

# VÝVOJ PŘEVODOVKY PRO JÍZDNÍ KOLO

## Diplomová práce

*Studijní program:* N2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení

*Autor práce:* **Bc. Kryštof Jetmar**  
*Vedoucí práce:* doc. Dr. Ing. Pavel Němeček



# DEVELOPMENT OF BICYCLE GEARBOX

## Diploma thesis

*Study programme:* N2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2302T010 – Machine and Equipment Systems

*Author:* **Bc. Kryštof Jetmar**  
*Supervisor:* doc. Dr. Ing. Pavel Němeček



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Kryštof Jetmar**  
Osobní číslo: **S14000327**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**  
Název tématu: **Vývoj převodovky pro jízdní kolo**  
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište historické a současné přístupy k problematice změny převodů u jízdních kol a to s ohledem na jejich kategorii (městske kolo, horské kolo, atd.).
2. Rozeberte výhody a nevýhody koncepce jízdního kola s převodovkou oproti klasické koncepci s přehazovačkou. Zaměřte se na to, čím by mohla být koncepce převodovky na vyšší úrovni oproti přehazovačce.
3. Navrhněte varianty převodovky pro jízdní kolo, zohledněte:
  - jednoduchost konstrukce
  - bezúdržbový provoz
  - minimální náklady na výrobu
  - celkovou účinnost převodovky (v porovnání s přehazovačkou).
4. Proveďte konstrukční řešení s důrazem na sériovou výrobu vybrané koncepce převodovky.

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy: cca 50 stran

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1.] VLK, F. *Teorie konstrukce motocyklů 1.* 1. vydání. Nakladatelství VLK, Brno 2004.
- [2.] VLK, F. *Teorie konstrukce motocyklů 2.* 1. vydání. Nakladatelství VLK, Brno 2004.
- [3.] VLK, F. *Převodová ústrojí motorových vozidel.* 1. vydání. Nakladatelství VLK, Brno 2000.
- [4.] PEŠÍK, L. *Části strojů 1.* 1.vydání. Liberec: TUL 2001.
- [5.] PEŠÍK, L. *Části strojů 2.* 1.vydání. Liberec: TUL 2001.

Vedoucí diplomové práce:

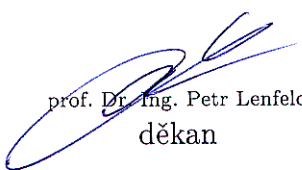
**doc. Dr. Ing. Pavel Němeček**  
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce:

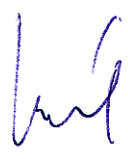
**15. listopadu 2015**

Termín odevzdání diplomové práce:

**15. února 2017**

  
prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



  
Ing. Robert Voženílek, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2015

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

## **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce, doc. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi za konstruktivní kritiku a přínosné a cenné rady k vypracování.

Dále bych rád poděkoval celé své rodině a přátelům za jejich trpělivost a podporu nejen v průběhu psaní této práce, ale také po celou dobu mého studia.

## **Anotace**

Tato diplomová práce se zabývá návrhem převodovky určené pro jízdní kolo. V teoretické části je čtenář blíže seznámen s problematikou pohonu kol. Práce popisuje historický vývoj jízdních kol i současný stav techniky. Další část práce se zabývá návrhem možných řešení převodovky. Následně je vybrána nejlepší varianta a zpracován její konstrukční návrh v podobě 3D modelu.

### ***Klíčová slova:***

Jízdní kolo, převodovka, konstrukce, variátor, CVT, 3D CAD

## **Annotation**

This thesis deals with the bicycle gearbox design. In the theoretical part, the reader is closely informed about the problematic of bicycle drive construction. The thesis describes current status as well as the historical evolution. The practical part of this thesis deals with different variations of design. Then the best solution is chosen and is created its construction design.

### ***Keywords:***

Bicycle, gearbox, design, continuously variable transmission, CVT, 3D CAD

## Obsah

1	Úvod.....	11
2	Historický vývoj .....	12
3	Současnost .....	18
3.1	Řetězový pohon .....	18
3.1.1	Přehazovačka .....	20
3.1.2	Přesmykač .....	21
3.1.3	Současné trendy .....	23
3.1.3.1	Narrow/Wide profil.....	23
3.1.3.2	Elektronické řazení.....	23
3.2	Pohon ozubeným řemenem .....	24
3.2.1	Účinnost ozubeného řemenu.....	25
3.3	Převodovky .....	26
3.3.1	Převodovky v náboji zadního kola .....	26
3.3.1.1	Planetové převodovky .....	27
3.3.1.2	Bezestupňová převodovka NuVinci .....	28
3.3.1.3	Porovnání převodovek uložených v náboji zadního kola .....	29
3.3.2	Převodovky v rámu .....	29
3.3.2.1	Předlohová převodovka.....	30
3.3.2.2	Planetová převodovka.....	31
3.3.2.3	Řetězová převodovka .....	31
3.3.2.4	Převodovka na principu přehazovačky .....	32
4	Výkon cyklisty.....	33
5	Vlastní návrh řešení .....	35
5.1	Cíle návrhu.....	35
5.2	Požadavky na konstrukci převodovky.....	35
5.3	Analýza potřebného rozsahu .....	36
5.4	Umístění převodovky.....	37
5.5	Návrh variant řešení.....	38



5.5.1	Předlohová převodovka (3 hřídele ve 2 osách).....	38
5.5.2	Třecí variátor se sférickými třecími segmenty.....	38
5.5.2.1	Varianta A .....	39
5.5.2.2	Varianta B .....	40
5.5.2.3	Varianta C .....	42
6	Výběr optimálního řešení.....	43
7	Provedení konstrukčního návrhu .....	45
7.1	Popis modelu a jeho součástí.....	45
7.2	Výpočet sil působících v převodovce.....	48
7.3	Návrh přítlačného mechanismu.....	49
7.4	Návrh přítlačné talířové pružiny.....	51
7.5	Simulace třecího kontaktu .....	52
7.6	Návrh realizace .....	53
7.7	Mazání a těsnění.....	55
8	Hodnocení navrhnutého řešení .....	56
8.1	Porovnání převodového poměru .....	56
8.2	Hmotnost.....	57
8.3	Přibližné stanovení účinnosti.....	57
8.3.1	Ztráty třením.....	57
8.3.2	Ztráty valivým odporem.....	58
8.3.3	Celková účinnost.....	58
9	Závěr.....	60
10	Seznam použité literatury .....	61
11	Přílohy .....	64

## Seznam použitých symbolů

$i$	–	převodový poměr	[ - ]
$i_{\max}$	–	maximální převodový poměr	[ - ]
$i_{\min}$	–	minimální převodový poměr	[ - ]
$r$	–	rozsah	[ - ]
$z_1$	–	počet zubů hnacího kola	[ - ]
$z_2$	–	počet zubů hnaného kola	[ - ]
$R$	–	poloměr třecího prstence	[ mm ]
$b$	–	roztečný průměr třecích segmentů	[ mm ]
$r_1, r_2$	–	třecí poloměry	[ mm ]
$r$	–	poloměr třecího segmentu	[ mm ]
$a$	–	vzdálenost třecích segmentů	[ mm ]
$\alpha$	–	úhel naklopení třecího segmentu	[ ° ]
$\beta$	–	kontaktní úhel	[ ° ]
$\omega_i$	–	úhlová rychlost vstupního hřídele	[ rad·s <sup>-1</sup> ]
$\omega_o$	–	úhlová rychlost výstupního hřídele	[ rad·s <sup>-1</sup> ]
$i_{A,B,C}$	–	převodový poměr jednotlivých variant	[ - ]
$M_k$	–	vstupní točivý moment	[ Nm ]
$M_{k2}$	–	výstupní točivý moment	[ Nm ]
$T$	–	tečná síla	[ N ]
$N$	–	normálová síla	[ N ]
$P$	–	potřebná přitlačná síla	[ N ]
$P_z$	–	přitlačná síla přitlačného mechanismu	[ N ]
$f$	–	součinitel tření třecího kontaktu	[ - ]
$f_z$	–	součinitel tření přitlačného mechanismu	[ - ]
$M_{\dot{R}_{A,B,C}}$	–	moment pro přeřazení	[ Nm ]
$\varphi$	–	úhel sklonu zubů přitlačného mechanismu	[ ° ]
$F_{T\dot{R}}$	–	třecí síla na zubech přitlačného mechanismu	[ N ]
$F_{tz}$	–	tečná síla na zubech přitlačného mechanismu	[ N ]
$F_{nz}$	–	normálová síla na zubech přitlačného mechanismu	[ N ]
$F_{az}$	–	axiální síla na zubech přitlačného mechanismu	[ N ]
$r_z$	–	poloměr zubového mechanismu	[ mm ]
$M_{ZT}$	–	ztrátový točivý moment způsobený třením	[ Nm ]
$M_{ZV}$	–	ztrátový točivý moment způsobený valivým odporem	[ Nm ]
$M_S$	–	točivý moment segmentu	[ Nm ]
$\xi_T$	–	třecí ztrátový součinitel	[ - ]

$\xi_v$	–	valivý ztrátový součinitel	[ - ]
$\xi_i$	–	ztrátový součinitel při zastaveném unašeči	[ - ]
$\xi$	–	celkový ztrátový součinitel	[ - ]
$r_v$	–	rameno valivého odporu	[ mm ]
$r_T$	–	třecí poloměr	[ mm ]
$\mu_o^i$	–	poměrný potenciální výkon	[ - ]
$\eta$	–	celková účinnost	[ - ]

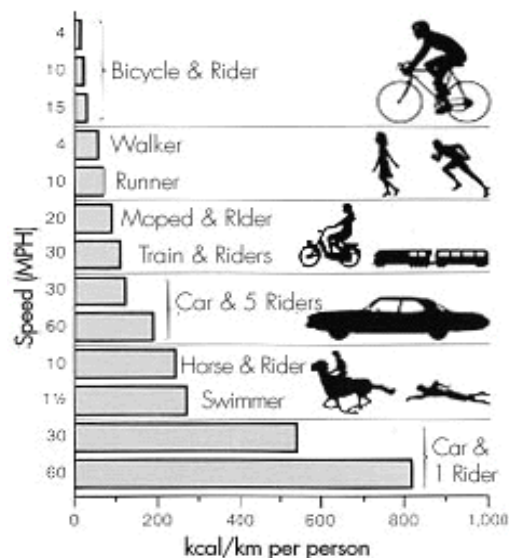
# 1 Úvod

Cyklistika je jedním z nejrozšířenějších a nejoblíbenějších sportů. Má mnoho příznivců, a to jak v řadách závodníků, tak i mezi obyčejnými lidmi, kteří jízdou na kole využívají pouze pro přesun z bodu A do bodu B. Do jisté míry to určitě souvisí s tím, že jízda na kole je vůbec nejefektivnější způsob dopravy. K překonání určité vzdálenosti je zapotřebí až pětkrát méně energie, než při chůzi nebo běhu. Pokud bychom toto porovnání rozšířili i na další způsoby dopravy, zjistíme, že jakýkoliv jiný způsob cestování je značně neekonomický ve srovnání s jízdou na kole.

Cyklistika je stále na vzestupu a získává si čím dál více příznivců. Dopravní infrastruktura je přizpůsobována tak, aby vyhovovala potřebám cyklistů. Jízdní kola jsou cenově dostupnější a technicky na vyšší úrovni. Navíc v současnosti jsou na vzestupu elektrokola, která kombinují pohon lidskou silou a elektropohon. To má za následek další rozšiřování tohoto sportu mezi lidi, kteří by na běžném kole pravděpodobně nejezdili, jako například senioři nebo jiní fyzicky méně zdatní jedinci.

Já osobně na kole jezdím od malička. Nejprve pouze rekreačně, ale v posledních deseti letech se cyklistice věnuji závodně, zejména závodům ve sjezdu. Nejen že mě baví na kole jezdit, ale také se hodně zajímám o technickou stránku. Veškerý servis si na kolech dělám sám a za tu dobu jsem již nasbíral spoustu zkušeností a poznatků. To mě vedlo k úvahám nad jednotlivými konstrukčními řešeními a nad možností jejich inovace.

V mé bakalářské práci jsem se zabýval odpružením horských kol a nyní vidím velký potenciál v konstrukci pohonu a v mechanismech pro změnu převodu. V současnosti jízdním kolům výrazně dominuje klasická koncepce s řetězovým pohonem a přehazovačkou. Jiné způsoby pohonu jsou spíše raritou. Proto jsem se rozhodl zaměřit tuto diplomovou práci právě na vývoj převodovky jízdního kola.



Obr. 1: Energetická náročnost různých druhů dopravy [6]

## 2 Historický vývoj

V této kapitole je popsán historický vývoj jízdního kola a některých jeho součástí. Větší pozornost je věnována pohonu kol a dalším významným technickým řešením, která měla vliv na další vývoj a na současnou podobu jízdních kol. Jednotlivé typy pohonu a mechanismy změny převodu jsou podrobněji popsány v kapitole 3.

**2500 př. n. l.** – Nejstarší dochovaná zmínka o stroji připomínajícím jízdní kolo pochází ze Sumerské říše.

**1330 př. n. l.** – V Egyptě byly rovněž nalezeny důkazy o stroji připomínajícím současná jízdní kola. Jednalo se o nástěnné malby, které byly nalezeny i v Tutanchamonově hrobce.

**15. stol. n. l.** – Při restaurování jednoho z rukopisů Leonarda da Vinciho v roce 1966 byl objeven náčrtek stroje, který velice připomíná dnešní jízdní kola. Stroj měl dvě kola stejného průměru. Sedlo bylo umístěné nad zadním kolem. Řízené bylo přední kolo. Nejzajímavějším prvkem je pohon kola. Kliky s pedály byly umístěny uprostřed rámu a výkon se na zadní kolo přenášel pomocí řetězového nebo řemenového převodu tak, jak je tomu u moderních kol. Tento vynález pravděpodobně ve své době nebyl zkonstruován a ani dále rozvíjen. Proto musíme skutečný počátek současné cyklistiky hledat až o několik století později.



Obr. 2: Replika původního da Vinciho návrhu [41]

Za skutečný počátek současné cyklistiky lze považovat rok **1790**. Tehdy francouz Medé de Sivrac sestrojil velice primitivní stroj. Ten měl dvě kola, která byla spojena dřevěným nosníkem. Na nosníku se obkročmo sedělo a jezdec se odstrkoval od země. Velkou nevýhodou ovšem bylo, že se nedalo zatáčet.

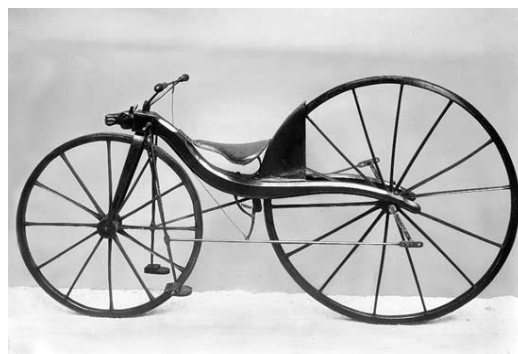
V roce **1817** na Sivracův vynález navázal Karl Friedrich Drais. K sestrojení jeho vynálezu ho dovedl hladomor, který v Evropě propukl v roce 1816 po výbuchu sopky v Indonésii a náhlé změně klimatu. Lidé porazili své koně a cestování na delší vzdálenosti byl problém. Draisův

běhací stroj (německy Laufmaschine), jak jej vynálezce sám nazval, byl podobný francouzskému stroji. Opět ho tvořila dvě loukoťová dřevěná kola spojená dřevěným rámem. Pohon zajišťoval sám jezdec odstrkováním nohama od země. Zásadní rozdíl byl ale v tom, že přední kolo bylo řízené. Později se pro Draisův stroj vžil známější název Draisina.



*Obr. 3: Draisina přibližně z roku 1840 [18]*

**1839** – Skotský kovář Kirkpatrick Macmillan sestrojil historicky první kolo, na kterém se jezdec neodstrkoval od země. Pohon byl inspirován klikovým mechanismem, který byl v tehdejší době velice rozšířený ve všech strojírenských odvětvích. Skládal se z pák svisle uležených v rámu. Ty byly spojeny táhlem (ojnicí) s klikou pohánějící zadní kolo. Jezdcevy nohy spočívaly na pedálech umístěných na konci pák a kolo bylo poháněno jejich kývavým pohybem.



*Obr. 4: První jízdní kolo s pohonem [7]*

Předchozí způsob pohonu byl postupem času nahrazen klasickými klikami s pedály, které byly připevněny k přednímu kolu. První takové kolo představil v roce **1861** Francouz Pierre Michaux a nazval jej Velocipéd. V následujících letech vytvořil i model s větším předním kolem. Právě v této době se stává cyklistika velmi populární. Přichází mnoho technických inovací a vylepšení, které mnohdy najdeme i na moderních kolech.

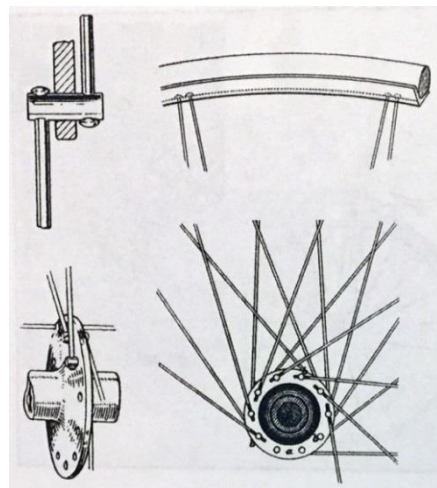
**1869** – V tomto roce přichází zásadní změna v konstrukci samotných kol. Ta jsou do té doby vyráběna zásadně ze dřeva (tzv. loukoťová kola). Při přímé jízdě jsou jednotlivé dřevěné loukotě namáhány pouze na tlak, ale při průjezdu zatáčkou, akceleraci nebo brždění mohou být namáhány tahem, ohybem, případně na vzpěr. Pro výplet kol byly poprvé použity kovové dráty, které jsou zatíženy výhradně tahovým napětím. Díky předepnutí jednotlivých drátů je celé kolo

tužší a odolá výrazně většímu zatížení. Další výhodou je možnost eliminace házivosti kola pomocí změny předpětí jednotlivých drátů (dnes označováno jako centrování). Jméno vynálezce téměř upadlo v zapomnění. Teprve nedávno se z patentových záznamů podařilo zjistit, že na tento způsob vyplétání kol získal patent Francouz Eugène Meyer.

**1974** – Způsob vyplétání kol ještě upravil Brit James Starley. Jedná se o tangenciálně vyplétaná kola. To znamená, že drát nesměřuje do osy náboje, ale tečně ke straně náboje. Tento způsob výpletu kol byl v historii použit i u automobilů. V současnosti se používá na jízdních kolech všech kategorií a na některých motocyklech.

Jezdci toužili po stále vyšší rychlosti, které nebylo možné dosáhnout s převodovým poměrem, který byl tehdy k dispozici. Kliky byly připevněny k přednímu kolu přímo a jediný způsob, jak zvětšit vzdálenost ujetou na jedno šlápnutí, bylo zvětšit průměr kola. Takzvaná vysoká kola se stala velice populárními. Přední kolo dosahuje průměru až 1,5 m. Větší průměr už nebyl možný, protože by jezdec na pedály nedosáhl. Zadní kolo je výrazně menší a plní funkci spíše stabilizační. Jezdec sedí nad předním kolem.

Nevýhodou vysokých kol byla jejich stabilita. Problémem byla boční stabilita zejména při nízkých rychlostech. Při vyšší rychlosti se pozitivně projevil gyroskopický efekt velkého předního kola. Největší nebezpečí ale spočívalo v tom, že při prudším brždění mohl jezdec přepadnout přes přední kolo z poměrně velké výšky. Potřeba větší bezpečnosti vedla tehdejší konstruktéry k vytvoření bezpečné alternativy tak, aby tento dopravní prostředek mohl být používán masověji. V roce **1885** představil Angličan John Kemp Starley první komerčně úspěšné jízdní



Obr. 5: Tangenciální výplet kola [8]



Obr. 6: Rover Safety [9]

kolo s řetězovým pohonem s názvem Rover Safety. Ten měl obě kola stejného průměru, řízené bylo přední a hnané zadní. Řetězový převod zajišťoval potřebný převodový poměr bez potřeby zvětšovat hnané kolo. Rover Safety má mnoho společného se současnými koly a lze ho považovat za poslední zásadní krok vývoje jízdních kol. Od této doby se vývoj soustředí na jejich jednotlivé části, ale koncepce zůstává stejná.

