



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh polymerové převodovky pro dětský
traktor vyrobené pomocí technologie FDM**

**Design of a Polymer Gearbox for a Children's
Tractor Made Using FDM Technology**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2022

Vít GRACÍK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Gracík** Jméno: **Vít** Osobní číslo: **493579**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojího inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh polymerové převodovky pro dětský traktor vyrobené pomocí technologie FDM

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a Polymer Gearbox for a Children's Tractor Made Using FDM Technology

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je návrh převodovky pro 3D tisk (technologie FDM) z polymeru pro pohon dětského traktoru. Student navrhne pohon traktoru a zvolí vhodný DC elektomotor. Při návrhu se student zaměří na problematiku návrhu ozubení, životnosti ložisek a pevnosti důležitých konstrukčních uzlů. Dále student připraví samotný 3D tisk modelu a postup jeho sestavení. Grafická část bude obsahovat 3D model, sestavný výkres, výrobní výkres vybraného hřídele pro případ výroby z oceli a jednotlivé díly připravené pro 3D tisk.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Petr, K. STROJÍRENSKÉ KONSTRUOVÁNÍ - Tvorba výkresové dokumentace dle ISO norem. Praha: ČVUT v Praze (skripta), 08/2020. ISBN 978-80-01-06715-4.
- [5] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **05.04.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **29.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh polymerové převodovky pro dětský traktor vyrobené pomocí technologie FDM“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze:

.....

GRACÍK Vít

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za možnost psát práci na vybrané téma, poskytnutí odborných rad a věcných připomínek. Dále bych rád poděkoval mým blízkým za podporu, obzvláště pak Martině Doležalové.

Anotační list

Jméno autora:	Vít GRACÍK
Název BP:	Návrh polymerové převodovky pro dětský traktor vyrobené pomocí technologie FDM
Anglický název:	Design of a Polymer Gearbox for a Children's Tractor Made Using FDM Technology
Rok:	2022
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Bibliografické údaje:	
počet stran	93
počet obrázků	65
počet tabulek	12
počet příloh	9
Klíčová slova:	3D tisk, plastová ozubená kola, převodovka, dětský traktor, FDM
Keywords:	3D printing, plastic gears, gearbox, children's tractor, FDM

Anotace:

V teoretické části jsou rozebrána komerční řešení pohonu dětských vozítek, základní typy stejnosměrných motorů a trakčních baterií. Dále jsou v řešerši představeny nejznámější metody 3D tisku a základní principy při návrhu dílu vyráběného metodou FDM. Praktická část obsahuje samotný návrh převodovky, návrh ozubení a jeho materiálu, kontrolu spojů přenášejících kroutící moment mezi hřídeli a ozubenými koly, návrh průměru hřídelů a kontrolu životnosti použitých ložisek.

Abstract:

In the theoretical part, commercial solutions for driving baby carriages, basic types of direct current motors and traction batteries are discussed. Furthermore, the research presents the best-known 3D printing methods and basic principles of designing parts produced by the FDM method. The practical part includes the design of the gearbox itself, the design of the gearing and its material, the inspection of the connections transmitting the torque between the shafts and the gears, the design of the diameter of the shafts and the inspection of the service life of the used bearings.

Obsah

Prohlášení	iii
Poděkování	iv
Anotační list	v
Obsah	vi
Seznam zkratk a symbolů	- 1 -
1. Úvod	- 6 -
2. Komerční řešení dané problematiky	- 7 -
2.1. Pohon	- 7 -
2.2. Motory	- 8 -
2.2.1. Komutátorový motor (DC motor)	- 8 -
2.2.2. Bezkomutátorové motory (BLDC)	- 9 -
2.3. Baterie	- 10 -
2.3.1. Zaplavené trakční baterie (WET)	- 10 -
2.3.2. Gelové akumulátory (GEL)	- 10 -
2.3.3. Absorbent Glass Mat (AGM)	- 11 -
3. 3D tisk plastů	- 12 -
3.1. Stereolitografie (SLA, DLP)	- 12 -
3.2. Selektivní laserové spékání (SLS)	- 13 -
3.3. Fused Deposition Modeling (FDM)	- 14 -
3.3.1. Některé důležité principy při návrhu dílů	- 15 -
3.3.1.1. Podpory	- 15 -
3.3.1.2. Orientace modelu při tisku	- 15 -
3.3.1.3. Výplň	- 16 -
3.3.2. Materiál	- 17 -
3.3.2.1. PLA	- 17 -
3.3.2.2. ABS	- 17 -
3.3.2.3. PETG	- 17 -
3.3.2.4. Nylon	- 18 -
4. Parametry návrhu	- 19 -

