či přinejmenším uvolní ze své polohy více praporků. Takto zničený praporek již byl ukázán na obr. 38 v kapitole 4.1.3, ve které jsou také ukázány možné další následky uvolnění praporků z jejich polohy.

Další nepříjemný následek protočení osy (7a) a dalších dílů spočívá ve zničení závitu na ose v místě pojistné podložky (13). Takto poškozená osa je na obr. 47.



obr. 47 – zničená část závitu osy (7a) v důsledku protočení

Shimano ve své příručce doporučuje takto poškozenou osu vyměnit za novou, je však možné zvážit i opravu poškozené části jejího závitu, k čemuž se v praxi přistupuje. Původní závit na této ose je 3/8palcový, který má velký průměr $d = 9,525$ mm. V českém prostředí se může pro opravu použít například závitník pro metrický závit M9,5, kterým se dokáže vyřezat závit dostatečně blízkého průměru i stoupání, jako měl ten původní. Oprava poškozeného závitu je zachycena na sérii fotografií na obr. 48. Postup opravy závitu pomocí závitníku ukazuje obr. 49.



obr. 48 – závit osy (7a) před (vlevo) a po opravě (uprostřed a vpravo)



obr. 49 – oprava závitu osy (7a) závitníkem M9,5

5. Model převodovky Inter3 (SG-3C41)

V souvislosti s psaním této práce vznikl také 3D model převodovky *Inter3* (SG-3C41) v programu *Autodesk Inventor 2022*. Tento model obsahuje kompletní vnitřní sestavu převodovky (1), odpruženou řadicí tyčku (25) a náboj (35), což jsou nejpodstatnější části řadicího mechanismu (na tomto místě je vhodné odkázat na obr. 6 v kapitole 3.1). Rozpad sestavy vytvořeného modelu je možné vidět na obr. 50.



obr. 50 – rozpad sestavy modelu převodovky *Inter3* (SG-3C41)

Všechny tyto součásti byly naměřeny na převodovce ve vlastnictví autora této práce a s co největší možnou přesností (u rozměrů snadno měřitelných posuvným měřítkem s přesností desetin mm) převedeny do podoby virtuálního modelu.

U některých obtížně měřitelných rozměrů bylo přistoupeno k jejich odhadnutí tak, aby byl virtuální model schopen splnit všechny funkční požadavky na reálnou převodovku.

Model je vytvořen především pro ilustrativní účely práce a neobsahuje tudíž kinematické vazby, ale pouze statické vazby určující polohy jednotlivých součástí. Díky jeho přesnosti se však nabízí i jeho následné využití pro rozličné simulace – od základních pevnostních výpočtů namáhání jednotlivých součástí při různých režimech jízdy rozepsaných v kapitolách 3.2, 3.3 a 3.4 přes simulace vlivu výrobních nepřesností jako rozměrová a tvarová nepřesnost dílů, nesouosost dílů, odchylky skutečného profilu ozubení od ideálního profilu atp. na účinnost převodovky, a tedy také generaci tepla, až po prostou kinematickou simulaci pohybu, která může posloužit pro edukační účely studentů technických oborů či přímo servisních techniků pro získání lepšího pochopení o fungování této převodovky.

Model je ve dvou formátech, *.iam* a *.stp*, odevzdán jako příloha 1 bakalářské práce.

Závěr

Tato bakalářská práce byla věnována převodovce *Shimano Nexus Inter3 (SG-3C41)*, třístupňové převodovce pro jízdní kola, jejíž využití je velmi aktuální s rozvojem sdílené městské dopravy, v níž v českém prostředí nachází uplatnění například u společnosti Rekola, tedy u jedné z nejúspěšnějších firem tohoto odvětví v našem regionu.

Po krátkém představení problematiky a příležitostí tohoto druhu dopravy byla rozebrána kinematika převodovky od teoretického odvození počtu převodových stupňů přes odvození a výpočet převodových poměrů a jejich rozsahu a srovnání převodovky s vybranými alternativními modely od výrobce Shimano až po vypočtení celkového převodového poměru jízdního kola modelu, který standardně využívají Rekola.