**1888** – První nafukovatelná pneumatika, jejíž vynález je připisován Johnu Boydu Dunlopovi. Ten svému malému synovi na kolo připevnil pryžovou hadici, kterou naplnil stlačeným vzduchem pumpou na fotbalový míč. Tento vynález si ještě ve stejném roce nechal patentovat. V dalších letech přidal i ventilek, pro snazší nafukování. Dunlopovy pneumatiky se v následujícím roce staly velkým hitem. Později se ale ukázalo, že podobný patent získal už v roce 1847 skotský vynálezce Robert William Thomson a Dunlop o patent přišel. [10]

**1889** – Daniel Stover a William Hance sestrojili brzdou ovládanou zpětným šlápnutím.

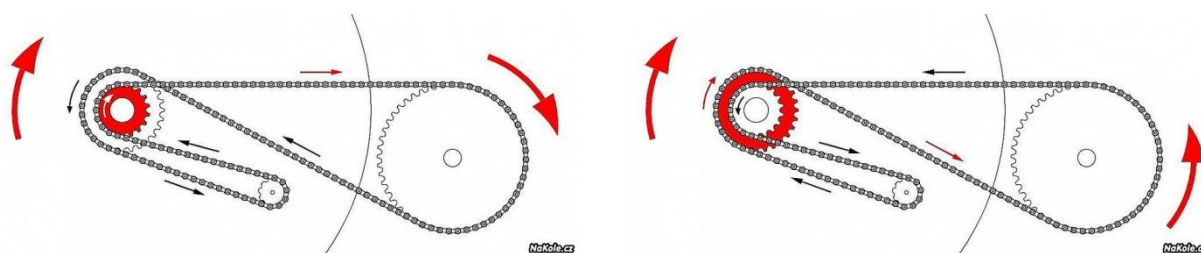
**1893** – První kolo s rámem vyrobeným ze slitiny hliníku. Rám byl vyroben v kuse jako dutý odlitek firmou St. Louis Refrigerator and Wooden Gutter Co.

**1895** – Ogden Bolton Jr. podává patent na první elektrokolo. Akumulátor je umístěn v rámu a elektromotor v náboji zadního kola. Tento revoluční vynález se ale ve své době nedočkal dalšího rozvoje. Opravdový rozvoj elektrocyklistiky tak přichází po více než sto letech až dnes.

**1897** – V náboji zadního kola se poprvé objevuje volnoběžná spojka. [11]

**1898** – William Reilly uvádí na trh první dvourychlostní náboj zadního kola s planetovým převodem. O několik let později si patentuje i třírychlostní variantu náboje. [12]

**1903** – Retro-Direct je dvourychlostní pohon. Podobná koncepce se dvěma řetězy byla patentována již v roce 1869. Na náboji zadního kola jsou přes volnoběžné spojky uložena dvě řetězová kola. Při šlapání vpřed zabírá menší řetězové kolo. Při šlapání vzad zabírá větší řetězové kolo. Pokud jezdec nešlape, zadní kolo se může volně točit vpřed. Na kole není možné couvat. [13]



Obr. 7: Pohon Retro-Direct [13]



**1905** - Paul de Vivie přichází s prvním řazením pracujícím s řetězovým pohonem kola. Doposud bylo možné změnit převodový poměr řetězového převodu pouze změnou počtu zubů hnacího nebo hnaného řetězového kola. To ale vyžadovalo demontáž za použití náradí. O něco sofistikovanějším řešením bylo použití oboustranného náboje zadního kola, který měl obě strany opatřené řetězovými koly rozdílné velikosti. Stačilo pouze demontovat zadní kolo a otočit jej. Paul de Vivie použil dva a více řetězových převodů na obou stranách kola, přičemž v záběru byl vždy pouze jeden. Mezi jednotlivými převody bylo možné řadit primitivní zubovou spojkou, která spojovala hnací řetězové kolo a kliku. [12]

**1923** – Lucien Juy představil mechanismus pro změnu převodu, který by se již dal nazvat přehazovačkou s názvem Simplex. Jednalo se o jednoduchý systém s jednou posuvnou kladkou, která směřovala řetěz na příslušné řetězové kolo kazety. [11]



*Obr. 8: Příklady některých ranných přehazovaček, které ještě nevyužívaly paralelogramový mechanismus. [14]*

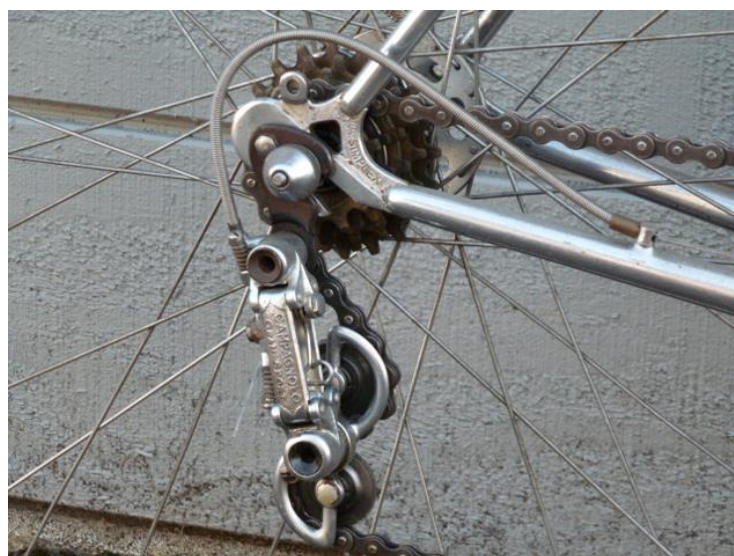
Začínají se také používat první primitivní přesmykače. Jejich výhodou byla snadná montáž k rámu kola a jednoduchá konstrukce. Celý mechanismus byl dostupný za jízdy a nebylo nutné použít řazení za pomoci lanka.

**1940** – firma Campagnolo představila mechanismus pro změnu převodu, který nevyužíval žádné další kladky nebo řetězová kola. Mělo se za to, že tření v každém přidaném ložisku má velký vliv na celkovou účinnost pohonu. Ovládnán byl pomocí dvou pák umístěných na zadní části rámu. První pákou se povolilo uložení zadního kola tak, aby se kolo mohlo v patkách rámu pohybovat. To bylo zapotřebí pro umožnění změny osové vzdálenosti mezi hnacím a hnaným kolem. Druhou pákou se provádělo samotné řazení. Její konec je opatřen okem, kterým prochází řetěz. Jezdec pákou nasměroval řetěz na požadované řetězové kolo a k přeřazení došlo zpětným šlápnutím. Poté už jen pomocí druhé páky zaaretoval zadní kolo a mohl pokračovat v jízdě.



Obr. 10: Řazení Campagnolo Cambio Corsa [15]

**1950** – Předchozí řešení bylo komplikované na ovládání a přetrvávala potřeba vytvořit řazení, které by bylo jednodušší. Firma Campagnolo se také rozhodla použít koncepci s kladkou, respektive se dvěma kladkami. Ukázalo se, že vliv na účinnost pohonu je minimální. Přehazovačka dostala název Gran Sport a revoluční bylo použití paralelogramového mechanismu pro pohyb kladkové části během přerazení. Kladky byly umístěny na společném rameni, které bylo otočně uloženo k přehazovačce, a pomocí zkrutné pružiny napínaly řetěz. Později se paralelogram začal používat i pro pohyb přesmykače.



Obr. 9: Přehazovačka Campagnolo Gran Sport [16]

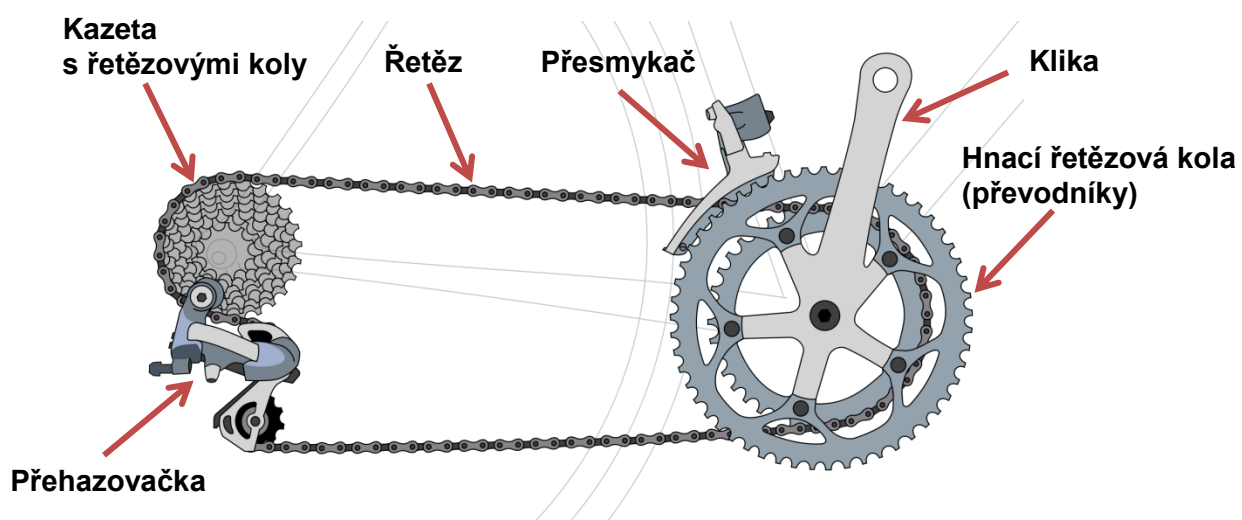
Do současnosti prošly přehazovačky a přesmykače značným vývojem. Objevují se nové materiály a technologie výroby zejména za účelem snížení hmotnosti. Ve velké míře se používají slitiny hliníku, polymery, ale i uhlíkové kompozity. Nicméně celková koncepce klasického pohonu (tj. přehazovačka a přesmykač) jízdního kola zůstává beze změny.

### 3 Současnost

V této kapitole popíši nejčastěji používané druhy pohonu jízdního kola. Dále seznámím čtenáře s různými přístupy k problematice změny převodu a nakonec nastíním současné trendy vývoje pohonu jízdních kol. Pro každý typ pohonu je uveden seznam výhod a nevýhod.

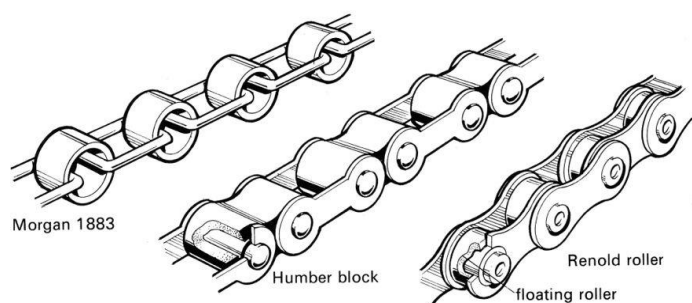
#### 3.1 Řetězový pohon

Řetězový pohon jízdního kola v kombinaci s přesmykačem a přehazovačkou tvoří tzv. klasickou koncepci pohonu jízdního kola, kterou najdeme u drtivé většiny kol všech cenových kategorií. Pohon řetězovým převodem je historicky jeden z nejstarších způsobů přenosu výkonu mezi šlapací osou a zadním kolem. V téměř nezměněné podobě se používá celé století až dodnes.



Obr. 11: Klasická koncepce pohonu jízdního kola [17]

V historii bylo pro pohon jízdních kol použito několika typů řetězů (viz obr. 12). V současnosti se používá pouze varianta vpravo na obrázku – tedy jednořadý válečkový.



Obr. 12: Různé druhy řetězů [19]

Přesto, že je řetězový převod používán u drtivé většiny jízdních kol, má několik zásadních nevýhod:

- **Údržba** – za největší nevýhodu lze považovat, že je řetěz náročný na údržbu. To je způsobeno hlavně tím, že je neustále vystaven vnějším vlivům, jako je vlhkost, změna teploty nebo nečistoty. Na řetězu musí být nanášeno mazivo, které zachycování nečistot výrazně zvyšuje. Abrazivní vlastnosti zachycených nečistot mohou mít za následek poškození dalších součástí jízdního ústrojí. Z tohoto důvodu se doporučuje provádět údržbu po každé jízdě. Údržba spočívá v očištění řetězu a nanášení nového maziva.
- **Hmotnost** – Řetěz jízdního kola je vyroben nejčastěji z oceli. Jeho hmotnost se pohybuje do 300 g, což je přibližně trojnásobek hmotnosti ozubeného řemenu, o kterém se zmiňují v kapitole 3.2.
- **Hlučnost** – Při běžném provozu a dostatečné údržbě je řetězový převod relativně tichý. Ve srovnání s převodovkami, které využívají ozubených kol, je na tom výrazně lépe. Vyšší hlučnost ale hrozí v následujících případech:
  - a) Řetězu není věnována dostatečná péče. To znamená, že není řádně namazán, což může mít za následek právě zvýšenou hlučnost (skřípání, vrzání...) a s tím i související snížení účinnosti. Vyšší hlučnost se dostaví i v případě, že je řetěz zanesen abrazivními nečistotami, to se projevuje nepříjemným chroupáním.
  - b) Při jízdě v terénu dochází k výrazným otřesům celého kola, které se přenáší i na celé jízdní ústrojí. Řetěz je napínán pomocí ramínka přehazovačky zkrutnou pružinou. Její síla ale není dostatečná, proto řetěz kmitá a naráží do okolních částí jízdního kola. Nejvíce do zadní stavby rámu.

Výhody:

- **Cena** – ceny všech součástí řetězového pohonu se v nejlevnějších variantách pohybují v řádu stovek korun. Celý mechanismus je sice složen z velkého množství součástí, ale jejich výroba ve velkých sériích není technologicky náročná. Například články řetězu nebo řetězová kola bývají zhotoveny vystřihováním z plechu.
- **Možnost řadit pod zatížením** – je nespornou výhodou řetězového převodu. Toto se hodí zejména při závodění, kdy jezdec nemusí odlehčovat pohon a neztrácí tak drahocenný čas.
- **Není nutné předpětí** – stačí pouze vymezit vůle, což dostatečně zajišťuje ramínko přehazovačky.

### 3.1.1 Přehazovačka

Přehazovačka, někdy též označovaná jako měnič nebo šaltr, je nejpoužívanější systém pro změnu převodu jízdního kola. Používá se v kombinaci s řetězovým pohonem zadního kola. Její konstrukce umožňuje snadno měnit převodový poměr řetězového pohonu. Zároveň slouží k napínání řetězu.



Obr. 13: Příklad současné paralelogramové přehazovačky [20]

Přehazovačka spolupracuje s kazetou připevněnou k náboji zadního kola. Kazetu tvoří několik řetězových kol, které vzájemně zaujímají přesnou polohu, aby bylo přeřazení plynulé. Jejich počet se pohybuje mezi 7 a 12. Celkový rozsah převodů se pohybuje mezi 2 a 5.

Největšími výrobci přehazovaček jsou bezesporu japonské Shimano, americký Sram nebo italské Campagnolo, které se zaměřuje pouze na přehazovačky pro silniční kola.

Nevýhody:

- **Údržba** – přehazovačka je vystavena vnějším vlivům a je nutné všechny její pohyblivé části udržovat čisté a namazané. Takováto údržba by měla podobně jako u řetězu proběhnout po každé jízdě.
- **Náchylnost k poškození** – díky umístění přehazovačky na konci zadní stavby rámu je velké riziko poškození, a to jak během jízdy, tak i při položení kola na bok. Aby se předešlo poškození přehazovačky, bývá rám opatřen výměnným úchytem přehazovačky (tzv. patkou), která se v případě nárazu zlomí nebo ohne. I přesto ale může dojít i k poškození samotné přehazovačky.

- **Zvyšuje neodpružené hmoty** – u kol s odpruženým rámem přehazovačka zvyšuje neodpružené hmoty, čímž je snížena citlivost odpružení. Přidanou hmotnost nepředstavuje jen přehazovačka, ale i kazeta s řetězovými koly nebo část řetězu.
- **Nelze přeřadit bez šlapání** – aby došlo k úplnému přeřazení, musí jezdec šlapat a zadní kolo se musí otočit přibližně o půl otáčky. To může být problém v případě střídání sjezdu a výjezdu. Pokud jezdec před stoupáním včas nepřeadí, může se stát, že se zařazeným těžkým převodem už nebude schopen udělat zmiňovanou půlotáčku nutnou k přeřazení. Navíc pokud je potřeba přeřadit o více rychlostních stupňů, potřebné otočení zadního kola přímo úměrně roste.
- **Potřeba přesné synchronizace s řazením** – jelikož aretace přehazovačky na správném převodu není realizována na přehazovačce, ale v řazení na řídítkách kola, je nutné tyto dva mechanismy správně synchronizovat. Toho se dosáhne změnou délky bowdenu případně lanka.
- **Hlučnost** – jak již bylo zmíněno, přehazovačka nedokáže dostatečně napínat řetěz a ten poté naráží do ostatních částí kola. Zvýšenou hlučnost může způsobovat i nepřesné seřízení, kdy vodící řetězové kolečko přehazovačky není v jedné rovině s příslušným kolem kazety. Řetěz se poté kříží, šoupe se o boky řetězových kol a může docházet i k samovolnému přeřazení. To vše je doprovázeno nežádoucími zvuky.

Výhody:

- **Kompatibilita se všemi rámy** – většina rámu jízdních kol je vybavena úchytem pro upevnění přehazovačky. Přehazovačky všech výrobců jsou s tímto úchytem kompatibilní.
- **Cena** – cena přehazovaček začíná již na několika stech korun. Je ale pravdou, že nejdražší modely se pohybují i v řádu tisíců a výhoda nízké ceny je diskutabilní. Nicméně oproti některým převodovkám je cena stále výrazně nižší.
- **Přijatelný rozsah** – jak jsem již uváděl, rozsah převodů přehazovačky může být až 5, což je naprosto dostatečné pro jakoukoliv cyklistickou disciplínu.

### 3.1.2 Přesmykač

Přesmykač slouží ke změně převodu jízdního kola, ale na rozdíl od přehazovačky jej nelze použít samostatně, protože neřeší problém napínání řetězu. Slouží pouze k rozšíření počtu a rozsahu převodů, které nabízí přehazovačka.

Přesmykač je připevněn k rámu. Je ovládán pomocí lanka a přes paralelogramový mechanismus navádí řetěz mezi jednotlivými řetězovými koly, která jsou připevněna ke klikám šlapacího ústrojí. Používají se dvě nebo tři řetězová kola. Hodnota rozsahu převodů se při použití tří řetězových kol pohybuje okolo 2.



Obr. 14: Přesmykač [21]

V současnosti je trend takový, že se výrobci snaží zvětšovat rozsah převodů, které nabízí přehazovačka, respektive kazeta s řetězovými koly na náboji zadního kola. Díky tomu je možné přesmykač úplně odstranit. S jeho použitím je totiž spojeno několik nevýhod:

- **Neřeší napínání řetězu** – přesmykač nikdy nemůže být použit samostatně, ale pouze s přehazovačkou.
- **Složitější ovládání** – přesmykač pracuje nezávisle na přehazovačce a má své vlastní řazení. To znamená, že je na řídítkách kola dvojice řazení a v některých případech je pro dosažení požadovaného převodového poměru řadit oběma současně.
- **Nutnost delšího ramínka přehazovačky** – v případě použití přesmykače je nutné použít přehazovačku s delším ramínkem, které je schopno napínat delší řetěz.
- **Hlučnost** – při jízdě v terénu řetěz naráží do přesmykače. Kmitání řetězu je vyšší, pokud je použita právě přehazovačka s delším ramínkem.

Výhody:

- **Výrazně zvyšuje rozsah převodů** – hodnota rozsahu může být až 2, to znamená, že je možné zdvojnásobit rozsah poskytovaný pouze přehazovačkou.

- **Cena** – jedná se o nejlevnější způsob, kterým lze výrazně zvýšit rozsah převodů poskytovaných přehazovačkou.

### 3.1.3 Současné trendy

#### 3.1.3.1 Narrow/Wide profil

Narrow/Wide je označení pro řetězová kola se speciálním profilem zubů. Střídá se úzký a široký zub, které tak kopírují širší a užší mezeru mezi články řetězu. Tím jsou minimalizovány vůle mezi řetězem a řetězovým kolem a nedochází ke stranovým pohybům řetězu. Řetězová kola s tímto profilem se používají jako hnací na klikách. Díky tomuto řešení je eliminováno riziko spadnutí řetězu. Odpadá tím i nutnost použití speciálních vodítek, která měla padání zabránit. Celkově se tedy podařilo řetězový pohon zjednodušit a dosáhnout nižší hmotnosti.