5. Návrh pohonu traktoru	- 20 -
5.1. Návrh výkonu motoru	- 20 -
5.2. Základní parametry motoru	- 23 -
5.3. Závislost momentu na otáčkách	- 25 -
5.4. Řízení rychlosti motoru.....	- 27 -
6. Návrh převodovky.....	- 30 -
6.1. Návrh řemenového převodu.....	- 32 -
6.2. Návrh převodového poměru	- 35 -
6.3. Materiál ozubení.....	- 38 -
6.4. Návrh modulu ozubení	- 39 -
6.4.1. Soukolí 12.....	- 39 -
6.4.1.1. Návrh modulu vzhledem k ohybovému zatížení	- 39 -
6.4.1.2. Bezpečnost na ohyb	- 44 -
6.4.1.3. Bezpečnost na dotyk	- 45 -
6.4.2. Shrnutí pro všechna soukolí.....	- 49 -
6.5. Přeuspořádání převodovky	- 51 -
6.5.1. Návrh ozubení při dané osové vzdálenosti	- 52 -
6.6. Návrh průměru hřídelů.....	- 57 -
6.7. Kontrola spojení kola 6 a výstupního hřídele	- 58 -
6.8. Kontrola spojení kola 1 a vstupního hřídele	- 60 -
6.9. Kontrola spojení řetězového kola a výstupního hřídele	- 62 -
6.10. Kontrola životnosti ložisek.....	- 63 -
6.10.1. Vstupní hřídel.....	- 63 -
6.10.2. Výstupní hřídel.....	- 68 -
6.10.3. Volná ozubená kola	- 72 -
7. Konstrukce převodovky	- 74 -
7.1. Uchycení motoru	- 74 -
7.2. Tělo převodovky	- 75 -
7.3. Ozubené kolo 1	- 76 -
7.4. Ozubená kola 2-3 a 4-5.....	- 76 -
7.5. Ozubené kolo 6	- 77 -
8. 3D tisk převodovky.....	- 78 -

8.1.	Použitá 3D tiskárna a příslušenství.....	- 78 -
8.2.	Software	- 79 -
8.3.	Úprava modelů	- 80 -
9.	Sestavení převodovky	- 81 -
10.	Zhodnocení.....	- 82 -
10.1.	Výrobní metoda	- 82 -
10.2.	Navržená převodovka.....	- 82 -
11.	Závěr	- 83 -
	Citovaná literatura.....	- 84 -
	Seznam obrázků	- 89 -
	Seznam tabulek	- 92 -
	Seznam příloh	- 93 -