Převodovka byla rozebrána také z hlediska konstrukce a jejích nejčastějších závad, což bylo nejobsáhlejší částí bakalářské práce. Po představení dílů, ze kterých převodovka sestává, se práce přesunula k podrobnému vysvětlení realizace změny převodových stupňů s doprovodnými ilustracemi pro snazší pochopení jednotlivých mechanismů. Speciální pozornost byla věnována také režimu volnoběhu a brzdění zadního kola bubnovou brzdou převodovky.

Závady převodovky byly rozebrány na základě konzultací se společností Rekola, která se ochotně podělila o své několikaleté zkušenosti s provozem této převodovky na asi 2 000 svých jízdních kolech jezdících v pěti českých městech a v Bratislavě. Na základě jejích poznatků byla v této práci shrnuta slabá místa převodovky z hlediska poruchovosti. Pro konkrétní závady byly představeny způsoby opravy, které byly částečně vyčteny z příručky Shimana pro servisní techniky a částečně vychází z konzultací se společností Rekola.

Závady byly pro snazší orientaci rozděleny podle symptomu, tedy způsobu, jakým se projevují navenek, a to na závady způsobující brzdění či zablokování otáčení zadního kola, opožděné či neuskutečněné přeřazení převodového stupně a porušení uchycení do rámu.

Na konci práce byl stručně představen vytvořený 3D model převodovky v CAD programu *Autodesk Inventor 2022*, který může posloužit pro další výzkum týkající se této

převodovky, například pro kinematické simulace, simulace namáhání či simulace výrobních nepřesností.

Zbývá shrnout hlavní závěry této práce.

Nejpodstatnější je zřejmě odpověď na otázku, zda je převodovka skutečně vhodná pro provoz v rámci sdílených městských kol. Závěry této práce ukazují, že ano. Má pro to jak předpoklady teoretické, tedy vhodné rozložení a dostatečný počet převodových stupňů pro obecně méně náročné terény městského provozu, tak praktické, neboť se ukazuje, že je díky své konstrukční jednoduchosti a použití kvalitních materiálů velmi spolehlivá a snadno opravitelná.

Závady, které se ani spolehlivým převodovkám, jako je tato, nevyhýbají, navíc zpravidla neznamenaají destrukci celé převodovky, ale obvykle jen několika málo jejích dílů, které se dají díky jednoduché konstrukci převodovky během relativně velmi krátkého času vyměnit za nové, což je ekonomicky výhodné z hlediska doby, po kterou jsou servisní technici zaměstnáni opravami převodovek. Zbytek nábojové převodovky může být navíc po inspekci a ověření, že je jeho používání bezpečné, dále nasazen do provozu, čímž je dosaženo vysoké hospodárnosti řešení závad.

Na tuto práci je možné navázat několika směry. Vedle dalšího využití vytvořeného 3D modelu, které již bylo zmíněno v předchozích odstavcích, je možné na základě popsaných závad spojených s převodovkou navrhnout konstrukční úpravy, které by mohly docílit omezení výskytu popsaných závad, nebo přinejmenším jejich důsledků. Nabízelo by se také provést ekonomickou analýzu provozování této převodovky a vytvoření plánu uzpůsobeného na míru společnosti Rekola či jinému provozovateli této převodovky, který by se týkal strategie nákupu náhradních dílů převodovky, množství pracovních sil, které budou potřeba na údržbu a opravu převodovek, a prostoru v dílnách a skladu, který na to bude potřeba, na základě získaných zkušeností o spolehlivosti této převodovky v rámci provozu sdílených kol v městském provozu a charakteru závad, které ji nejčastěji potkávají.