Obr. 15: Narrow/Wide převodník s řetězem [22]

Jak jsem již uváděl, v současnosti je trend takový, že se přestávají používat přesmykače a více řetězových kol na klikách bývá nahrazeno pouze jedním kolem s Narrow/Wide profilem v kombinaci s přehazovačkou s vysokým rozsahem s 10 nebo více převody.

#### 3.1.3.2 Elektronické řazení

V dnešní době elektronika proniká do stále více oblastí, kde bychom ji dříve nehledali. Stejně je to i s cyklistikou. Objevují se první kola s elektronicky nastavitelným odpružením, ale i s elektronickým řazením. Nejdále je v tomto japonské Shimano, které vyrábí komponenty s označením Di2. Na první pohled jsou podobné těm mechanicky ovládaným pouze s tím rozdílem, že je řazení a přehazovačka či přemykač spojeno kabelem a součástí řazení je



digitální display. Jestli je elektronické řazení krok správným směrem, ukáže až čas. Dnes je cena celé sady několik desítek tisíc korun, ale až se tato technologie stane dostupnější, pravděpodobně ji bude možné vidat mnohem častěji.



Obr. 16: Sada komponentů Shimano XTR Di2 [23]

### 3.2 Pohon ozubeným řemenem

Pohon ozubeným řemenem je používán podstatně méně než řetězový. Důvod je jednoduchý – řemen samotný neumožňuje změnu převodu. Proto je používán pouze na kolech s jediným stálým převodem (tzv. singlespeed) nebo v kombinaci s převodovkou.



Obr. 17: Pohon ozubeným řemenem Gates Carbon Drive [24]

### 3.2.1 Účinnost ozubeného řemenu

Obecně je pohon s ozubeným řemenem považován za méně efektivní. Tento fakt potvrzuje i měření provedené společností Friction Facts, která se zabývá měřením účinnosti součástí pohonu jízdních kol. Bylo zjištěno, že řemen vykazuje přibližně o 35 % vyšší ztráty než řetěz. Mohlo by se zdát, že je nižší účinnost způsobena nutným předpětím, ale bylo provedeno i měření s nulovým předpětím. Zatímco řetěz v tomto případě vykazoval téměř 100% účinnost, na řemeny byly stále značné ztráty. Zajímavým faktem ale je, že při zvyšování přenášeného výkonu rostly ztráty řemenu pomaleji než ztráty řetězu. To znamená, že při překročení určité hodnoty má řemen vyšší účinnost než řetěz. Hodnota tohoto mezního výkonu je 208 W, což je hodnota, které je cyklista schopen při intenzivnější jízdě dosáhnout. [25]

Je ale důležité vzít v úvahu fakt, že u klasické koncepce není vždy hnací a hnané kolo v jedné rovině. Takovýto stav nastává pouze při zařazení některého konkrétního převodu. V ostatních případech může být rozdíl mezi rovinou hnacího a hnaného kola až 30 mm při osové vzdálenosti přibližně 400 mm. To může mít zásadní vliv na účinnost řetězového převodu. Poté by se pohon ozubeným řemenem jevil jako efektivnější již při nižším přenášeném výkonu, než zmiňovaných 208 W.

Nevýhody:

- **Neumožňuje změnu převodu** – řemen může být použit pouze pro přenos výkonu od klik na zadní kolo. Není možné jej nijak použít pro změnu převodu.
- **Nutné předpětí** – aby byla zajištěna správná funkce ozubeného řemenu, je potřeba minimální předpětí, které se pohybuje okolo 400 N. To vyžaduje speciální konstrukci patek rámu, kde je možné měnit osovou vzdálenost řemenic, respektive osy šlapání a náboje zadního kola.
- **Pouze pro kola s pevným rámem** – řemen není možné použít pro kola s odpruženým rámem, protože při propružení dochází ke změně osové vzdálenosti řemenic. Dodatečný napínací mechanismus by nebyl schopen dosáhnout dostatečného předpětí pro bezpečný přenos výkonu.
- **Nutnost dělené zadní stavby rámu** – řemen na rozdíl od řetězu nemůže být rozpojen. To komplikuje jeho montáž, která vyžaduje dělenou zadní stavbu rámu tak, aby mohl být řemen nasazen.

Výhody:

- **Nízká hmotnost** – materiály, ze kterých je řemen vyroben, mají oproti řetězu výrazně nižší hmotnost.

- **Životnost** – životnost řemenu je výrazně delší, než životnost řetězu. Navíc při výměně řetězu je často nutné měnit i řetězová kola, s čímž jsou spojeny vyšší náklady.
- **Bezúdržbovost** – řemen nevyžaduje naprosto žádnou údržbu po celou dobu jeho životnosti.
- **Plynulý chod** – řemen má na rozdíl od řetězu plynulý chod, což zajišťuje pohodlnější jízdu a menší namáhání součástí převodového ústrojí.

### 3.3 Převodovky

Použití převodovky umístěné v rámu jízdního kola nebo v zadním náboji má velkou výhodu. Převodové ústrojí je chráněno před vnějšími vlivy. Díky tomu není potřeba tak častá údržba a je menší riziko poškození. Další významná výhoda je, že pro přenos výkonu od osy šlapání k zadnímu kolu nemusí být použit řetěz, který vyžaduje pravidelnou údržbu, má nerovnoměrný chod, je hlučný a má vysokou hmotnost.

Obecně lze tvrdit, že převodovky mají vyšší hmotnost, než klasický řetězový pohon s přehazovačkou i přesmykačem, ale existují i výjimky.

#### 3.3.1 Převodovky v náboji zadního kola

Toto řešení je velice kompaktní, protože je celé zastavěno v náboji zadního kola. Nezaujímá tedy žádný nadbytečný prostor. Zároveň je možné tento typ převodovek instalovat prakticky na jakémkoliv jízdní kolo bez nutnosti zásadních úprav rámu. Umístění převodovky v náboji zadního kola je celkem obvyklé. Používá se nejčastěji u jízdních kol určených pro městský provoz. Naopak jejich využití v oblasti horské cyklistiky je téměř nulové. To souvisí s některými dále uvedenými nevýhodami.

Jako reakční člen převodovky slouží její hlavní hřídel, který je pevně spojen s patkami rámu kola. Skříň převodovky slouží zároveň jako výstupní člen. Výplet zadního kola je napojen přímo na ní.

Obecné výhody převodovek v náboji:

- Pracují s nižším točivým momentem, než převodovky v rámu
- Většinou není vyžadována speciální konstrukce rámu
- Odolnost proti poškození
- Bezúdržbovost

Obecné nevýhody převodovek v náboji:

- Hmotnost
- Zvyšují neodpružené hmoty
- Zvyšují moment setrvačnosti celého kola

### 3.3.1.1 Planetové převodovky

Převodovky v náboji zadního kola bývají nejčastěji planetové. Planetové převodovky jsou velice oblíbené zejména díky kompaktním rozměrům, dlouhé životnosti a výborné účinnosti.



Obr. 18: Převodovka Rohloff SPEEDHUB 500/14 [26]

Nejznámějším výrobcem je německá firma Rohloff, která původně začala s výrobou řetězů pro jízdní kola. V současnosti je jejím hlavním produktem čtrnáctirychlostní náboj SPEEDHUB 500/14, který vyrábí od roku 1996.

Řazení jednotlivých rychlostních stupňů je podobné sekvenčním převodovkám. Ovládací mechanismus je umístěn uvnitř hlavního hřídele a samotné řazení je realizováno pomocí ovládaných volnoběžných spojek, které spojují hlavní hřídel převodovky a příslušná kola nebo unašeče. [27]

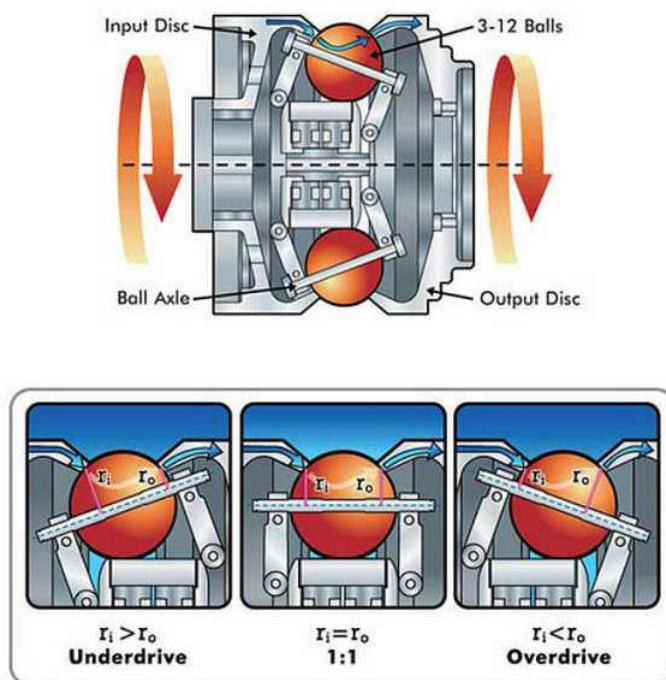
S jejich složitou konstrukcí souvisí i vysoká cena, která brání jejich masovějšímu rozšíření. Cena nejlevnější varianty náboje Rohloff přesahuje 25 000 Kč. [28]

Japonský výrobce Shimano má ve své nabídce také několik planetových převodovek, konkrétně modely Alfine a Nexus. Jedná se o levnější alternativy k předchozí převodovce Rohloff. Shimano nabízí převodovky s 8 nebo 11 rychlostmi. Celkový rozsah je 3,07 nebo 4,09.

### 3.3.1.2 Bezestupňová převodovka NuVinci

Fallbrook je jediným větším výrobcem, který se zabývá výrobou bezestupňové převodovky pro jízdní kola s názvem NuVinci. Celá převodovka je opět umístěna v náboji zadního kola. V roce 2010 byl uveden na trh náboj NuVinci N360, který funguje na principu třecího variátoru. V označení 360 se skrývá hodnota rozsahu variátoru, který činí 360 %, respektive 3,6. Nedávno Fallbrook uvedl na trh i ekonomičtější variantu náboje s nižším rozsahem 3,3.

Princip činnosti třecího variátoru NuVinci je vcelku jednoduchý. Konstrukce je podobná některým průmyslovým variátorům. Skládá se z několika sférických třecích segmentů a dvou třecích prstenců – vstupní a výstupní. Sférické třecí segmenty (kuličky) mohou konat dva pohyby. Při jízdě se otáčejí pouze kolem své osy a pro změnu převodového poměru se mění úhel sklonu této osy vůči hlavní ose náboje. Tím se mění poměr mezi poloměry  $r_i$  a  $r_o$ . Všechny kuličky jsou opřené o jeden společný vnitřní prsteneček, který se volně protáčí na ložisku. Zde je zachycena radiální síla působící na kuličky, nikoliv v jejich ose.



Obr. 19: Princip činnosti převodovky NuVinci [29]

Výhody:

- **Jednoduchá konstrukce** – kuličky jsou vyrobeny jako výstřik z polymeru, což výrazně zjednodušuje jejich výrobu. V převodovce také nejsou použita žádná ozubená kola, která jsou na výrobu výrazně složitější.

- **Teoreticky nekonečný počet převodů** – zajišťuje, že jezdec může šlapat v ideálních otáčkách za jakékoliv rychlosti a může tak dosáhnout maximálního výkonu.

Nevýhody:

- **Nižší účinnost** – bohužel u třetího převodu není nikdy možné dosáhnout stejné účinnosti, jako u ozubeného soukolí nebo řetězového převodu. [30]

### 3.3.1.3 Porovnání převodovek uložených v náboji zadního kola

Tabulka 1: srovnání převodovek

	<b>Rohloff SPEEDHUB 500/14</b>	<b>Shimano Alfine 11</b>	<b>Shimano Alfine 8</b>	<b>NuVinci N360</b>	<b>NuVinci N330</b>
Počet převodů [-]	14	11	8	neomezeno	neomezeno
Rozsah [-]	5	4,09	3,07	3,6	3,3
Hmotnost [g]	od 1700	1685	1590	2450	2450
Cena [Kč]	od 24 000	15 990	12 590	8 990	cca 8390

### 3.3.2 Převodovky v rámu

Převodovka umístěná v rámu jízdního kola není tolik obvyklou variantou, a to zejména proto, že vyžaduje speciální konstrukci rámu. Tato koncepce se používá nejčastěji u kol určených do obtížného terénu, která mají odpružený rám, například sjezdová. Je totiž nutné zachovat neodpružené hmoty co nejnižší, aby nebyla ovlivněna funkce odpružení.

Nevýhody:

- **Nutnost speciálně upraveného rámu** – převodovka musí být součástí samotného rámu, což vyžaduje kooperaci výrobců rámu a převodovky.
- **Vyšší točivý moment** – vstupní točivý moment je vyšší, než na náboji zadního kola.

Výhody:

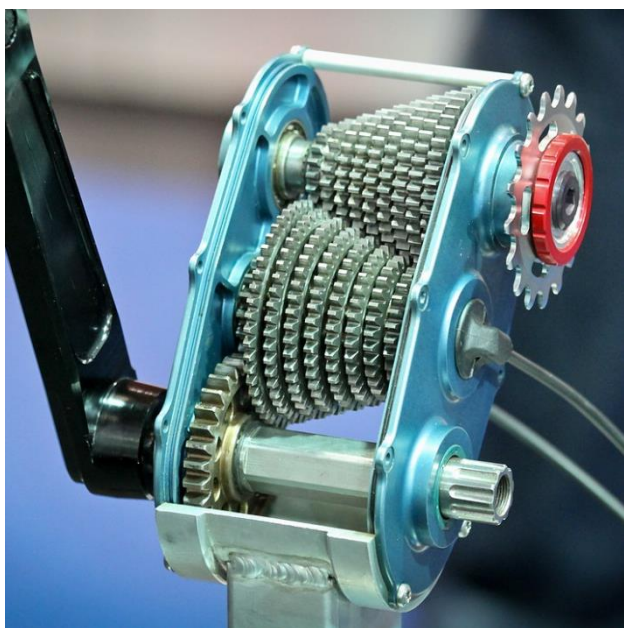
- **Nezvyšuje neodpružené hmoty** – hmota kolem náboje zadního kola je minimální a převodovka v rámu je výborným řešením pro použití na kolech s odpruženým zadním kolem.
- **Hmotnost převodovky je blíže k těžišti celého kola** – tím je nižší moment setrvačnosti celého kola. To je výhodné zejména pro technické cyklistické disciplíny jako např. sjezd, enduro nebo crosscountry. Ovladatelnost kola je lepší.

Převodovka uložená v rámu kola je záležitostí přibližně posledních patnácti let. Během této doby bylo představeno několik konceptů. Některé již upadly v zapomnění a některé mají slušný potenciál stát se plnohodnotnou náhradou dnes používaných přehazovaček.

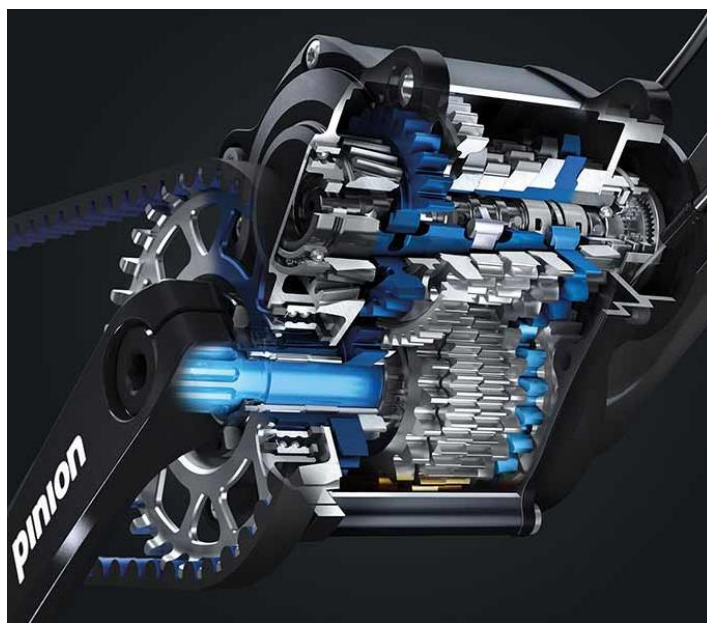
### 3.3.2.1 Předloková převodovka

Tento typ převodovek se v současnosti používá nejčastěji. Jejich hlavními výhodami jsou vysoká účinnost a únosnost. Nejznámějšími výrobci jsou německá firma Pinion a francouzská firma Effigear. V obou případech se jedná o předlokové převodovky pracující s čelními ozubenými koly s převážně přímými zuby.

Převodovka výrobce Effigear se stává ze tří hřídelů. Vstupní hřídel je osazen klikami s pedály. Výkon je přenášen na další hřídel prostřednictvím stálého předřadného převodu, který snižuje točivý moment. Mezi druhým a třetím (výstupním) hřídelem je ve stálém záběru 9 ozubených soukolí. S výstupním hřídelem jsou kola ve stálém spojení. Řazení probíhá na druhém hřídeli pomocí ovládaných volnoběžných spojek.



Obr. 20: Převodovka Effigear [32]



Obr. 21: Převodovka Pinion [31]

Převodovka Pinion je již o něco sofistikovanější, protože se v podstatě jedná o dvě převodovky v jedné – bázová a násobící. Na vstupní hřídel s klikami jsou usazena 3, 4 nebo 6 ozubených kol bázové převodovky, která jsou ve stálém záběru s koly předlohového hřídele. Z předlohového hřídele je výkon přenášen pomocí jednoho ze tří soukolí násobící převodovky na výstupní hřídel, který je souosý se vstupním. Řazení jednotlivých rychlostí bázové i násobící převodovky je opět realizováno pomocí ovládaných volnoběžných spojek na předlohovém hřídeli. Výhodou této konstrukce je vyšší počet převodů při stejném nebo menším počtu

ozubených soukolí. Celkový počet rychlostí je součin počtu převodů násobící a bázové převodovky. Pinion konkrétně nabízí převodovky s 9, 12 a 18 rychlostmi, přičemž 18 rychlostní varianta obsahuje jen 9 soukolí.

### 3.3.2.2 Planetová převodovka

Použití planetové převodovky v rámu není moc obvyklé. Výjimkou je firma Zerode, která vyrábí sjezdový rám G2, do kterého je zastavěna osmirychlostní planetová převodovka Shimano Alfine. Převodovka není umístěna v ose šlapání, ale nad ní. Pro přenos výkonu mezi klikami a převodovkou je použit řetězový převod stejně, jako mezi převodovkou a zadním kolem. První řetězový převod zajišťuje snížení točivého momentu a zvýšení otáček. Převodovka je totiž konstruována pro použití v náboji zadního kola, kde je točivý moment nižší, než v ose šlapání.



Obr. 22: Sjezdové kolo Zerode G2 s převodovkou Shimano Alfine [33]

### 3.3.2.3 Řetězová převodovka

Tento typ převodovky je velice ojedinělý a jedná se spíše o koncept. Přesto jej zde zmiňuji, protože se jedná o zajímavé a poměrně jednoduché řešení. Princip je podobný, jako u dvouhřídelové převodovky s tím rozdílem, že výkon není přenášen ozubenými koly, ale koly řetězovými. Každá dvojice řetězových kol má příslušný řetěz a řazení probíhá podobně jako u převodovky s ozubenými koly – tedy pomocí ovládaných volnoběžných spojek. Výhodou je, že smysl otáčení vstupu a výstupu je shodný.

Jedná se o velice jednoduchou konstrukci, protože používá běžně dostupné a levné součásti, jako je řetěz nebo kazeta s řetězovými koly. Nevýhodou je ale vysoká hmotnost způsobena právě tím, že každý převod má vlastní řetěz. Navíc jsou řetězy vystaveny většímu silovému namáhání. Průměry řetězových kol musí být malé kvůli zástavbovým prostorům. Také není



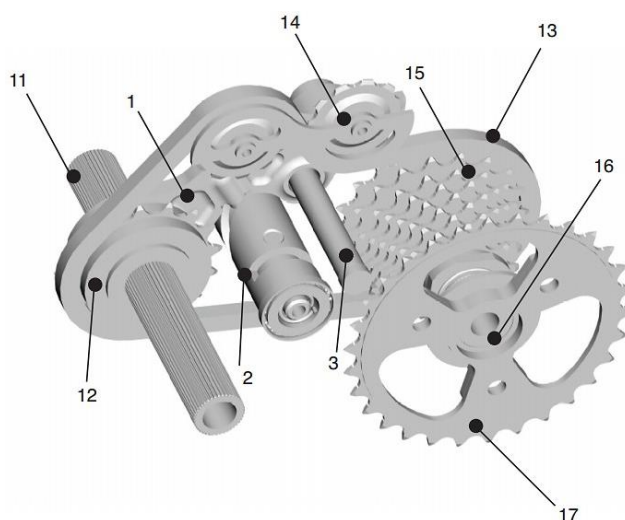
možné dosáhnout optimální osové vzdálenosti mezi řetězovými koly, a tak jsou řetězy prověšeny. Přídavný napínací mechanismus by výrazně zvyšoval hmotnost. Problémem je i výsledná účinnost převodovky, která není příliš vysoká, protože jsou všechny řetězy neustále v záběru.