Seznam zkratek a symbolů

označení	jednotka	popis
Φ	[°]	úhel mezi spojnicí středů řemenic a rovinou os hřídelů
$\omega_{\text{kolo hnané}}$	[1/s]	úhlová rychlost hnaného kola
ω	[1/s]	úhlová rychlost motoru
ψ_m	[-]	poměrná šířka ozubení
τ_{Ps}	[N/mm ²]	mez pevnosti ve smyku měkké pájky
τ_D	[N/mm ²]	dovolené smykové napětí
τ	[N/mm ²]	smykové napětí
σ_{Hlim}	[N/mm ²]	mez únavy v dotyku
σ_{Hmax}	[N/mm ²]	maximální Hertzův tlak
σ_{Flim}	[N/mm ²]	mez únavy v ohybu
σ_{FD}	[N/mm ²]	dovolené ohybové napětí v patě zubu
σ_{Fmax}	[N/mm ²]	maximální ohybové napětí v patě zubu
μ	[-]	Poissonovo číslo
$\eta_{\text{řetěz}}$	[%]	účinnost řetězového převodu
$\eta_{\text{řemen}}$	[%]	účinnost řemenového převodu
η	[%]	celková účinnost celého převodového mechanismu
ε_α	[-]	součinitel záběru v čelní rovině
γ	[°]	úhel odklonu výsledné síly od spojnice středů řemenic/řetězových kol
β_w	[°]	pracovní úhel sklonu
β_o	[°]	úhel opásání malé řemenice
β	[°]	úhel sklonu zubů
α_w	[°]	pracovní úhel profilu ozubení
α_{tw}	[°]	valivý úhel záběru v čelní rovině
α_t	[°]	úhel profilu v čelní rovině
α_o	[°]	úhel opásání řetězu řetězového kola na výstupní hřídeli
α_n	[°]	úhel profilu v normálové rovině
a	[m]	roztečná osová vzdálenost
a_w	[m]	valivá osová vzdálenost
b	[m]	osová vzdálenost řetězových kol
b_w	[m]	šířka ozubení (zubu)
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
d	[m]	průměr roztečné kružnice
d_1	[m]	průměr roztečné kružnice kola 1
d_h	[m]	průměr hřídele



d_{h_min}	[m]	minimální průměr hřídele
d_k	[m]	průměr kolíku
d_{p2}	[m]	roztečný průměr velké řemenice
$d_{řk}$	[m]	roztečný průměr malého řetězového kola
$D_{řk}$	[m]	roztečný průměr velkého řetězového kola
d_w	[m]	průměr valivé kružnice
e	[m]	rameno valivého odporu
E	[N/mm ²]	modul pružnosti
F_{gp}	[N]	zatížení přední nápravy od síly G
F_{gz}	[N]	zatížení zadní nápravy od síly G
f_k	[-]	součinitel valivého odporu
f_{kp}	[-]	součinitel valivého odporu předního kola
f_{kz}	[-]	součinitel valivého odporu zadního kola
F_N	[N]	normálová síla kola
F_O	[N]	obvodová síla přenášená řetězem
F_p	[N]	celkové zatížení přední nápravy
F_R	[N]	radiální složka síly působící v ozubení
$F_{řkx}$	[N]	síla od řetězu na malé řetězové kolo ve směru x
$F_{řky}$	[N]	síla od řetězu na malé řetězové kolo ve směru y
$F_{řx}$	[N]	síla od řemenu na velkou řemenici ve směru x
$F_{řy}$	[N]	síla od řemenu na velkou řemenici ve směru y
F_t	[N]	obvodová síla působící na roztečné kružnici
F_T	[N]	tečná složka síly působící v ozubení
F_{tp}	[N]	zatížení přední nápravy váhou traktoru
F_{tz}	[N]	zatížení zadní nápravy váhou traktoru
F_z	[N]	celkové zatížení zadní nápravy
G	[N]	celkové síla působící na traktor
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
H	[m]	délkový rozměr
i	[-]	převodový poměr
i_{12}	[-]	převodový poměr prvního soukolí
i_{12}'	[-]	návrhový převodový poměr prvního soukolí
i_{34}	[-]	převodový poměr druhého soukolí
i_{34}'	[-]	návrhový převodový poměr druhého soukolí
i_{56}	[-]	převodový poměr třetího soukolí
i_{56}'	[-]	návrhový převodový poměr třetího soukolí