Seznam použité literatury

- [1] CIBULA, Karel. *Mechanika jízdního kola*. 1. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-03016-4.
- [2] HSIEH, Long-Chang a Tzu-Hsia CHEN. *The Systematic Design of Automatic Three-speed Gear Hub for Bicycles* [online]. 1. vydání. Hong Kong: Newswood Limited, 2008 [cit. 2021-10-04]. ISBN 978-988-17012-1-3. Dostupné z: http://www.iaeng.org/publication/IMECS2008/IMECS2008_pp1528-1533.pdf
- [3] ACHTENOVÁ, Gabriela. *Planetary Gear Sets In Automotive Transmissions*. 1. vydání. Praha: Česká technika - vydavatelství ČVUT, 2017. ISBN 978-80-01-06359-0.
- [4] BROWN, Sheldon. *Internal Hub Theory*. In: Sheldon Brown [online]. USA [cit. 2022-02-16]. Dostupné z: <https://www.sheldonbrown.com/internal-gear-theory.html>
- [5] DOUDA, Pavel, Josef KOLÁŘ a Tomáš HEPTNER. *Pozemní dopravní prostředky*. 3. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04308-0.
- [6] LINDSEY, Joe. *All of the Different Types of Bicycles—Explained*. In: *Bicycling* [online]. [cit. 2022-03-17]. Dostupné z: <https://www.bicycling.com/bikes-gear/a23067076/types-of-bikes/>
- [7] *Jak to funguje*. In: *Rekola* [online]. [cit. 2022-03-18]. Dostupné z: <https://www.rekola.cz/jak-to-funguje>
- [8] *Příběh Rekol*. In: *Rekola* [online]. [cit. 2022-03-15]. Dostupné z: <https://www.rekola.cz/pribeh-rekol>
- [9] *Rok 2019 byl pro Rekola rekordní. Počet registrovaných uživatelů narostl na čtvrt milionu*. In: *Focus* [online]. [cit. 2022-03-18]. Dostupné z: https://www.focus-age.cz/m-journal/aktuality/rok-2019-byl-pro-rekola-rekordni--pocet-registrovanych-uzivatelu-narostl-na-ctvrt-milionu__s288x14863.html

- [10] Sdílená kola: Na sdíleném kole s Lítačkou zdarma až čtyřikrát denně na 15 minut. In: Pražská Integrovaná Doprava [online]. [cit. 2022-03-18]. Dostupné z: <https://pid.cz/prakticke-informace/sdilenakola/>
- [11] MEDIAN. Výzkum cyklistické dopravy 2021. Praha, 2021. Dostupné také z: https://drive.google.com/drive/folders/1lsQD726McUJyU3ursPOKOot6_1NwiZAY
- [12] BROWN, Sheldon. Shimano 3-speed Hubs. In: Sheldon Brown [online]. USA [cit. 2022-02-14]. Dostupné z: <https://www.sheldonbrown.com/shimano333.html#nexus>
- [13] Shimano Nexus Inter3: Service manual (SG-3R40, SG-3C41, SG-3D55). Ósaka, Japonsko, 2019. Dostupné také z: https://si.shimano.com/api/publish/storage/pdf/en/sm/IHG-INTER3/SM-IHG-INTER3-001_ENG.pdf
- [14] BROWN, Sheldon. Shimano Nexus/Alfine 3, 4, 7, 8, 11 Speed Hub Technical Information. In: Sheldonbrown.com [online]. USA, 2014 [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: <https://www.sheldonbrown.com/nexus-mech.html>
- [15] VALÁŠEK, Michael, Vladimír STEJSKAL a Jiří BŘEZINA. *Mechanika A*. Dotisk 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-02890-2.
- [16] VALÁŠEK, Michael, Václav BAUMA a Zbyněk ŠIKA. *Mechanika B*. 1. vydání. České vysoké učení technické v Praze: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-02919-0.
- [17] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: příklady. Vyd. 3. Praha: České vysoké učení technické, 2000. ISBN 80-010-2157-2.
- [18] ACHTENOVÁ, Gabriela, Jan BANĚČEK a Josef KOLÁŘ. *Převodná ústrojí vozidel: Návrh odstupňování převodovek*. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2014. ISBN 978-80-01-05557-1.
- [19] BROWN, Sheldon. The Shimano Nexus and Alfine Components. In: Sheldon Brown [online]. USA, 2014 [cit. 2022-02-13]. Dostupné z: <https://www.sheldonbrown.com/nexus.html>