Obr. 23: Řetězova převodovka rámu Nicolai ION GB2 [34]

### 3.3.2.4 Převodovka na principu přehazovačky

Tento typ převodovky je v principu velice podobný klasické přehazovačce s tím rozdílem, že je uložena v rámu a může být zakryta skříní, čímž je zajištěna ochrana proti vnějším vlivům a proti jinému poškození například nárazem.



Obr. 24: Model převodovky kola RB Revoluzzer [35]

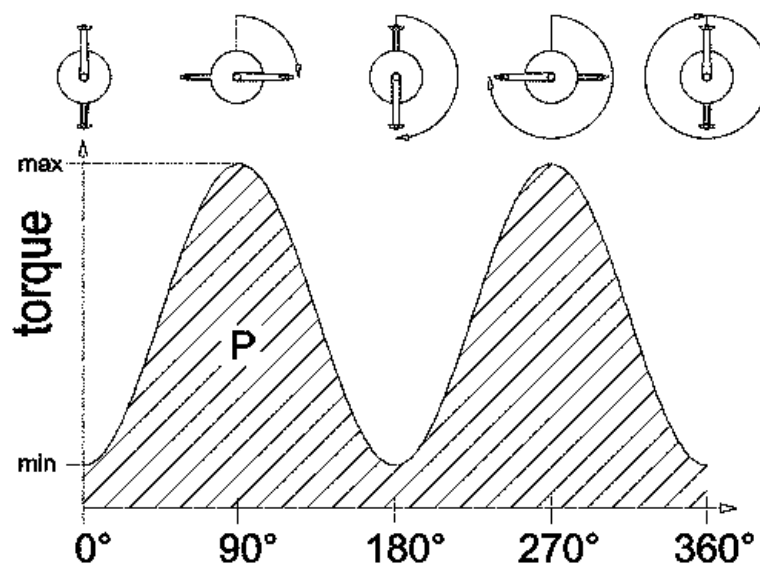
Princip činnosti popíše na převodovce českého výrobce jízdních kol RaceBike, která je na obrázku 24. Převodovka pracuje s klasickým řetězovým převodem. Vstupní hřídel (11), na který jsou připojeny kliky pohonu, je osazen posuvným řetězovým kolem (12). Součástí výstupního

hřídele (16) je kazeta s řetězovými koly (15). Volná větev řetězu je napínána pomocí ramínka s dvojicí kladek (14). Hnací řetězové kolo a napínací kladky jsou uloženy na společném posuvném členu (1). Hřídel (3) slouží jako vedení posuvného členu. Posuvný pohyb je realizován otáčením řadičívho válce (2) se spirální drážkou.

Mimo českého výrobce RaceBike se použitím této koncepce převodovky zabývala i řada dalších. Nejznámější je určitě Honda, která na převodovce s velice podobným principem postavila kompletní sjezdové kolo NR01, se kterým dokonce získala i několik titulů v závodech světového poháru ve sjezdu.

## 4 Výkon cyklisty

Pro návrh převodovky je nutné znát parametry vstupního výkonu. Motor v tomto případě představuje samotný cyklista. Ten při jízdě na kole koná poměrně komplikovaný pohyb, při kterém vyvíjí sílu na pedál a kliku. Největší část této dynamické síly pochází z předního stehenního svalu, ale na výsledku se podílí téměř celé tělo, včetně trupu a rukou. Výsledný točivý moment není konstantní, ale má spíše pulsující průběh. S určitým zjednodušením lze

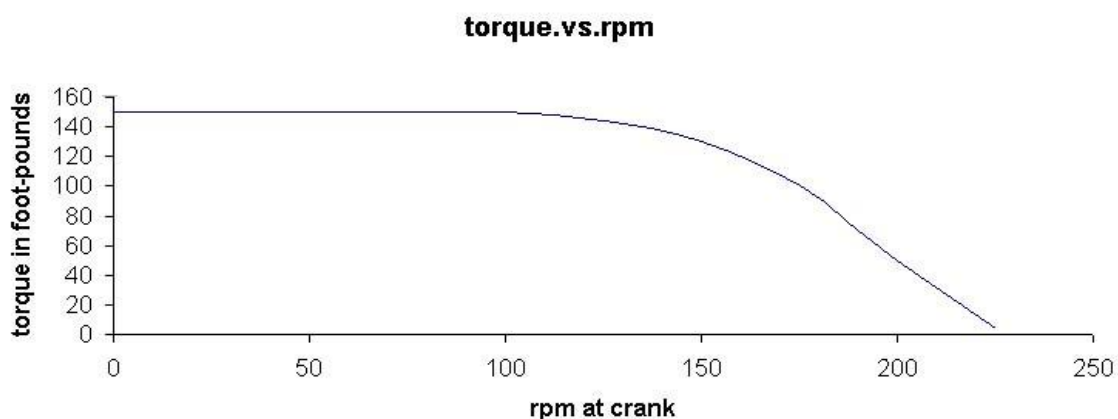


Obr. 25: Točivý moment v závislosti na úhlu natočení klik [37]

předpokládat, že je průběh sinusový. Maximální hodnoty točivého momentu je dosaženo ve chvíli, kdy jsou kliky vodorovně se zemí a jezdec působí silou kolmo na kliku. Minimální točivý moment jezdec produkuje, když jsou kliky natočeny kolmo k zemi a prochází tzv. mrtvým bodem. V této poloze není točivý moment nulový, ale přibližně desetinový oproti maximální hodnotě. To je způsobeno setrvačností jezdcových nohou, případně klik a pedálů. [36]

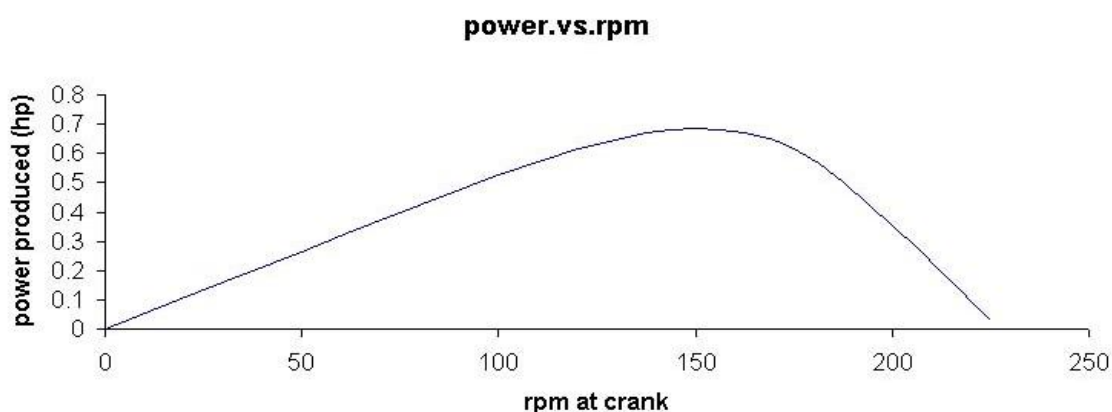
Maximální hodnota točivého momentu závisí na několika proměnných, jako je délka klik, geometrie jezdcových nohou nebo jezdcovo postavení na kole. Nejvíce ale točivý moment závisí na jezdcově fyzické výkonnosti. Průměrný cyklista je schopen dosahovat maximálních hodnot točivého momentu okolo 200 Nm.

Momentová charakteristika cyklisty je podobná charakteristice parního stroje. To znamená, že je víceméně plochá až do kritických otáček, při kterých se začíná značná část síly využívat pro překonání setrvačných sil působících na nohy jezdce. Tyto kritické otáčky se pohybují kolem hodnoty  $120 \text{ min}^{-1}$ . Na obrázku 26 je zobrazen průběh maximálního točivého momentu cyklisty v závislosti na otáčkách. Maximální hodnota momentu je 150 liber na stopu, což přibližně odpovídá již zmiňované hodnotě 200 Nm. [36]



Obr. 26: Průběh špičkového točivého momentu cyklisty v závislosti na otáčkách [36]

Výkon cyklisty je funkcí točivého momentu a otáček. Jak již bylo řečeno, točivý moment není konstantní a pro určení výkonu se počítá se střední efektivní hodnotou momentu. Ta se pohybuje maximálně kolem 100 Nm. Při rekreační jízdě po rovině je střední efektivní točivý moment výrazně nižší. Příklad průběhu výkonu v závislosti na otáčkách klik je zobrazen na obrázku 27. Maximální hodnota 0,7 koňské síly (hp) odpovídá hodnotě 522 W. [36]



Obr. 27: Průběh výkonu cyklisty v závislosti na otáčkách [36]

## 5 Vlastní návrh řešení

### 5.1 Cíle návrhu

Mým původním záměrem bylo navrhnout převodovku pro specifickou kategorii jízdních kol, ale během vytváření návrhu jednotlivých řešení jsem zjistil, že základní požadavky na převodovku jsou pro všechny kategorie velmi podobné. Za hlavní cíl návrhu tedy považuji vytvoření univerzální převodovky, která by byla vhodná s minimálními úpravami pro více kategorií jízdních kol.

Výstupem návrhu bude výpočet kinematických a silových poměrů v převodovce, návrh jednotlivých součástí a specifikace jejich materiálu při respektování působícího zatížení. Dále vytvořím 3D model kompletní převodovky.

### 5.2 Požadavky na konstrukci převodovky

- **Přijatelný převod a rozsah** – hodnota stálého převodu, který je realizován řetězovým nebo řemenovým pohonem se může pohybovat přibližně v rozmezí 0,5 – 2. Proto je důležité, aby byly převody poskytované převodovkou přijatelné pro kombinaci se stálým převodem. Dále je důležitý dostatečný rozsah převodů tak, aby byla zajištěna snadná jízda do kopce a současně při vysokých rychlostech.
- **Správný smysl otáčení výstupu** – smysl otáčení vstupu a výstupu převodovky musí být totožný, aby byl zajištěn snadný přenos výkonu na náboj zadního kola bez nutnosti dalšího převodu, který by smysl otáčení měnil.
- **Jednoduchá konstrukce** – aby byla převodovka konkurenceschopná, je nutné, aby její konstrukce nebyla o moc složitější, než u klasické koncepce pohonu s přehazovačkou a přesmykačem.
- **Minimální údržba** – minimální požadavky na údržbu jsou společným jmenovatelem většiny převodovek, ale musí být zajištěna dostatečná odolnost vůči vnějším vlivům. To znamená proti vnikání nečistot nebo vody.
- **Odolnost** – vyšší odolnost je společná vlastnost většiny převodovek a neměl by být problém jí dosáhnout i v mém návrhu.
- **Rozumné zástavbové rozměry** – zástavbové rozměry převodovky jsou důležité z hlediska průjezdnosti terénem.
- **Vysoká účinnost** – vzhledem k tomu, že je jízdní kolo poháněno pouze lidskou silou, je nutné, aby byla účinnost co nejvyšší a jízda na kole byla co nejméně namáhavá. To platí

jak pro kola určená k rekreaci, kde je účinnost spojena spíše s pohodlím, tak i v závodních aplikacích, kde může vyšší účinnost ovlivnit výsledný výkon závodníka.

### 5.3 Analýza potřebného rozsahu

Celkový převodový poměr pohonu jízdního kola s převodovkou je součinem dvou dílčích převodů - převodový poměr převodovky, který je měnitelný a stálý převod mezi osou šlapání a zadním kolem. Celkový převod musí být v určitém rozmezí tak, aby byla zajištěna pohodlná a snadná jízda do kopce a zároveň bylo možné dosáhnout vysokých rychlostí při jízdě po rovině nebo z kopce. Rozsah převodů jízdního kola se liší v závislosti na typu kola. Největší rozsah mají horská kola, která jsou určena pro prudké výjezdy, ale i rychlé sjezdy. Nejmenší rozsah převodů mívají městská kola, u kterých se předpokládá provoz po zpevněném povrchu s minimálním stoupáním.

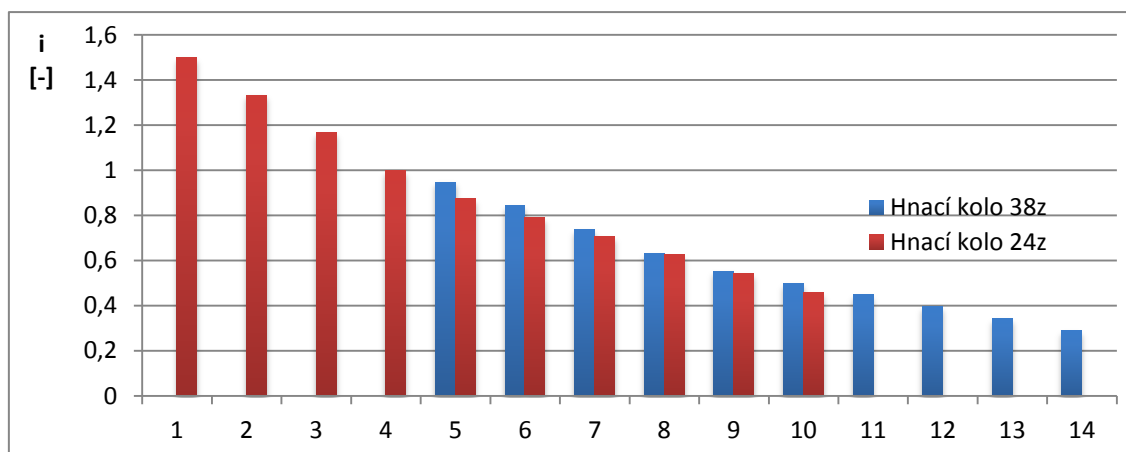
Mým cílem je vytvořit převodovku s dostatečným rozsahem tak, aby mohla být použita pro kola různých kategorií. Pro stanovení potřebného rozsahu použiji své vlastní horské kolo. Ze zkušeností vím, že na něm nemám problém vyjet téměř jakýkoliv kopec a současně mohu dosáhnout vysokých rychlostí. Kolo je opatřeno řetězovým pohonem s přehazovačkou a přesmykačem. Přehazovačka operuje s desetirychlostní kazetou a přesmykač s dvěma řetězovými koly. V tabulce 2 a grafu na obrázku 28 jsou vypočtené převodové poměry pro všechny zařazené rychlosti. Teoreticky má kolo 20 rychlostí, z grafu je ale vidět, že v praxi je počet převodů 14, protože některé jsou duplicitní. Dvourychlostní přesmykač funguje podobně, jako přídatná násobící rozsahová převodovka.

Převodový poměr řetězového převodu:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

Tabulka 2: Převody horského kola

Převodový poměr $i$		Počet zubů hnacího kola	
		24	38
Počet zubů hnaného kola	36	1,500	0,947
	32	1,333	0,842
	28	1,167	0,737
	24	1,000	0,632
	21	0,875	0,553
	19	0,792	0,500
	17	0,708	0,447
	15	0,625	0,395
	13	0,542	0,342
	11	0,458	0,289



Obr. 28: Převody horského kola

Celkový rozsah:

$$r = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{1,500}{0,289} \cong 5,182 \quad (2)$$

Vypočtený rozsah budu považovat za ideální a v následném konstrukčním návrhu se mu pokusím co nejvíce přiblížit. Nicméně je možné, že se mi tohoto rozsahu nepodaří dosáhnout. Proto stanovuji minimální přijatelnou hodnotu rozsahu  $r = 4$ .

## 5.4 Umístění převodovky

Převodovky jízdních kol mohou být umístěny buď v rámu, nebo náboji zadního kola. Převodovky umístěné v náboji zadního kola jsou vhodné spíše pro rekreační použití, zejména

pak pro kola s pevným rámem, kde není kladen důraz na nízké neodpružené hmoty. Na druhou stranu převodovky uložené v rámu jízdního kola mohou být použity jak pro rekreační kola, tak i pro náročnější aplikace například v horské cyklistice.

Proto jsem se rozhodl pro vytvoření převodovky, která bude umístěna v rámu kola. V tomto řešení vidím velký potenciál právě díky jeho universálnosti. Nicméně jsem si vědom nevýhody, že převodovka nemůže být použita v kombinaci s jakýmkoliv rámem.

## **5.5 Návrh variant řešení**

### **5.5.1 Předlohová převodovka (3 hřídele ve 2 osách)**

V první variantě jsem uvažoval vytvoření předlohové převodovky s čelními ozubenými koly. Nicméně po průzkumu trhu jsem toto řešení zavrhl. Na trhu jsou již dříve zmiňovaní výrobci Effigear a Pinion, kteří za sebou mají několik let vývoje a ovládají značnou část trhu. Navíc toto řešení již nepovažuji za příliš originální a přínosné.

### **5.5.2 Třecí variátor se sférickými třecími segmenty**

Největší potenciál vidím v použití třecího variátoru. V současnosti se výrobci klasických přehazovaček předhánají v tom, kdo dokáže vytvořit klasický pohon s nejvyšším počtem převodů. Variátor jich poskytuje nekonečné množství a je pouze na jezdcích, jaký převodový poměr si zvolí.

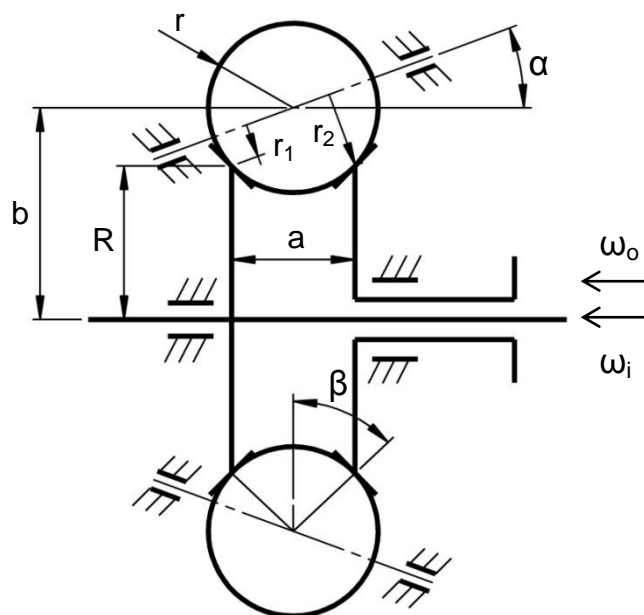
Pro variátor se sférickými třecími segmenty jsem se rozhodl z důvodu jednoduché konstrukce a snadné změny převodového poměru.

Postupně jsem vytvořil několik variant třecího variátoru, z nichž jsem vybral následující tři. Ostatní varianty jsem zavrhl z nejrůznějších důvodů. Nejčastěji kvůli složitému řešení řadicího mechanismu pro naklápění třecích segmentů nebo z důvodů malé únosnosti, protože jejich konstrukce nedovolila použití většího množství třecích segmentů, mezi které by se rozložilo působící zatížení. Další důvod pro zavrnutí některé varianty byl, že smysl otáčení vstupu a výstupu nebyl shodný, což byl jeden z požadavků.

### 5.5.2.1 Varianta A

#### Princip činnosti

Varianta A třecího variátoru je inspirována bezestupňovým nábojem NuVinci N360. Vstupní a výstupní hřídel jsou v jedné ose a mají shodný smysl otáčení. Oba hřídele jsou spojeny s třecími disky, které jsou v kontaktu s třecím segmentem. Uvažují použití sférických třecích segmentů, které se mohou volně otáčet kolem své osy. Současně je možné měnit sklon této osy, čímž se mění poměr mezi poloměry  $r_1$  a  $r_2$  a dochází ke změně převodového poměru mezi vstupním a výstupním hřídelem.



Obr. 29: Geometrické schéma varianty A třecího variátoru

#### Kinematické poměry

Výpočet převodového poměru  $i_A$ :

$$i_A = \frac{\omega_i}{\omega_o} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r \cdot \cos(\beta - \alpha)}{r \cdot \cos(\beta - \alpha) - a \cdot \sin \alpha} = \frac{1}{1 - \frac{a \cdot \sin \alpha}{r \cdot \cos(\beta - \alpha)}} \quad (3)$$

kde:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{a}{2r}\right) \quad (4)$$

#### Silové poměry

Nejprve je nutné ujasnit, s jakým točivým momentem budu počítat. Respektive je důležité brát vždy v úvahu horší variantu, to znamená větší působící zatížení. Jestli bude vyšší točivý moment na vstupním nebo výstupním hřídeli závisí na aktuálním převodovém poměru. Následující vztahy platí všeobecně a za moment  $M_k$  je možné dosadit vstupní nebo výstupní moment.