$i_{\text{celk'}}$	[-]	celkový návrhový převodový poměr
$i_{\text{přev}}$	[-]	převodový poměr převodovky
$i_{\text{přev'}}$	[-]	návrhový převodový poměr převodovky
$i_{\text{řemen}}$	[-]	převodový poměr řemenu
$i_{\text{řetěz}}$	[-]	převodový poměr řetězu
J	[m]	délkový rozměr
k	[-]	součinitel bezpečnosti
K_F	[-]	součinitel přídavného zatížení
k_F	[-]	součinitel bezpečnosti proti ohybovému a únavovému lomu v patě zubu
L	[m]	délkový rozměr
L_h	[h]	základní trvanlivost ložiska
m_b	[kg]	předběžná váha baterie a převodovky
m_d	[kg]	váha dítěte
M_k	[Nm]	točivý moment
$M_{k_{max}}^{\text{motor}}$	[Nm]	maximální kroutící moment motoru
M_{k_1}	[Nm]	kroutící moment na prvním kole
M_{k_2}	[Nm]	kroutící moment na druhém kole
M_{k_3}	[Nm]	kroutící moment na třetím kole
M_{k_4}	[Nm]	kroutící moment na čtvrtém kole
M_{k_5}	[Nm]	kroutící moment na pátém kole
M_{k_6}	[Nm]	kroutící moment na šestém kole
$M_{k_{h1_{max}}}$	[Nm]	maximální moment na první (vstupní) hřídeli
$M_{k_{h2_{max}}}$	[Nm]	maximální moment na druhé hřídeli
$M_{k_{hI}}$	[Nm]	kroutící moment na první hřídeli
$M_{k_{hII}}$	[Nm]	kroutící moment na druhé hřídeli
M_m	[Nm]	kroutící moment motoru
m_n	[m]	normálový modul
m_n'	[m]	návrhový normálový modul
m_t	[m]	modul ozubení v čelní rovině (tečný modul)
N	[-]	počet cyklů
n_{h1}	[1/min]	otáčky hřídele 1
n_{h2}	[1/min]	otáčky hřídele 2
n_{k1}	[1/min]	otáčky ozubeného kola 1
n_{k2}	[1/min]	otáčky ozubeného kola 2
n_{k3}	[1/min]	otáčky ozubeného kola 3
n_{k4}	[1/min]	otáčky ozubeného kola 4



n_{k5}	[1/min]	otáčky ozubeného kola 5
n_{k6}	[1/min]	otáčky ozubeného kola 6
$n_{\text{kolo hnané}}$	[1/min]	otáčky hnaného kola
n_m	[1/min]	otáčky motoru
O_f	[N]	valivý odpor
O_{fc}	[N]	celkový valivý odpor
O_{fp}	[N]	valivý odpor přední nápravy
O_{fz}	[N]	valivý odpor zadní nápravy
P	[W]	požadovaný výkon motoru
P'	[W]	výkon potřebný pro překonání jízdních odporů
p_d	[N/mm ²]	dovolený kontaktní tlak
p_h	[N/mm ²]	kontaktní tlak mezi hřídelí a tvarovým spojem
P_m	[W]	výkon motoru
p_n	[N/mm ²]	kontaktní tlak mezi nábojem a tvarovým spojem
Q	[N]	přenášená síla řemenem
Q_0	[N]	síla v řemenu od předeprnutí
Q_1	[N]	síla v tažné větvi
Q_2	[N]	síla v odlehčené větvi
Q_{max}	[N]	maximální přenášená síla řemenem
R	[N]	výsledná reakce v ložisku
r_d	[m]	poloměr kola
r_{dp}	[m]	poloměr předního kola
r_{dz}	[m]	poloměr zadního kola
R_e	[N/mm ²]	mez kluzu
R_x	[N]	reakce v ložisku ve směru x
R_y	[N]	reakce v ložisku ve směru y
S_F	[-]	součinitel bezpečnosti ozubení na ohybové namáhání
S_H	[-]	součinitel bezpečnosti ozubení na Hertzův tlak
\check{S}	[m]	délkový rozměr
v	[m/s]	rychlost
V	[N]	výsledná síla od řemene/řetězu
W_{Ht}	[N/m]	obvodová síla působící na roztečné kružnici na jednotku šířky zubu
x_1	[-]	jednotkové posunutí prvního spoluzabírajícího kola
x_2	[-]	jednotkové posunutí druhého spoluzabírajícího kola
x_{Σ}	[-]	součet jednotkových posunutí
Y_F	[-]	součinitel tvaru zubu