- [20] Shimano Alfine Inter11: Service manual (SG-S7001-11, SG-S7051-11). *Ósaka*, Japonsko, 2019. Dostupné také z: https://si.shimano.com/pdfs/sm/SM-IHG-INTER11_ENG.pdf
- [21] BROWN, Sheldon. The Shimano Alfine 11-Speed Internal-Gear Hub. In: Sheldon Brown [online]. [cit. 2022-02-14]. Dostupné z: <https://www.sheldonbrown.com/alfine-11.html>
- [22] BROWN, Sheldon. The Shimano Nexus 4-Speed Hub. In: Sheldon Brown [online]. [cit. 2022-02-14]. Dostupné z: <https://www.sheldonbrown.com/nexus4.html>
- [23] Nexus: Dealer's Manual. *Ósaka*, Japonsko, 2017. Dostupné také z: <https://si.shimano.com/pdfs/dm/DM-SG0005-01-ENG.pdf>
- [24] Shimano Nexus Inter3 SG-3C41. In: Tree Fort Bikes [online]. [cit. 2022-02-14]. Dostupné z: <https://www.treefortbikes.com/Shimano-Nexus-Inter-3-Coaster-Brake-Hub-SG-3C41-36h>
- [25] Corrosion and Corrosion Prevention: Preserving infrastructure. In: *The Electrochemical Society* [online]. USA: Journal of The Electrochemical Society, 2015 [cit. 2021-11-07]. Dostupné z: <https://www.electrochem.org/corrosion-science/>

Seznam obrázků

obr. 1 – schéma planetové převodovky <i>Inter3 (SG-3C41)</i>	21
obr. 2 – schéma prvního, druhého a třetího převodového stupně převodovky	22
obr. 3 – princip odvalování satelitu po planetě a korunového kola po satelitu.....	23
obr. 4 – řetězový mechanismus na standardizovaném typu jízdního kola společnosti Rekola.....	28
obr. 5 – fotografie převodovky <i>Inter3 (SG-3C41)</i> společně s jednotlivými díly pro montáž na kolo a celé smontované sestavy	30
obr. 6 – rozpad převodovky <i>Inter3 (SG-3C41)</i>	31
obr. 7 – fotografie některých podstatných dílů převodovky <i>Inter3 (SG-3C41)</i> vč. jejich očíslování dle výrobce	32
obr. 8 – model převodovky <i>Inter3 (SG-3C41)</i>	33
obr. 9 – barevný model převodovky <i>Inter3 (SG-3C41)</i>	33
obr. 10 – polohy řadicí páčky z horního a spodního pohledu pro různé převodové stupně měněné na řadicí rukojeti	34
obr. 11 – detail prostřední části osy (7)	34
obr. 12 – znázornění šroubového pohybu řadiče (7b), příčky (7c) a dvou stlačovaných pružin (7d)	35
obr. 13 – schématické znázornění toku výkonu převodovkou pro jednotlivé převodové stupně	36
obr. 14 – zobrazení dílu s korunovým kolem (5) a dílu s drážkami pro řetězové kolo (8).....	38
obr. 15 – znázornění přenosu výkonu z dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) na díl s korunovým kolem (5) při jízdě vpřed	38
obr. 16 – zobrazení dílu s unašečem (4) a náboje (35)	39
obr. 17 – znázornění přenosu výkonu z dílu s unašečem (4) na náboj (35).....	39
obr. 18 – zobrazení dílu s korunovým kolem (5) a řadiče (7b)	41
obr. 19 – mechanismus vyklopení praporků dílu s korunovým kolem (5) změnou polohy řadiče (7b).....	41
obr. 20 – zobrazení dílu s korunovým kolem (5) a náboje (35).....	42
obr. 21 – znázornění přenosu výkonu z dílu s korunovým kolem (5) na náboj (35).....	42