Tečná síla vyvolaná točivým momentem:

$$T = \frac{M_k}{R} \quad (5)$$

Potřebná normálová síla pro přenesení točivého momentu:

$$N = \frac{T}{f} = \frac{M_k}{f \cdot R} \quad (6)$$

Potřebná přítláčná síla k přenesení vstupního točivého momentu:

$$P = N \cdot \sin \beta = \frac{M_k \cdot \sin \beta}{f \cdot R} \quad (7)$$

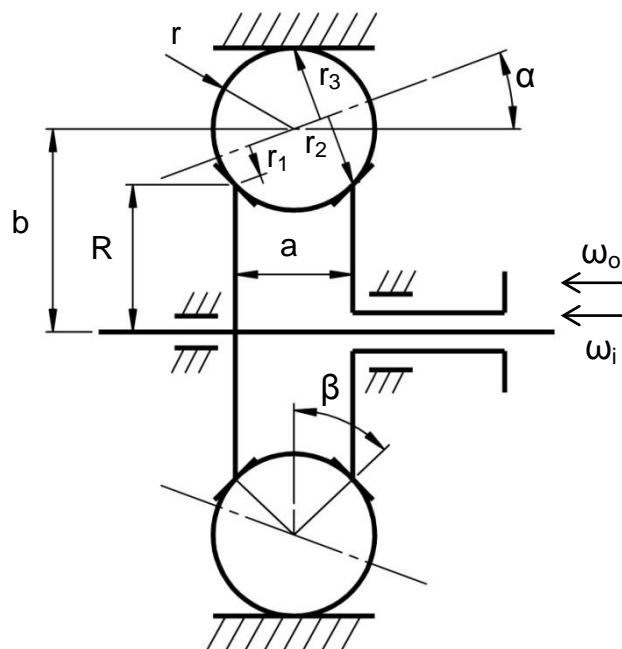
Důležitým parametrem pro výběr vhodné varianty je i síla potřebná k přeřazení pod zatížením. Řazení je realizováno natočením osy kuličky, budu tedy porovnávat točivý moment potřebný k překonání třecí vazby a otočení kuličky, který se dá přibližně určit podle následujícího vztahu:

$$M_{\check{R}A} = 2T \cdot r = 2M_k \cdot \frac{r}{R} \quad (8)$$

### 5.5.2.2 Varianta B

#### Princip činnosti

Vstupní a výstupní hřídel jsou opět opatřeny třecími disky, které jsou v kontaktu s kuličkami. V této variantě jsou ale kuličky opřeny o společný vnější prstenec, kde je zachycena radiální síla. Kuličky by byly uloženy na společném unašeči, který by se mohl volně protáčet. Změna převodového poměru je realizována změnou sklonu osy otáčení kuliček.



Obr. 30: Geometrické schéma varianty B třecího variátoru

## Kinematické poměry

Výpočet převodového poměru  $i_B$ :

$$\begin{aligned}i_B &= \frac{\omega_i}{\omega_o} = \frac{r_2 + r_3}{r_1 + r_3} = \\&= \frac{r \cdot \cos(\beta - \alpha) + r \cdot \cos \alpha}{r \cdot \cos(\beta - \alpha) - a \cdot \sin \alpha + r \cdot \cos \alpha} = \\&= \frac{1}{1 - \frac{a \cdot \sin \alpha}{r \cdot (\cos(\beta - \alpha) + \cos \alpha)}}\end{aligned}\tag{9}$$

kde opět:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{a}{2r}\right)\tag{10}$$

## Silové poměry

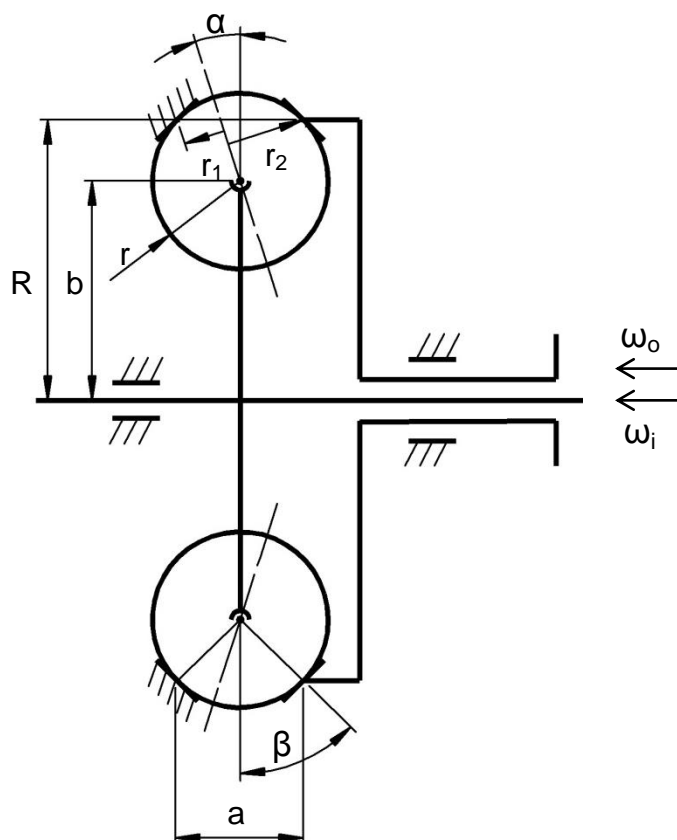
Pro výpočet přitlačné síly platí stejné vztahy jako pro variantu A. Opět je nutné uvážit, jestli je větší točivý moment na vstupním nebo výstupním hřídeli. Pro výpočet momentu potřebného k přeřazení je nutné uvažovat navíc kontakt kuličky vnějšího prstence, kde je zachycena radiální síla.

Moment potřebný k přeřazení:

$$M_{\text{řB}} = 2 \cdot (T + N \cdot \cos \beta \cdot f) \cdot r = 2M_k \cdot \frac{r}{R} \cdot (1 + \cos \beta)\tag{11}$$

### 5.5.2.3 Varianta C

Varianta C se od předchozích zásadně liší v tom, že je výkon z klik přiváděn na unašeč, do kterého jsou vsazeny třecí segmenty. V jednom styčném bodě je kulička opřena o třecí prstенец, který je součástí skříně převodovky. V druhém styčném bodě je výkon přenášen na výstupní třecí prstенец a dále na výstupní hřídel. Změna převodového poměru je opět realizována změnou sklonu osy otáčení kuličky, která je v tomto případě kolmá k ose převodovky (za předpokladu že  $\alpha = 0^\circ$ ).



Obr. 31: Geometrické schéma varianty C třecího variátoru

#### Kinematické poměry

Varianta C je v principu stejná, jako planetová převodovka s dvojitými satelity a kuželovými koly. Pomocí výpočtu při uvažování záměny planetového soukolí za předlohou jsem získal následující vztah.

Převodový poměr  $i_C$ :

$$i_A = \frac{\omega_i}{\omega_o} = \frac{1}{1 + \frac{r_1}{r_2}} = \frac{1}{1 + \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin(\beta + \alpha)}} \quad (12)$$

kde opět:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{a}{2r}\right) \quad (13)$$

#### Silové poměry

V předchozích variantách jsem zavedl podmínku, že je nutné vždy počítat s vyšším točivým momentem. V závislosti na převodovém poměru to mohl být vstupní nebo výstupní točivý moment. V tomto případě jsou ve variátoru také dva třecí kontakty, na kterých mohou působit

rozdílné síly. Výpočet zjednoduším tím, že budu uvažovat  $\alpha = 0^\circ$ . Tím je zajištěno, že v obou kontaktních bodech bude působit stejná tečná síla.

Tečná síla vyvolaná vstupním točivým momentem se dělí do dvou kontaktních bodů a v tomto případě bude:

$$T = \frac{M_k}{2R} \quad (14)$$

Potřebná normálová síla pro přenesení točivého momentu:

$$N = \frac{T}{f} = \frac{M_k}{f \cdot 2R} \quad (15)$$

Potřebná přitlačná síla k přenesení vstupního točivého momentu:

$$P = N \cdot \sin \beta = \frac{M_k \cdot \sin \beta}{f \cdot 2R} \quad (16)$$

Moment potřebný k natočení osy kuličky a přeřazení lze přibližně určit podle následujícího vztahu:

$$M_{\check{r}C} = 2T \cdot r = M_k \cdot \frac{r}{R} \quad (17)$$

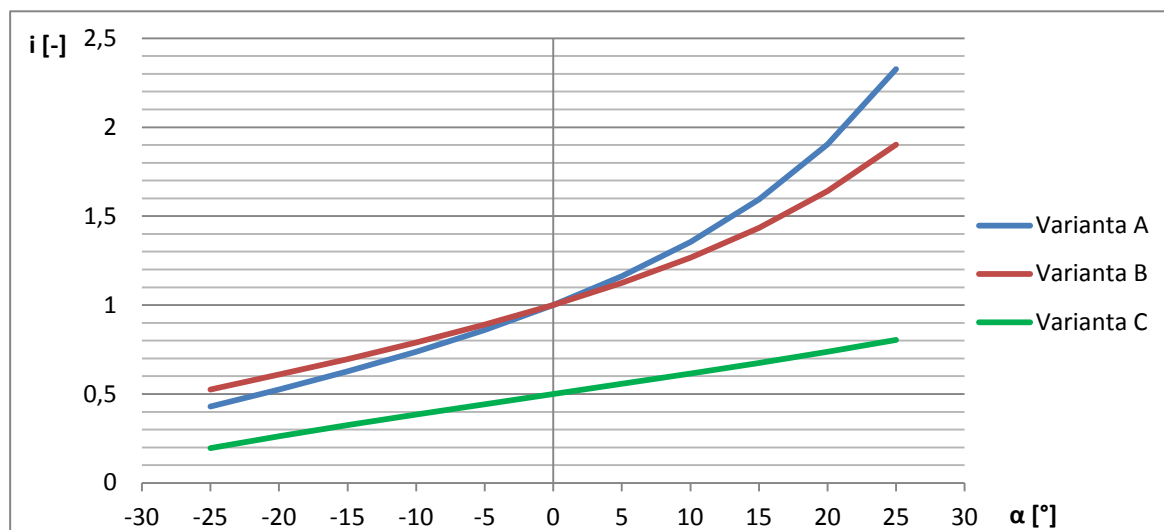
## 6 Výběr optimálního řešení

Při výběru nejlepší varianty řešení jsou pro mě zásadní následující parametry:

- Průběh převodového poměru v závislosti na natočení třetího segmentu.
- Celkový rozsah převodů
- Působící síly
- Moment potřebný k přeřazení pod zatížením

Pro všechny varianty jsem zvolil rozměry tak, aby celkový průměr vnější obálky třecích segmentů nepřesáhl 120 mm. Zvolil jsem takové kombinace rozměrů, při kterých se mi podařilo dosáhnout nejlepších hodnot výše uvedených parametrů. V grafu na obrázku 32 jsou zobrazeny závislosti převodových poměrů jednotlivých variant. Úhel  $\alpha$  je vždy v rozsahu od  $-25^\circ$  do  $+25^\circ$ , tak aby bylo možné varianty objektivně porovnat.

Z uživatelského hlediska má nejlepší průběh varianta A. Progresivní průběh zajišťuje jemné nastavení převodového poměru v oblasti převodů do rychla a rychlé přeřazení v oblasti redukčních převodů. Podobnou analogii můžeme nalézt v geometrickém odstupňování převodovky automobilu. Zároveň varianta A vykazuje největší rozsah převodů.



Obr. 32: Závislost převodového poměru na úhlu naklonění třecího segmentu

U varianty B průběh převodového poměru také vykazuje určitou progresivitu, ale celkový rozsah je za všech tří variant nejnižší a nedosahuje hodnoty stanovené v kapitole 5.3.

Průběh převodového poměru varianty C je víceméně lineární. Převodový poměr je oproti předchozím variantám výrazně nižší, což ale nevadí, protože je možné dosáhnout požadovaného celkového převodu pomocí stálého převodu mezi převodovkou a nábojem zadního kola. Rozsah u varianty C je těsně nad stanoveným minimálním limitem.

V následující tabulce jsou uvedeny srovnávané parametry jednotlivých variant. Jako vstupní točivý moment jsem zvolil hodnotu 300 Nm, což je teoreticky maximální hodnota, kterou je cyklista schopen vyvinout. Zároveň uvažuji součinitel tření 0,5. Sledované síly jsou úhrnné pro všechny třecí kontakty. Skutečné působící síly jsou nižší v závislosti na počtu třecích segmentů.

Tabulka 3: Porovnání jednotlivých variant

	Průměr vnější obálky kuliček [mm]	Rozsah [-]	Normálová síla v kontaktním bodě [N]	Potřebná přitlačná síla [N]	Moment nutný k přeřazení pod zatížením [Nm]
<b>Varianta A</b>	119,2	5,41	14286	9286	143
<b>Varianta B</b>	120	3,62	14286	8571	257
<b>Varianta C</b>	118,8	4,10	5263	3204	61

Bohužel při pozdějším zkoumání existujících patentů jsem zjistil, že na stejnou koncepci, jako je varianta A třecího variátoru má patent společnost Fallbrook. Tato společnost je i výrobcem zadního náboje s variátorem NuVinci. Proto se touto variantou dále nebudu zabývat. Pouze doplním, že u této varianty bylo dosaženo největší hodnoty rozsahu, ale také největších působících sil.

Varianta B ze srovnání vychází nejhůře. Rozsah převodů je nejnižší a působící síly jsou velké. Vysoké hodnoty dosahuje také moment potřebný k přeřazení pod zatížením.

Nejlépe ze všech variant vychází varianta C, která sice nevykazuje největší rozsah, ale ten je i tak přijatelný a vyhovuje podmínce z kapitoly 5.3. Současně by v takovémto variátoru působily nejmenší síly a bylo by možné použít levnější a lehčí materiály, jako jsou slitiny hliníku a polymery. S malými působícími silami souvisí i nízká hodnota točivého momentu potřebného k přeřazení pod zatížením. Z těchto důvodů jsem vybral právě variantu C pro realizaci konstrukčního návrhu.

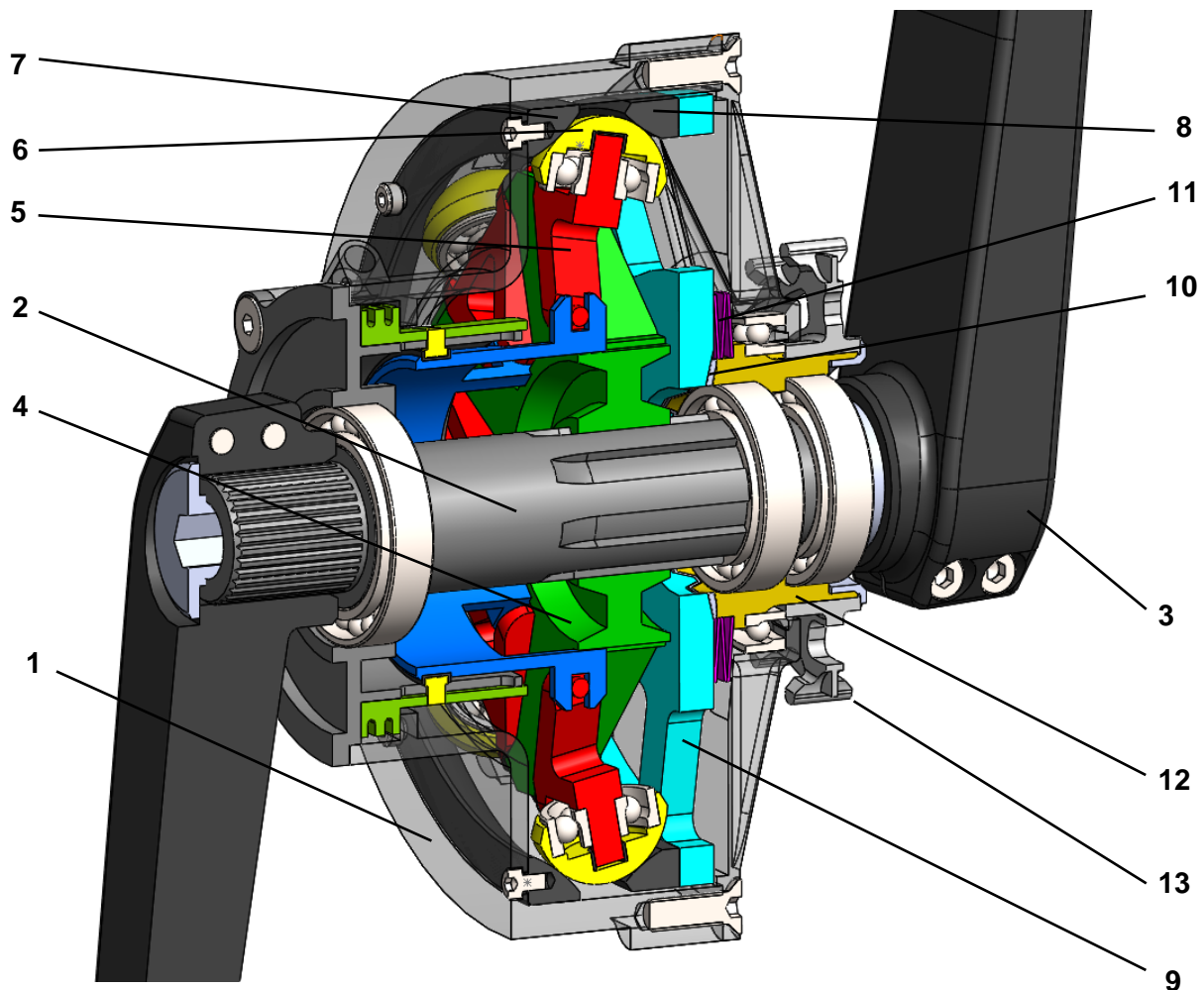
## **7 Provedení konstrukčního návrhu**

Po vybrání nejvhodnější varianty jsem vytvořil 3D model bezestupňové převodovky v programu SolidWorks. Model je koncipován jako prototyp, to znamená, že všechny součásti jsou navrženy s ohledem na maximální funkčnost. Pro sériovou výrobu by byl jejich tvar a vzhled upraven v závislosti na použité technologii výroby. Nicméně všechny funkční rozměry součástí by byly zachovány. V současné podobě by byla většina součástí zhotovena třískovým obráběním hutních polotovarů nebo tvarových odlitků.

### **7.1 Popis modelu a jeho součástí**

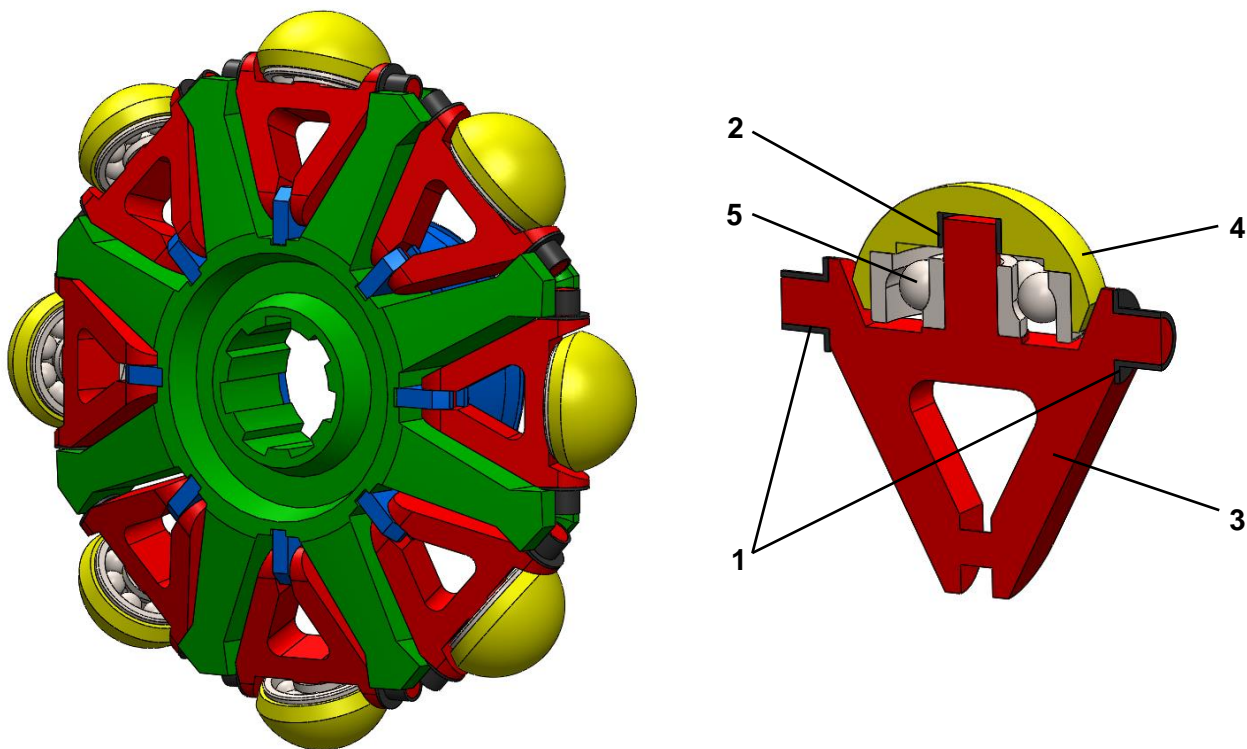
Na obrázku 33 je zobrazen 3D model bezestupňové převodovky v řezu. Jak jsem již uvedl, skříň převodovky (1) by byla připevněna k rámu kola a osa šlapání je zároveň hlavním vstupním hřídelem (2). Z důvodu snížení výrobních nákladů jsou použité kliky (3) kupované. Ze vstupního hřídele je výkon přenášen pomocí drážkování na unašeč (4), který je osazen osmi naklápěcími segmenty (5). Na každém z těchto segmentů je na kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem usazen třecí segment (6). Tyto třecí segmenty jsou v kontaktu se dvěma třecími prstenci (7) a (8). Jeden z třecích prstenců (7), který slouží jako reakční člen, je spojen se skříňí převodovky. Druhý třecí prsteneček (8) je připevněn k výstupnímu disku (9). Výkon je dále přenášen přes přítlačný zubový mechanismus (10) na výstupní „hřídel“ (12) převodovky. Prvotní

přítlak zajišťuje série tří talířových pružin (11). Výstupní „hřídel“ převodovky může být osazen hnacím řetězovým kolem nebo, jako na obrázku, hnacím kolem pro ozubený řemen (13).



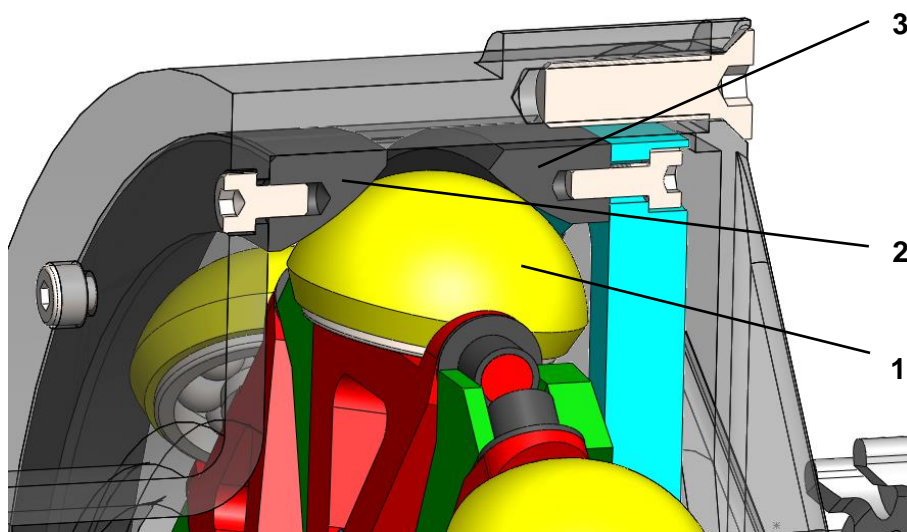
Obr. 33: Pohled na řez kompletní převodovkou

Na obrázku 34 je zobrazen samotný unašeč, který je osazen naklápěcími segmenty. Unašeč, naklápěcí segmenty (3) a třecí segmenty (4) by byly zhotoveny ze slitiny hliníku EN AW 7075-T6. Jedná se o slitinu hliníku s podílem zinku (5,5 %), hořčíku (2,5 %), mědi (1,6 %) a dalších prvků. Naklápěcí segment je osazen třecími pouzdry iglidur® G (1) a (2) výrobce Hennlich, která jsou určena pro vyšší zatížení a suchý provoz [38]. Třecí pouzdra pro uložení naklápěcího segmentu (1) zajišťují přenos sil z unašeče. Další třecí pouzdro (2) má za úkol zabránit naklápění ložiska s kosoúhlým stykem, což by mohlo mít za následek změnu převodového poměru na jednotlivých segmentech, tím pádem i nejednoznačný celkový převodový poměr.



Obr. 35: Unašič s naklápěcími a třecími segmenty

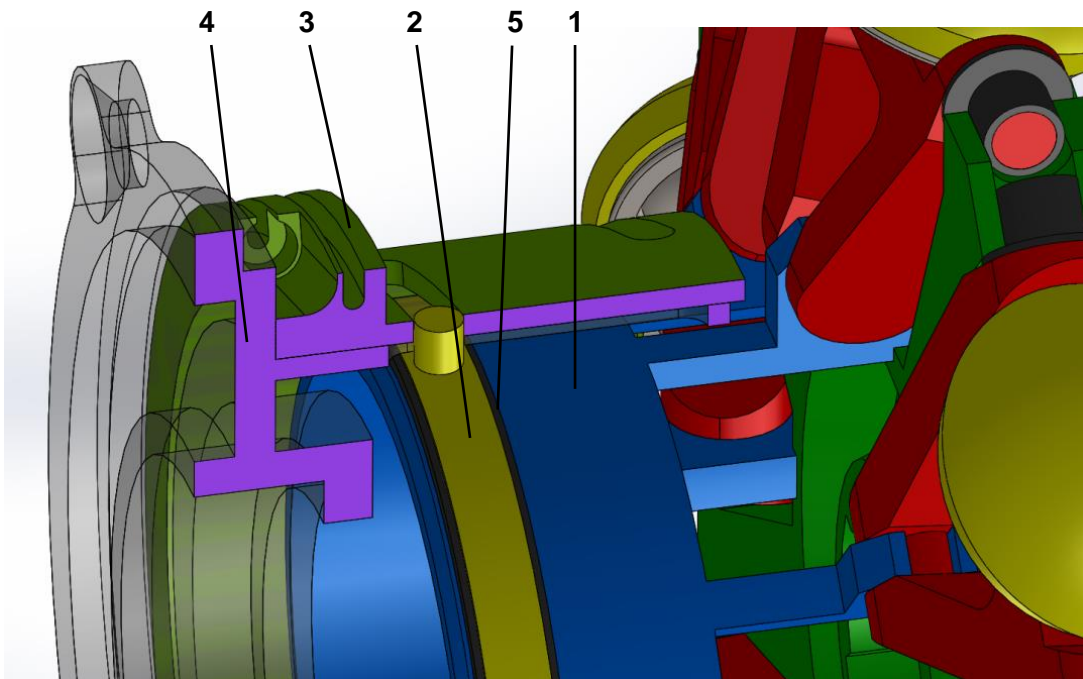
Obrázek 35 detailněji zobrazuje místo třecího kontaktu mezi třecím segmentem (1) a prstenci (2) a (3). Jeden třecí prsteneček je spojen se skříní převodovky pomocí několika šroubů s vnitřním šestihranem, druhý je podobně spojen s výstupním diskem. Oba třecí prstencec navrhují vyrobít z polymeru PA66-GF30, což je polyamid vyztužený skelnými vlákny. Pro tento materiál jsem se rozhodl z několika důvodů. Prvním je vysoká pevnost v tahu až 280 MPa. Dále relativně nízká hustota a nakonec poměrně vysoký součinitel smykového tření se slitinou hliníku, ze které by byly vyrobeny třecí segmenty.



Obr. 34: Detailní pohled na třecí kontakty prstenců a segmentu



Mechanismus řazení pracuje na základě jednoduchého principu (viz obrázek 36). Táhlo (1) je spojeno se všemi naklápěcími segmenty a otáčí se společně s unašečem. Táhlo je osazeno prstencem (2), na kterém jsou dva válcové výstupky. Ty zapadají do podélných drážek ve víku převodovky (4) a současně do spirální drážky v otočném řadícím členu (3). Tento člen je ovládán pomocí dvojice standardních řadících lanek, která jsou upevněna proti sobě. Zatažením za příslušné lanko se otočný řadící člen natočí. Díky spirální drážce se posune prsteneček a táhlo.



Obr. 36: Mechanismus řazení

## 7.2 Výpočet sil působících v převodovce

Pro výpočet sil působících v převodovce je nutné znát vstupní parametry, konkrétně točivý moment. Cyklista je schopen krátkodobě dosáhnout špičkové hodnoty točivého momentu 200 Nm (kapitola 4). Abych ale pokryl širší výkonnostní spektrum jezdců, volím maximální špičkovou hodnotu vstupního točivého momentu 300 Nm, podobně, jako v kapitole 6.

Dalším parametrem, který nakonec ovlivní velikost působících sil je součinitel tření mezi třecím segmentem a prstenci. Jak jsem již uváděl v kapitole 7.1, materiály třecí dvojice jsou slitina hliníku EN AW 7075-T6 a polyamid PA66-GF30. Hodnota součinitele smykového tření mezi polyamidem a hliníkovou slitinou se pohybuje v rozmezí 0,45 - 0,65. Pro následující výpočty budu uvažovat nižší hodnotu součinitele 0,45, což je ve prospěch bezpečnosti přenosu sil třecí vazbou. [39]

Tabulka 4: Rozměry převodovky a hodnoty použité v následujícím výpočtu

a [mm]	14
r [mm]	11,5
R [mm]	57
$\beta$ [°]	37,51
$M_k$ [Nm]	300
f [-]	0,45

### Výpočet maximálních působících sil

Tečná síla vyvolaná třecím momentem v kontaktním bodě:

$$T = \frac{M_k}{2R} = \frac{300}{2 \cdot 0,057} = 2632 \text{ N} \quad (18)$$

Potřebná normálová síla pro přenesení točivého momentu:

$$N = \frac{T}{f} = \frac{M_k}{f \cdot 2R} = \frac{300}{0,45 \cdot 2 \cdot 0,057} = 5848 \text{ N} \quad (19)$$

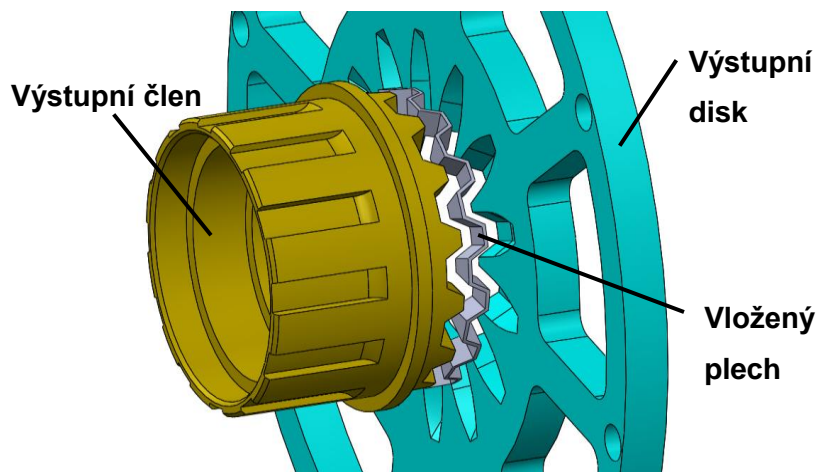
Potřebná přitlačná síla k přenesení vstupního točivého momentu:

$$P = N \cdot \sin \beta = \frac{M_k \cdot \sin \beta}{f \cdot 2R} = \frac{300 \cdot \sin 37,51^\circ}{0,45 \cdot 2 \cdot 0,057} = 3560 \text{ N} \quad (20)$$

Všechny síly jsou počítány souhrnně pro všechny kontaktní body. Působící síly se rovnoměrně rozloží mezi jednotlivé segmenty, kterých je v převodovce 8.

### 7.3 Návrh přitlačného mechanismu

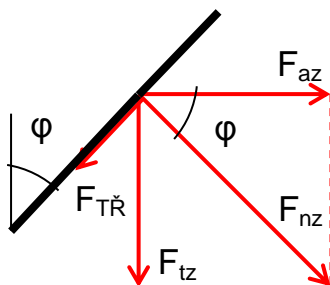
Pro přenos výkonu pomocí třecí vazby je nutné zajistit dostatečnou přitlačnou sílu tak, aby nedošlo k prosmýknutí. Pokud by byla tato síla vyvozena pomocí pružiny, její hodnota by byla konstantní bez ohledu na přenášený výkon respektive točivý moment. Přitlačná síla by pak musela být dostatečně velká pro přenesení maximálního točivého momentu, ale stejná síla by působila i v případě nízkého zatížení např. při klidné jízdě po rovině. Vysoká přitlačná síla by se projevila snížením účinnosti a rychlejším opotřebením třecích ploch.



Obr. 37: Model přítláčného zubového mechanismu

Proto jsem navrhl jednoduchý přítláčný mechanismus. Výstupní disk není s výstupním členem (hřídelem) převodovky pevně spojen, ale točivý moment je přenášen přes tvarovou zubovou vazbu (viz obrázek 37). Sklon boků zubů způsobí vznik axiální reakce. Správným sklonem zubů lze dosáhnout přesné velikosti přítláčné síly, která je vyžadována pro přenesení aktuálního momentu. Protože je výstupní člen převodovky i výstupní disk vyroben ze slitiny hliníku, navrhuji mezi ně umístit ocelový plech, aby nedošlo k zadrhnutí. Zároveň se tím výrazně sníží tření v mechanismu.

Rozklad sil na zubech:



Tečná síla na zubech přítláčného mechanismu vyvolaná výstupním točivým momentem:

$$F_{tz} = \frac{M_{k2}}{r_z} = \frac{M_k \cdot i}{r_z} \quad (21)$$

Velikost přítláčné síly zubového mechanismu je dána následujícím vztahem:

$$P_z = F_{az} - F_{TŘ} \cdot \sin \varphi = \frac{F_{tz}}{\tan \varphi} - F_{tz} \cdot f_z \cdot \sin^2 \varphi \quad (22)$$

Velikost takto získané přítláčné síly musí být větší nebo rovna potřebné přítláčné síle podle vztahu (20). Pro výpočet budu uvažovat  $i = 0,5$  a součinitel tření mezi hliníkovou slitinou a

ocelovým plechem uvažují  $f_z = 0,2$ . Dosazením získáme podmínku pro zajištění přenosu točivého momentu třecí vazbou:

$$P_z \geq P$$

$$\frac{M_k \cdot i}{r_z \cdot \tan \varphi} - \frac{M_k \cdot i}{r_z} \cdot f_z \cdot \sin^2 \varphi \geq \frac{M_k \cdot \sin \beta}{f \cdot 2R} \quad (23)$$

$$\frac{1}{r_z} \cdot \left( \frac{1}{\tan \varphi} - f_z \cdot \sin^2 \varphi \right) \geq \frac{\sin \beta}{f \cdot R}$$

Podmínka je splněna pro  $\varphi \leq 58^\circ$ . Volím úhel  $55^\circ$ . Poskytovaná přitlačná síla je zaručeně vyšší, než minimální potřebná pro přenos točivého momentu. Bezpečnost přenosu  $k_p = 1,2$ .

## 7.4 Návrh přitlačné talířové pružiny

V předchozí kapitole jsem se zabýval návrhem přitlačného mechanismu. Pro jeho správnou funkci je nutná počáteční přitlačná síla, která zajistí, že se při rozjezdu začne přenášet točivý moment. Přitlačný mechanismus může vytvořit dostatečnou sílu až v reakci na přenášený moment.

Pro vytvoření počáteční přitlačné síly navrhuji použití talířové pružiny. Pro výpočet síly pružiny použiji následující vztahy. [40]

Síla pružiny:

$$F = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3 \cdot s}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \left( \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right) \quad (24)$$

kde:

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left( \frac{\delta - 1}{\delta} \right)^2}{\frac{\delta + 1}{\delta - 1} - \frac{2}{\ln \delta}} \quad (25)$$

kde:

$$\delta = \frac{D_e}{D_i} \quad (26)$$

Tabulka 5: Hodnoty pro výpočet talířové pružiny

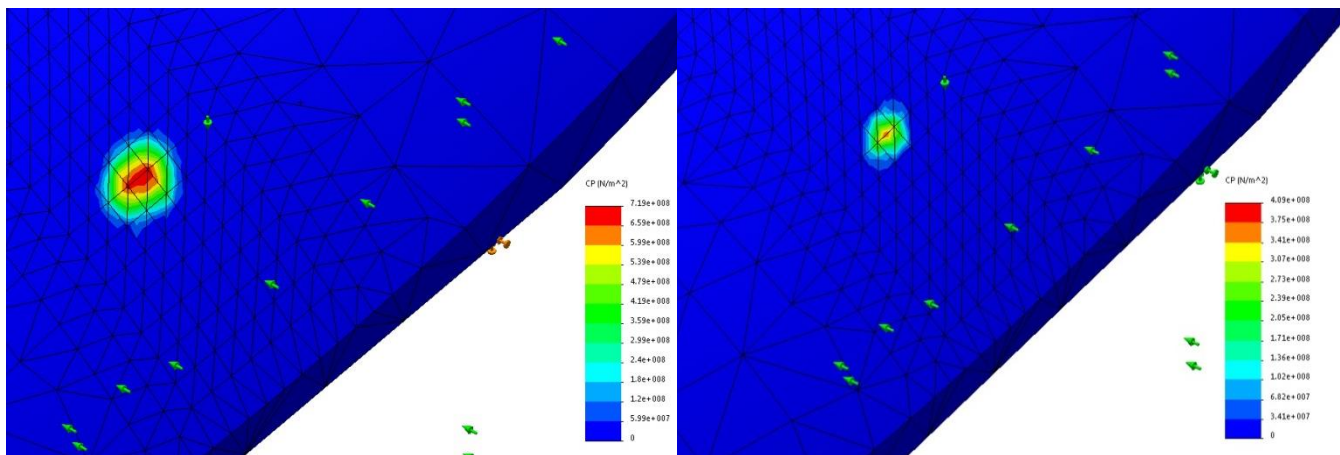
Rozměry pružiny		
Vnější průměr	$D_e$ [mm]	60
Vnitřní průměr	$D_i$ [mm]	40
Tloušťka	$t$ [mm]	0,5
Výška talíře	$h$ [mm]	1,8
Vnitřní výška talíře	$h_0$ [mm]	1,3
Materiál		
Modul pružnosti	$E$ [MPa]	210000
Poissonovo číslo	$\mu$	0,3
Další hodnoty		
Deformace pružiny	$s$ [mm]	0,633
Počet talířů	$i$	3
Vypočtené hodnoty		
Podíl průměrů pružiny	$\delta$	1,5
Tvarový součinitel	$K_1$	0,5248
Síla jedné pružiny	$F$	140,11
Výška deformované pružiny	$h_d$	1,167
Výška deformované série pružin	$h_{sd}$	3,50
Síla série pružin	$F_s$	140,11

Síla série tří pružin by tedy byla 140 N při celkovém stlačení 1,9 mm. Tato síla není závislá na přenášeném točivém momentu. Celková přitlačná síla se tedy skládá ze síly talířové pružiny a síly přitlačného zubového mechanismu ze vztahu (22).

## 7.5 Simulace třecího kontaktu

Nejvíce namáhaným a kritickým místem celého variátoru je oblast kontaktu třecích segmentů a prstenců. Konkrétně se jedná o kontakt kulové plochy třecího segmentu a anuloidu třecího prstence. Působením síly na teoreticky nulové ploše vzniká tzv. Hertzův tlak. Ve skutečnosti dojde k určité deformaci a rozložení síly na malou plošku. Ploška bude mít přibližně tvar elipsy.