obr. 22 – zapření plíšku dílu s korunovým kolem (5) o drážku náboje (35) a vedení praporků dílu s korunovým kolem (5) při volnoběhu	43
obr. 23 – zobrazení dílu s unašečem (4) a řadiče (7b).....	45
obr. 24 – zapadnutí řadiče (7b) do dílu s unašečem (4)	45
obr. 25 – zobrazení řadiče (7b) a dílu s drážkami pro řetězové kolo (8)	46
obr. 26 – princip zaklopení velkých praporků dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) v důsledku posunutí řadiče (7b) ve 3. převodovém stupni při záběru do pedálů pro jízdu vpřed.....	46
obr. 27 – drážky řadiče (7b) a dílu s drážkami pro řetězové kolo (8)	47
obr. 28 – roztažení brzdových čelistí převodovky <i>Inter3 (SG-3C41)</i>	49
obr. 29 – zobrazení dílu s unašečem (4).....	50
obr. 30 – zobrazení brzdových čelistí (2) a dílu s unašečem (4).....	51
obr. 31 – znázornění přenosu výkonu z dílu s drážkami pro řetězové kolo (8) na díl s korunovým kolem (5) při brzdění.....	51
obr. 32 – náhradní plastové krytky vyrobené na 3D tiskárně společností Rekola	53
obr. 33 – dosedací plochy velkého věnečkového ložiska (6).....	54
obr. 34 – dosedací plochy malého věnečkového ložiska (9).....	54
obr. 35 – zkorodovaná převodovka kola, které bylo několik dní pod hladinou Vltavy.....	56
obr. 36 – matice (10) nová a zničená v důsledku několikadenního ponoření převodovky pod hladinu.....	56
obr. 37 – díl s drážkami pro řetězové kolo (8) nový a bez obou praporků	57
obr. 38 – zlomený praporek dílu s drážkami pro řetězové kolo (8)	58
obr. 39 – díl s drážkami pro řetězové kolo (8) nalomený po uvolnění jeho praporků	58
obr. 40 – díl s unašečem (4) nový a poškozený v důsledku ulomení jeho praporků..	58
obr. 41 – brzdové čelisti (2) nové a poškozené v důsledku ulomení praporků dílu s unašečem	59
obr. 42 – detail dílu s korunovým kolem (5) nového a se zničeným vnitřním drážkováním.....	59
obr. 43 – porovnání vyřazené zdeformované pružiny (7d) a pružiny nové	60
obr. 44 – princip uchycení převodovky k rámu držákem (16), pružinou (17), šroubem (18) a maticí (19).....	61

obr. 45 – uchycení držáku (16) do rámu pomocí šroubového spoje (17-19) a pojistné podložky (13).....	61
obr. 46 – pojistná podložka (13) nová a poškozená v důsledku uvolnění a protočení držáku (16).....	62
obr. 47 – zničená část závitu osy (7a) v důsledku protočení	63
obr. 48 – závit osy (7a) před a po opravě	63
obr. 49 – oprava závitu osy (7a) závitníkem M9,5	64
obr. 50 – rozpad sestavy modelu převodovky <i>Inter3 (SG-3C41)</i>	65

Seznam tabulek

tab. 1 – přehled převodových poměrů i_k jednotlivých převodových stupňů	24
tab. 2 – počet převodových stupňů, jejich rozložení a rozsah pro vybrané modely převodovek výrobce Shimano.....	26
tab. 3 – polohy praporků převodovky <i>Inter3 (SG-3C41)</i> při jednotlivých převodových stupních při zabírání pro jízdu vpřed	37

Seznam příloh

příloha 1 – CAD model nábojové převodovky *Inter3 (SG-3C41)* vytvořený v programu *Autodesk Inventor 2022*