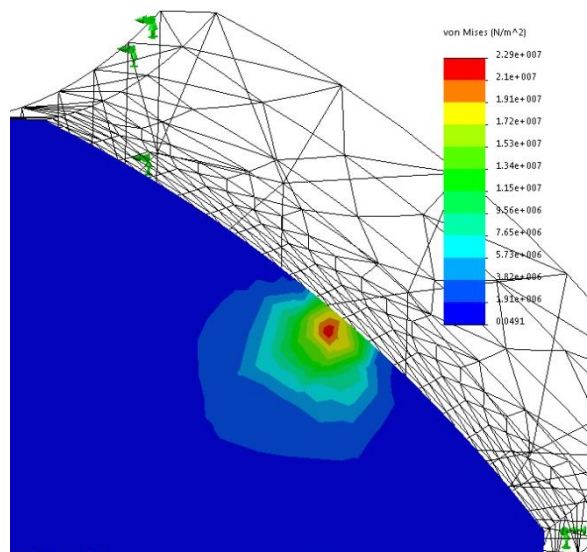
Pro zjištění skutečného tlaku v kontaktním bodě jsem provedl analýzu metodou konečných prvků v programu SolidWorks Simulation. Dále jsem zjišťoval velikost kontaktní plošky při zatížení variátoru točivým momentem pro dva scénáře. Za prvé pro maximální zatížení točivým momentem 300 Nm, což je maximální špičková hodnota točivého momentu, jaké je jezdec schopen dosáhnout. A za druhé pro zatížení 50 Nm. Tento scénář jsem zvolil pro účel odhadu ztrát.



Obr. 38: Průběh kontaktního tlaku v místě třecí vazby, vlevo pro 300 Nm, vpravo pro 50Nm.

Na obrázku 38 je zobrazen průběh kontaktního tlaku a lze i snadno získat povědomí o velikosti a tvaru kontaktní plošky. V obou scénářích má kontaktní ploška tvar elipsy, jak jsem předpokládal. Její rozměry jsou přibližně 2x1,5 mm při plném zatížení 300 Nm a 1,5x1 mm při zatížení 50 Nm. Maximální hodnota kontaktního tlaku je při plném zatížení přibližně 700 MPa.

Při tomto poměrně vysokém kontaktním tlaku lze předpokládat, že i napětí v součástech bude vysoké. Na obrázku 39 je zobrazen průběh redukovaného napětí v průřezu třecího prstence. Maximální hodnota napětí je 229 MPa přibližně 0,5 mm pod povrchem a je koncentrována jen ve velmi malém objemu. Mez kluzu materiálu třecího prstence je 190 MPa a mez pevnosti 280 MPa, viz příloha 0. Napětí tedy způsobí trvalou deformaci materiálu, ale nemělo by dojít k úplnému poškození. Díky trvalé deformaci se pravděpodobně zvětší kontaktní plocha. Tím poklesne účinnost, ale současně se sníží kontaktní tlak. Funkčnost variátoru by měla být zachována.

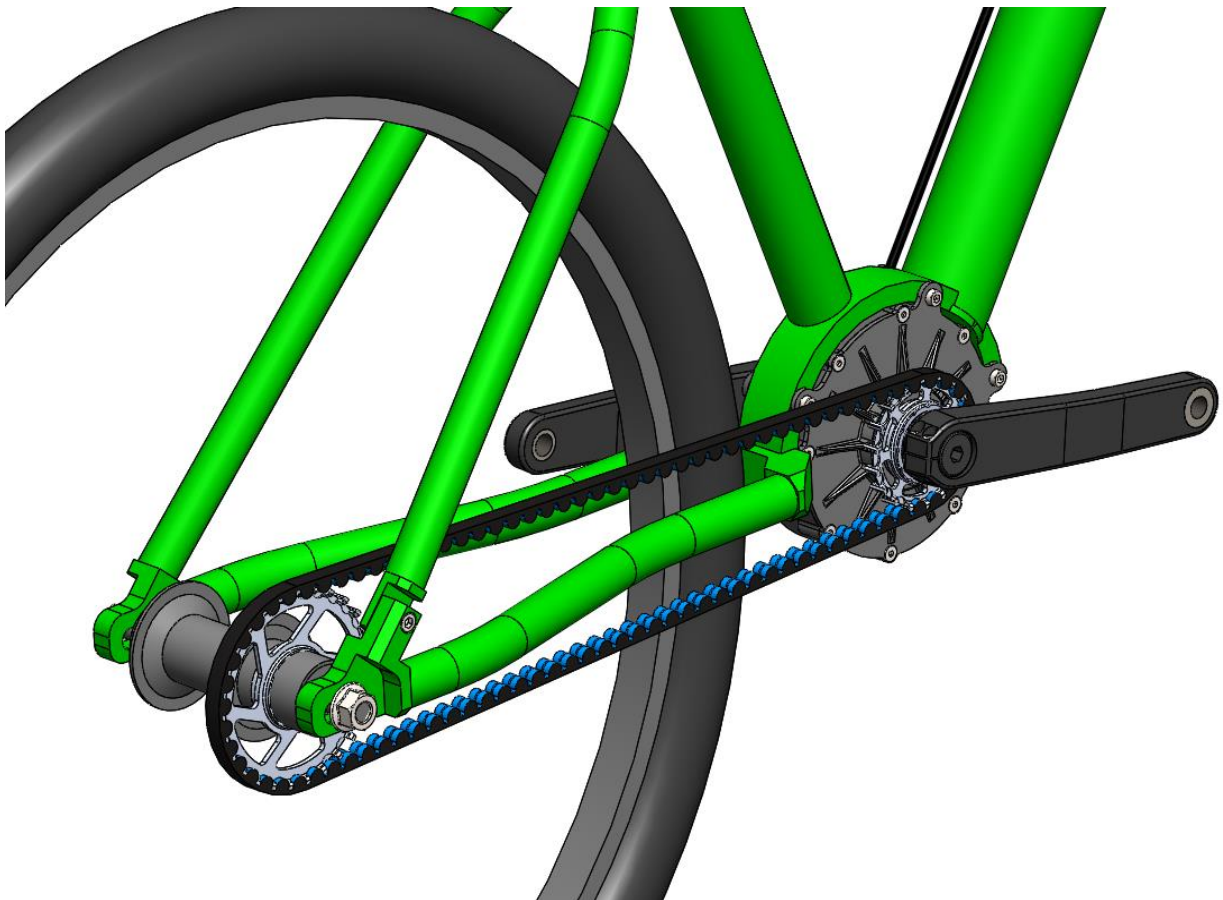


Obr. 39: Redukované napětí v třecím prstenci

## 7.6 Návrh realizace

Jak jsem již uváděl, převodovka je koncipována pro zástavbu v rámu jízdního kola. Vzhledem k poměrně velkému rozsahu se hodí pro téměř jakoukoliv kategorii od městských kol až po kola sjezdová.

Na obrázku 40 a 41 je zobrazen příklad realizace. Převodovka je pomocí šroubového spoje připevněna k pevnému rámu horského kola. Původní představa byla, že bude skříň převodovky přímo přivařena k rámu. Nicméně od této koncepce jsem ustoupil z prostého důvodu. Pokud by byla převodovka součástí rámu, bylo by nutné sjednotit výrobu skříně i rámu. V případě demontovatelné převodovky může být výroba rámu oddělena a realizována jiným výrobcem. Takováto koncepce je navíc vhodná zejména při prvotních fázích testování prototypu, kdy je možné převodovku snadno demontovat a provádět úpravy či ji podrobit testovacímu provozu na testovacím zařízení.



*Obr. 40: Příklad realizace jízdního kola s převodovkou v kombinaci s pohonem ozubeným řemenem*

Pohon zadního kola může být realizován pomocí řetězového převodu nebo ozubeným řemenem. Na obrázku je použit pohon ozubeným řemenem. Ozubený řemen i řemenice by byly kupované. Nejznámějším výrobcem tohoto pohonu pro jízdní kola je firma Gates Carbon Drive, která dodává jak řemeny, tak i řemenice



Obr. 41: Příklad realizace jízdního kola s převodovkou v kombinaci s pohonem ozubeným řemenem

## 7.7 Mazání a těsnění

Třecí součásti variátoru jsou navrženy s tím, že budou pracovat bez mazání, aby bylo možné využít vysoký koeficient tření mezi materiály. Nicméně všechny ostatní pohyblivé součásti vyžadují mazání. Navrhují použít plastické mazivo, které bude nanášeno pouze na potřebná místa, tj. mechanismus řazení nebo přítlačný zubový mechanismus. Všechna použitá kuličková ložiska jsou zapouzdřena a nevyžadují další mazání.

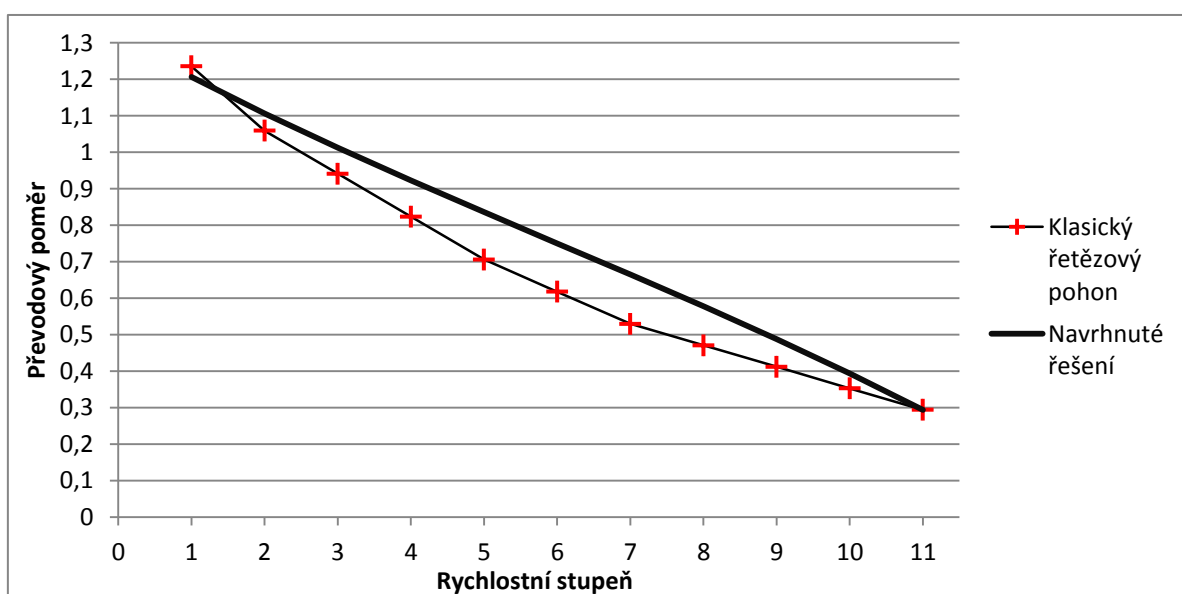
Těsnění převodovky částečně zajišťuje plastické mazivo, které bude aplikováno v místech napojení klik na hlavní hřídel. K utěsnění vík převodovky navrhují použít těsnicí papír, který splňuje požadavek na nízkou cenu a zároveň poskytuje odolnost vůči působení vody, oleje, benzínu nebo čistících prostředků.



## 8 Hodnocení navrhnutého řešení

### 8.1 Porovnání převodového poměru

Pro nejlepší představu o průběhu převodového poměru jsem provedl srovnání s pohonem klasické koncepce. Konkrétně se jedná o pohon 1x11, tedy jeden převod vpředu a 11 rychlostí na kazetě, což je v současnosti standartní kombinace pro horská kola vyšší cenové kategorie. Nejčastěji se používají hnací řetězová kola s počtem zubů 30, 32, 34, 36 nebo 38 zubů. Pro porovnání volím hnací kolo s 34 zuby. Kazeta disponuje 11 řetězovými koly s počty zubů od 10 do 42.



Obr. 42: Převodový poměr variátoru a klasického pohonu s přehazovačkou

Převodový poměr navrhnuté převodovky lze plynule měnit od 0,196 do 0,804. Hodnota převodového poměru stálého převodu, který je realizován ozubeným řemenem je 1,5. Celkový převodový poměr pohonu jízdního kola s navrhnutou převodovkou se tedy pohybuje od 0,294 do 1,206. V grafu na obrázku 42 je zobrazen průběh převodového poměru převodovky v porovnání s jednotlivými převody klasické koncepce přehazovačky. Krajní převody jsou téměř stejné a stejně tak i celkový rozsah. Rozdílný je ale průběh odstupňování. Zatímco převody klasické přehazovačky jsou odstupňovány spíše geometricky, průběh převodového poměru variátoru je spíše lineární. To ale vůbec nevadí, protože je možné zvolit libovolný převodový poměr z celého rozsahu.

Z tohoto hlediska je navrhnuté řešení zcela konkurenceschopné.

## 8.2 Hmotnost

Po specifikaci materiálu všech součástí jsem stanovil celkovou hmotnost převodovky. Ta činí 1380 g včetně hnací řemenice. Do hmotnosti nejsou započítány kliky ani ozubený řemen. Pokud bychom ale započítali i řemen a hnanou řemenici, byla by hmotnost celku přibližně 1520 g.

Součástí převodovky je ale i hlavní hřídel, který je u běžné koncepce také a bývá spojen s klikou lisovaným spojem. Jeho hmotnost je přibližně 200 g. Hmotnost klasické koncepce s jedním převodem vpředu a 10 až 11 rychlostní přehazovačkou činí přibližně 1230 g (přehazovačka 300 g, kazeta 400 g, řetěz 250 g, hnací řetězové kolo 80 g, hřídel 200 g) v závislosti na konkrétním modelu jednotlivých komponent.

Hmotnost navržené koncepce převodovky s ozubeným řemenem je přibližně jen o 290 g vyšší. Tento fakt vnímám jako pozitivní, protože při celkové hmotnosti kola 10 kg a více je nárůst hmotnosti o 290 g zanedbatelný a vyšší hmotnost převodovky nelze vnímat jako zásadní nevýhodu.

## 8.3 Přibližné stanovení účinnosti

Stanovení skutečné účinnosti třecího variátoru je poměrně komplikované. V ideálním případě probíhá kontakt v jediném bodě, ale ve skutečnosti dochází k deformaci třecích ploch, jak již bylo zmíněno v kapitole 7.5. Ke ztrátám v třecím kontaktu dochází v zásadě třemi mechanismy. Za prvé dochází k odvalování třecích těles a projeví se valivý odpor. Za druhé dochází k tření, protože rychlost třecích těles na okrajích kontaktní plošky není stejná. Oběma těmito mechanismy vzniká točivý moment, který působí proti smyslu otáčení třecích segmentů. Posledním příčinou vzniku ztrát je skluz, který je zapříčiněn deformací povrchu třecích těles.

Pro stanovení přibližné účinnosti budu uvažovat nulové naklopení třecího segmentu, to znamená, že převodový poměr převodovky činí 0,5. Dále uvažuji konstantní točivý moment 50 Nm. To odpovídá velmi intenzivní jízdě nebo sprintu.

### 8.3.1 Ztráty třením

Ztrátový moment na jednom segmentu způsobený třením závisí na velikosti normálové síly a velikosti kontaktní plošky, která má rozměry přibližně 1,5x1 mm. Působíště třecí síly vyvolávající tento moment je přibližně 0,375 mm od středu. Normálová síla působící v kontaktním bodě je 120 N. Součinitel tření je 0,45.

Ztrátový moment způsobený třením v kontaktním bodě:

$$M_{ZT} = r_T \cdot \frac{N}{8} \cdot f = 0,000375 \cdot 120 \cdot 0,45 = 0,021 \text{ Nm} \quad (27)$$

Točivý moment přenášený třecím segmentem:

$$M_S = \frac{M_K \cdot a}{16R} = \frac{50 \cdot 0,014}{16 \cdot 0,057} = 0,768 \text{ Nm} \quad (28)$$

Ztráty způsobené třením v kontaktním bodě:

$$\xi_T = \frac{M_{ZT}}{M_S} = \frac{0,021}{0,768} = 0,027 = 2,7 \% \quad (29)$$

### 8.3.2 Ztráty valivým odporem

Rameno valivého odporu také vychází z velikosti kontaktní plošky a jeho velikost je přibližně 0,5 mm.

Ztrátový moment způsobený valivým odporem v kontaktním bodě:

$$M_{ZV} = r_V \cdot \frac{N}{8} = 0,0005 \cdot 120 = 0,06 \text{ Nm} \quad (30)$$

Ztráty způsobené valivým odporem v kontaktním bodě:

$$\xi_V = \frac{M_{ZV}}{M_S} = \frac{0,06}{0,768} = 0,078 = 7,8 \% \quad (31)$$

### 8.3.3 Celková účinnost

Vliv skluzu bohužel nelze stanovit z provedené simulace kontaktu třecích těles. Nicméně si myslím, že jeho vliv na celkovou účinnost nebude velký a proto ho zanedbám.

Pro výpočet celkové účinnosti je nutné si uvědomit, že variátor v principu pracuje jako planetová převodovka, kdy je výkon přiváděn na unašeč a výstup je na korunovém kole. V takovém případě se účinnost počítá z potenciálního výkonu přenášeného satelity.

Třecí segment je v kontaktu s výstupním třecím prstencem a současně s prstencem, který je součástí skříně. Celkový součinitel ztrát za předpokladu zastaveného unašeče tedy bude:

$$\xi^i = 2 \cdot (\xi_T + \xi_V) = 2 \cdot (0,027 + 0,078) = 0,21 = 21 \% \quad (32)$$

Poměrný potenciální výkon:

$$\mu_o^i = 1 - \frac{\omega_i}{\omega_o} = 1 - i = 1 - 0,5 = 0,5 \quad (33)$$

Součinitel ztrát:

$$\xi = \xi^i \cdot \mu_o^i = 0,21 \cdot 0,5 = 0,105 = 10,5 \% \quad (34)$$

Výsledná účinnost převodovky tedy je:

$$\eta = 1 - \xi = 1 - 0,105 = 0,895 = 89,5 \% \quad (35)$$

Je nutné podotknout, že výsledná účinnost závisí na mnoha veličinách, zejména pak na přenášeném točivém momentu a na převodovém poměru. Mohou nastat situace, kdy se bude výsledná účinnost lišit. Například při převodovém poměru 0,8 už by výsledná účinnost byla přibližně 95,8 %. Také při nižším vstupním točivém momentu bude účinnost vyšší, protože kontaktní ploška bude výrazně menší.

## 9 Závěr

V úvodní části práce jsem čtenáře seznámil s historickým vývojem jízdního kola nejprve obecně a poté s důrazem na vývoj pohonu a mechanismů změny převodu. Popsal jsem různé historické přístupy k řešení problematiky pohonu včetně těch již zapomenutých až do fáze, kdy vznikla klasická koncepce používaná dnes. V další části je popsán současný stav techniky včetně současných vývojových trendů. Čtenáři jsou postupně představeny jednotlivé typy pohonu od těch klasických až po poměrně netradiční řešení, která se v praxi objevují jen výjimečně, nejčastěji ve fázi prototypů. Existuje ale i mnoho dalších koncepcí pohonu, o kterých se v práci nezmiňuji, protože se jedná spíše o kusové záležitosti vytvořené různými nadšenci a jejich popis by byl nad rámec této práce.

Hlavním cílem práce bylo vytvořit návrh převodovky pro jízdní kolo specifické kategorie s ohledem na jednoduchou konstrukci, minimální údržbu, nízké výrobní náklady a vysokou účinnost. Při stanovení požadavků na konstrukci jsem ale zjistil, že jsou si různá odvětví cyklistiky v tomto velmi podobná. Výsledná konstrukce je tedy spíše univerzální a lze ji použít jak pro kola městská nebo rekreační, tak i pro kola horská. Hlavní přednosti navrhnutého řešení tedy spatřuji v univerzálnosti použití, kompaktních rozměrech, nízké hmotnosti, dostatečném rozsahu a teoreticky nekonečném počtu převodů. Nevýhody naopak spatřuji v trochu složitější konstrukci a horší účinnosti při vysokém zatížení.

Navrhnutá převodovka je ve fázi hotového prvotního návrhu. Nyní by bylo možné vyrobit prototyp, na kterém by se ověřila funkce vytvořené koncepce třecího variátoru. Pro potřebu testování jiných třecích dvojic jsou oba třecí prstence konstruovány tak, aby je bylo možné vyměnit a nahradit jinými. To je realizováno pomocí spojení několika šrouby. Při provozu a zkouškách prototypu by bylo nutné prověřit životnost třecích materiálů, zejména polymeru PA66-GF30, který má ve srovnání se slitinou hliníku EN-AW 7075 horší mechanické vlastnosti. Dále je nutné prověřit mazací schopnosti použitého plastického maziva. V případě, že by byl problém s mazáním pohyblivých součástí, připadá v úvahu mazání převodovým olejem, jako například v automobilových převodovkách. Tím by se ale výrazně snížil součinitel tření ve třecích kontaktech variátoru a vznikla by potřeba výrazně větších kontaktních sil. Zároveň by bylo nutné převodovku dokonale utěsnit, aby nedocházelo k průsaku oleje ven.

V poslední části práce jsem zhodnotil výsledný návrh. Provedl jsem porovnání s konvenčním typem pohonu jízdního kola z hlediska průběhu převodového poměru. Nakonec jsem provedl přibližný výpočet pro zjištění účinnosti variátoru. Výslednou hodnotu 89,5 % považuji za uspokojivou, s ohledem na to, že je počítána pro poměrně vysoké zatížení.

## 10 Seznam použité literatury

### Tištěné zdroje

- [1] BALLANTINE, Richard a Richard GRANT. *Velká kniha o bicyklech*. 1. vyd. Bratislava: Gemini, 1993. ISBN 80-7161-011-9.
- [2] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [3] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-X.
- [4] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. 1. díl. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-573-0.
- [5] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. 2. díl. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7.

### Internetové zdroje

- [6] Humanpower. *Exploratorium*. [online]. © 2016 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <https://www.exploratorium.edu/cycling/humanpower1.html>
- [7] Bicycle: first self-propelled bicycle by Macmillan. *Britannica*. [online]. © 2016 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://kids.britannica.com/comptons/art-125139/The-first-self-propelled-bicycle-was-made-by-Kirkpatrick-Macmillan>
- [8] Museum. *The Online Bicycle Museum*. [online]. © 2011 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.oldbike.eu/museum/>
- [9] Lowers-picturecabinet.com. [online] [2016] [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://lowres-picturecabinet.com.s3-eu-west-1.amazonaws.com/43/main/14/92942.jpg>
- [10] John Boyd Dunlop. *Wikipedie*. [online]. © 3.5.2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/John\\_Boyd\\_Dunlop](https://cs.wikipedia.org/wiki/John_Boyd_Dunlop)
- [11] The Derailleur. *Contents*. [online]. [2012] [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://theinquisition.eu/wordpress/2011/history/the-derailleur/>
- [12] Hub gear. *Wikipedia*. [online]. © 2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Hub\\_gear](https://en.wikipedia.org/wiki/Hub_gear)
- [13] Retro-Direct – dva převody bez přehazovačky, aneb pocta důmyslu našich pradědů. *Nakole.cz*. [online]. 11.04.2011 [cit. 2016-03-03]. Dostupné z: <http://www.nakole.cz/blog/zobraz/95-retro-direct-dva-prevody-bez-prehazovacky-aneb-pocta->
- [14] Kola Gears gone by. *Bike Culture article on Cyclorama*. [online]. [2016] [cit. 2016-03-03]. Dostupné z: <http://www.cyclorama.net/viewArticle.php?id=156>

- [15] 1930s and 1940s Derailleur Systems. *BikeRaceInfo*. [online]. [2016] [cit. 2016-03-03]. Dostupné z: <http://bikeraceinfo.com/photo-galleries/derailleurs-1.html>
- [16] 1950s and Early 60s Derailleur Systems. *BikeRaceInfo*. [online]. [2016] [cit. 2016-03-03]. Dostupné z: <http://www.bikeraceinfo.com/photo-galleries/derailleurs-50s.html>
- [17] Derailleur\_gears. *Wikipedia*. [online]. 24.3.2016 [cit. 2016-03-03]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Derailleur\\_gears](https://en.wikipedia.org/wiki/Derailleur_gears)
- [18] Muzeum. *Národní technické muzeum* [online]. © 2000-2016 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: <http://www.ntm.cz/muzeum/>
- [19] A Beautifully Illustrated History of Bicycle Design. *Bicycle Design*. [online]. © 2016 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: [http://www.slate.com/blogs/the\\_eye/2014/07/22/bicycle\\_design\\_an\\_illustrated\\_history\\_by\\_tony\\_hadland\\_and\\_hans\\_erhard\\_lesing.html](http://www.slate.com/blogs/the_eye/2014/07/22/bicycle_design_an_illustrated_history_by_tony_hadland_and_hans_erhard_lesing.html)
- [20] Wp-content. *Twenty Nine Inches*. [online]. © 2016 [cit. 2016-03-12]. Dostupné z: <http://twentynineinches.com/wp-content/uploads/2013/01/>
- [21] SRAM Apex® Front Derailleur. *SRAM*. [online]. © 2016 [cit. 2016-03-12]. Dostupné z: <https://www.sram.com/sram/road/products/sram-apex-front-derailleur>
- [22] ALL-NEW: ONEUP COMPONENTS – NARROW WIDE CHAINRINGS. *Mountain Bike Action Magazine*. [online]. 27.11.2014 [cit. 2016-03-12]. Dostupné z: <http://mbaction.com/home-page/oneup-components-narrow-wide-chainrings>
- [23] Shimano XTR Di2 Race 2×11 Groupset. *Ubyk*. [online]. © 2016 [cit. 2016-03-13]. Dostupné z: <http://www.ubyk.co.uk/shimano-xtr-di2-race-2x11-groupset/23560>
- [24] Gates Carbon Drive Belt System. *Gates Corporation*. [online]. © 2010-2016 [cit. 2016-03-13]. Dostupné z: <http://www.gatescarbondrive.com/>
- [25] Chain or belt drive: which is faster?. *BikeRadar*. [online]. © 2015 [cit. 2016-03-13]. Dostupné z: <http://www.bikeradar.com/road/news/article/chain-or-belt-drive-which-is-faster-36074/>
- [26] Mountainbiken – Flow fühlen – Spirit erleben. *Mountainbike*. [online]. © 2016 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.bikesport-magazin.de/>
- [27] Company\_history. *www.rohloff.de*. [online]. © 2016 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: [http://www.rohloff.de/en/company/rohloff\\_ag/company\\_history/index.html](http://www.rohloff.de/en/company/rohloff_ag/company_history/index.html)
- [28] Katalog [náboje Rohloff SpeedHub 500/14]. *Rebel Bike – internetový obchod*. [online]. © 2001 – 2016 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.rebelbike.com/shop/katalog/164-rohloff.html?start=1>
- [29] NuVinci Hub Bicycles. *Chappelli Cycles Australia*. [online]. © 2016 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <https://chappelli.com/au/shop/bicycles/nuvinci-hub/>
- [30] The Shifting Revolution. *Nuvincycling.com*. [online]. © 2005-2016 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.fallbrooktech.com/cycling/n360>

- [31] Technology. *Pinion*. [online]. [2016] [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://pinion.eu/en/products/technology/>
- [32] Eurobike 2013. *Axon56*. [online]. 29.8.2013 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://axon56.com/eurobike-2013/>
- [33] Seen at Sea Otter 2013 – Zerode G2 Gearbox Bike. *Pinkbike*. [online]. 23.4.2013 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.pinkbike.com/news/Seen-at-Sea-Otter-2013-Zerode-G2-Gearbox-Bike.html>
- [34] Craziest Bike or Bike Parts!! – Page 1362. *Pinkbike Forum*. [online]. [2012] [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.pinkbike.com/forum/listcomments/?threadid=19399&pagenum=1362>
- [35] Převodovka Revoluzzer. *RB Bike*. [online]. © 2010 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.rb-bike.cz/cz/racebike/revoluzzer>
- [36] Katana. *Bicycle efficiency and power — or, why bikes have gears*. [online]. © 1999 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://users.frii.com/katana/biketext.html>
- [37] Efficiency\_measurement. *www.rohloff.de*. [online]. © 2016 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: [http://www.rohloff.de/en/technology/speedhub/efficiency\\_measurement/index.html](http://www.rohloff.de/en/technology/speedhub/efficiency_measurement/index.html)
- [38] Mazací a garážová technika. *HENNLICH*. [online]. © 2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz>
- [39] Coefficients Of Friction. *ROYMECH*. [online]. [2013] [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: [http://www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Tribology/co\\_of\\_frict.htm#method](http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm#method)
- [40] Výpočet pružin. *Pružiny*. [online]. [2016] [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/springs/help/cz/springs.htm>
- [41] Cooking and cycling. *Cycling is a good for you* [online]. 2010-02-13 [cit. 2016-04-19]. Dostupné z: <http://cyclingisgoodforyou.blogspot.cz/2010/02/>
- [42] Product information. *The Chemical Company*. [online]. [2016] [cit. 2016-05-19]. Dostupné v PDF z: <http://www.polnac.com.mx/hojas-tecnicas-pdf/basf/UltramidA3WG6.pdf>
- [43] Aluminum 7075-T6. *Material property data*. [online]. 3.7.2006 [cit. 2016-05-19]. Dostupné v PDF z: <http://tuulparg.eu/KB/alumiinium/AL7075T6.pdf>



# 11 Přílohy

## Souhrn vlastností materiálu PA66-GF30 [42]

**Ultramid<sup>®</sup> A3WG6**

**BASF**  
The Chemical Company

Typical values at 23°C <sup>1)</sup>	Test method	Unit	Condition	Values
<b>Properties</b>				
Abbreviated term	ISO 1043	-	-	PA66-GF30
Density	ISO 1183	g/cm <sup>3</sup>	-	1.36
Viscosity number (solution 0.005 g/ml sulfuric acid)	ISO 307	ml/g	-	145
Colour: natural (n), coloured (c), black (bk)	-	-	-	n,bk
Water absorption, equilibrium in water at 23°C	ISO 62	%	-	5.20 - 5.80
Moisture absorption, equilibrium 23°C/50% r.h.	ISO 62	%	-	1.50 - 1.90
<b>Processing</b>				
Melting temperature, DSC	ISO 3146	°C	-	260
Melt volume rate MVR 275/5	ISO 1133	cm <sup>3</sup> /10 min	-	40
Melt temperature, injection moulding/extrusion	-	°C	-	280 - 300
Mould temperature, injection moulding	-	°C	-	80 - 90
Moulding shrinkage, constrained <sup>6)</sup>	-	%	-	0.55
<b>Flammability</b>				
UL94 rating at 1.6 mm thickness	UL 94	class	-	HB
Automotive materials (thickness d ≥ 1mm)	FMVSS 302	-	-	+
<b>Mechanical properties</b>				
Tensile modulus	ISO 527-2	MPa	dry/cond.	10000/7200
Yield stress (v = 50 mm/min), Stress at break (v = 5 mm/min)*	ISO 527-2	MPa	dry/cond.	190*/130*
Yield strain (v = 50 mm/min)	ISO 527-2	%	dry/cond.	
Nominal strain at break, Strain at break*	ISO 527-2	%	dry/cond.	3.0*/5.0*
Tensile creep modulus, 1000 h, strain ≤ 0.5%, +23°C	ISO 899-1	MPa	cond.	5300
Flexural modulus	ISO 178	MPa	dry/cond.	8600/6500
Flexural strength	ISO 178	MPa	dry/cond.	280/210
Charpy unnotched impact strength <sup>3)</sup> +23°C	ISO 179/1eU	kJ/m <sup>2</sup>	dry/cond.	85/100
Charpy unnotched impact strength -30°C	ISO 179/1eU	kJ/m <sup>2</sup>	dry	70
Charpy notched impact strength <sup>3)</sup> +23°C	ISO 179/1eA	kJ/m <sup>2</sup>	dry/cond.	13.0/22.0
Charpy notched impact strength -30°C	ISO 179/1eA	kJ/m <sup>2</sup>	dry	10.0
Izod notched impact strength 1A <sup>3)</sup> +23°C	ISO 180/1A	kJ/m <sup>2</sup>	dry/cond.	11.5/15.5
Izod notched impact strength 1A -30°C	ISO 180/1A	kJ/m <sup>2</sup>	dry	
Ball indentation hardness H 358/30, H 961/30*	ISO 2039-1	MPa	dry/cond.	240*/190*
<b>Thermal properties</b>				
Deflection temperature 1.8 MPa (HDT A)	ISO 75-2	°C	-	250
Deflection temperature 0.45 MPa (HDT B)	ISO 75-2	°C	-	250
Max. service temperature (short cycle operation) <sup>2)</sup>	-	°C	-	240
Temperature index at 50% loss of tensile strength after 20000 h / 5000 h	IEC 216-1	°C	-	145 / 175
Thermal coefficient of linear expansion, longitudinal / transverse (23-80)°C	DIN 53752	10 <sup>-4</sup> /K	-	0.2 - 0.3 / 0.6 - 0.7
Thermal conductivity	DIN 52 612	W(m · K)	-	0.35
Specific heat capacity	-	J(kg · K)	-	1500.00
<b>Electrical properties</b>				
Dielectric constant at 1 MHz	IEC 60250	-	dry/cond.	3.5/5.6
Dissipation factor at 1 MHz	IEC 60250	10 <sup>-4</sup>	dry/cond.	140/3000
Volume resistivity	IEC 60093	Ω · m	dry/cond.	10 <sup>13</sup> /10 <sup>10</sup>
Surface resistivity	IEC 60093	Ω	dry/cond.	10 <sup>12</sup> /10 <sup>10</sup>
CTI, solution A	IEC 60112	-	cond.	450

**Footnotes:**

1) for uncoloured product, unless defined otherwise in the product name

2) Empirical values determined on articles repeatedly subjected to the temperature concerned for several hours at a time over a period of several years.

The proviso is that the articles were properly designed and processed according to our recommendations.

3) N = no break.

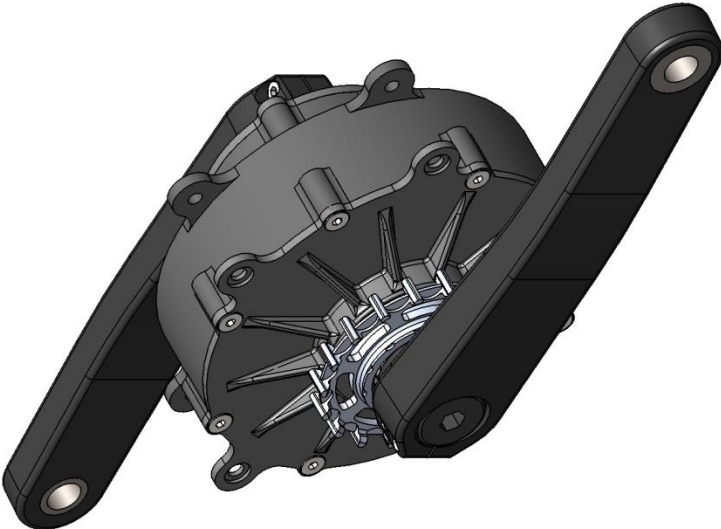
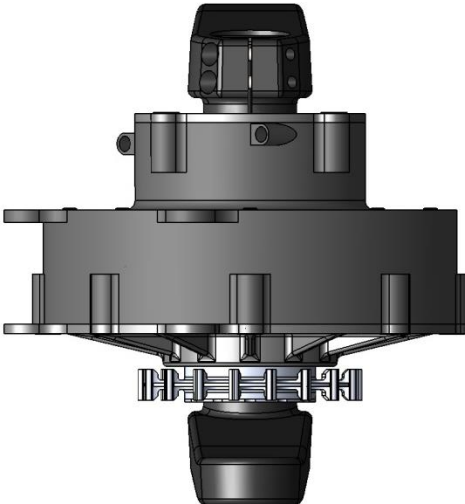
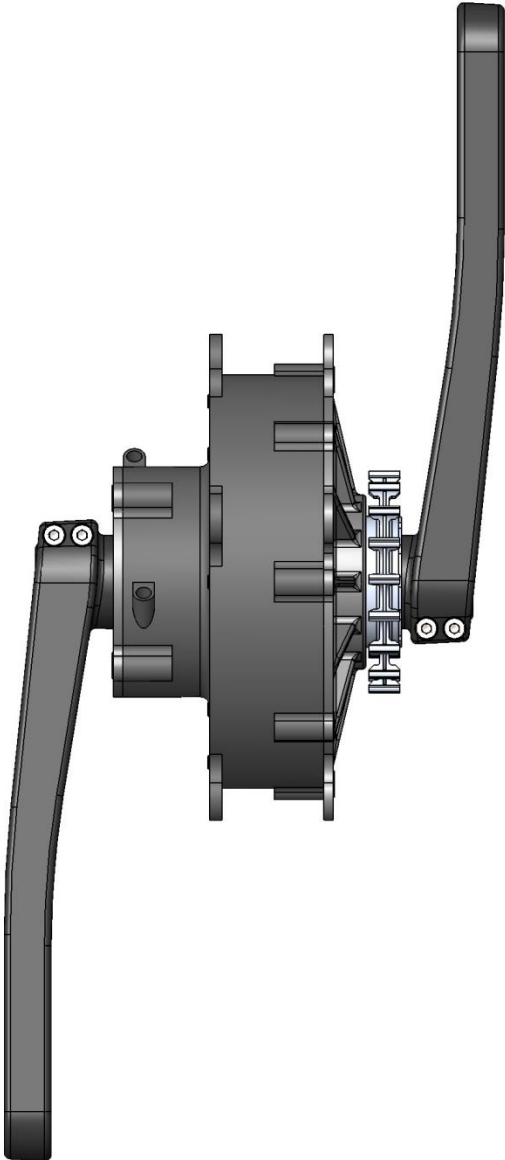
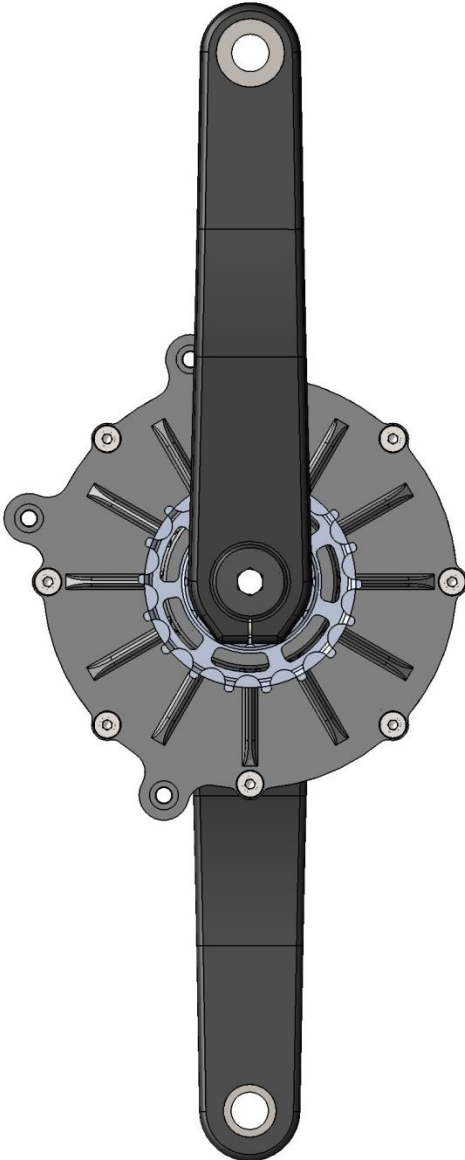
6) Test box with central gating, dimensions of base (107-47-1.5) mm,

processing conditions: T<sub>M PA6</sub> = 260 °C, T<sub>M PA66</sub> = 290 °C, mould surface temp. MST = 60 °C for unreinforced, MST = 80 °C for reinforced.

## Souhrn vlastností slitiny hliníku EN AW 7075-T6 [43]

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	<u>2.81 g/cc</u>	0.102 lb/in <sup>3</sup>	AA; Typical
<b>Mechanical Properties</b>			
Hardness, Brinell	150	150	AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	191	191	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell A	53.5	53.5	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell B	87	87	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	175	175	Converted from Brinell Hardness Value
Ultimate Tensile Strength	<u>572 MPa</u>	83000 psi	AA; Typical
Tensile Yield Strength	<u>503 MPa</u>	73000 psi	AA; Typical
Elongation at Break	<u>11 %</u>	11 %	AA; Typical; 1/16 in. (1.6 mm) Thickness
Elongation at Break	<u>11 %</u>	11 %	AA; Typical; 1/2 in. (12.7 mm) Diameter
Modulus of Elasticity	<u>71.7 GPa</u>	10400 ksi	AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus.
Poisson's Ratio	0.33	0.33	
Fatigue Strength	<u>159 MPa</u>	23000 psi	AA; 500,000,000 cycles completely reversed stress; RR Moore machine/specimen
Fracture Toughness	<u>20 MPa-m<sup>1/2</sup></u>	18.2 ksi-in <sup>1/2</sup>	K(IC) in S-L Direction
Fracture Toughness	<u>25 MPa-m<sup>1/2</sup></u>	22.8 ksi-in <sup>1/2</sup>	K(IC) in T-L Direction
Fracture Toughness	<u>29 MPa-m<sup>1/2</sup></u>	26.4 ksi-in <sup>1/2</sup>	K(IC) in L-T Direction
Machinability	<u>70 %</u>	70 %	0-100 Scale of Aluminum Alloys
Shear Modulus	<u>26.9 GPa</u>	3900 ksi	
Shear Strength	<u>331 MPa</u>	48000 psi	AA; Typical

Pohled na převodovku



## Pohled na rozstřel převodovky