Y_{FS}	[-]	společný součinitel Y_F a Y_S
Y_S	[-]	teoretický součinitel koncentrace napětí (součinitel tvaru)
Y_β	[-]	součinitel sklonu zubu
Y_ϵ	[-]	součinitel vlivu trvání záběru evolventy
z	[-]	počet zubů ozubeného kola
z_1	[-]	počet zubů prvního ozubeného kola
z_2	[-]	počet zubů druhého ozubeného kola
z_3	[-]	počet zubů třetího ozubeného kola
z_4	[-]	počet zubů čtvrtého ozubeného kola
z_5	[-]	počet zubů pátého ozubeného kola
z_6	[-]	počet zubů šestého ozubeného kola
Z_H	[-]	součinitel tvaru zubu
Z_M	[-]	součinitel materiálu
z_v	[-]	počet zubů virtuálního kola
Z_ϵ	[-]	součinitel součtové délky stykových čar boků zubů

1. Úvod

Dětská elektrická vozítka v dnešní době zaujímají významnou část trhu s hračkami pro děti. Oproti šlapacím vozítkům umožňují jízdu i menším dětem, které nedokážou vyvinout dostatečnou fyzickou sílu, která je nutná pro jízdu do kopce nebo na nezpevněných površích, jakou jsou například zahrady.

Taková vozítka s elektrickým pohonem mohou být ovšem z finančního hlediska náročnější na pořízení, jelikož pořizovací částky začínají lehce pod hranicí pěti tisíc korun, u méně propracovaných modelů s malým výkonem motorů a pokračují přes hranici deseti tisíc korun.

Jelikož je v dnešní době stále dostupnější pořízení FDM 3D tiskárny, dává lidem stále větší smysl využít tuto technologii pro výrobu jejich vlastních výrobků. Důkazem mohou být internetové skupiny a stránky, na kterých se mnoho tvůrců dělí o své 3D modely.

Právě na využití této technologie se zaměřím v mé práci při návrhu polymerové převodovky elektrického pohonu pro dětský šlapací traktor. Při návrhu bude řešena problematika návrhu ozubení, životnosti ložisek a pevnosti důležitých konstrukčních uzlů. Dále se práce zaměří na samotný 3D tisk modelu a jeho sestavení.

2. Komerční řešení dané problematiky

Dětská elektronická vozítka se především vyrábí ve variantách představující klasické dopravní prostředky, viz obrázek 1. Nejčastěji to jsou osobní automobily, zemědělské traktory a čtyřkolky. Těla vozítek jsou vyráběna z plastu metodou vstřikování. Díky tomuto materiálu jsou nejen lehká, ale také odolná. Kola jsou ve většině případů vyráběna z tvrdého plastu, který je v některých případech kombinován s gumovým pásem po obvodu kola. Méně častou variantou jsou EVA (Ethylenvinylacetátová) kola, které mají podobné vlastnosti jako kola pryžová. [1]



Obrázek 1: dětské elektrické auto [1]

2.1. Pohon

Pro pohon vozítek se využívají stejnosměrné elektrické motory. Jelikož tyto motory disponují vysokými otáčkami a nízkým točivým momentem, jsou napojeny na redukční převodovku. Tyto dva prvky jsou sestaveny k sobě a vytváří pohonnou jednotku, která je pomocí tvarového spojení napojena přímo na kolo, nebo osu kol. Takovou jednotku může mít vozítko na každém kole, v tom případě ji výrobce inzeruje pod označením 4x4 nebo 6x6, pokud má vozítko šest kol. Výhodou tohoto řešení je lepší průjezdnost terénem. Běžnějším a levnějším případem je pohon 2x2, kdy je poháněn pouze jeden pár kol a to zadní. Výkony jednotlivých motorů se většinou pohybují v desítkách wattů. Pro převod jsou použita kola s čelním evolventním ozubením. Kola jsou vyrobena

z plastu a v některých případech jsou nejnamáhanější z ozubených dvojic nahrazeny kovovým soukolím, viz Obrázek 2. [1] [2] [3]



Obrázek 2: motor s otevřenou převodovkou [3]

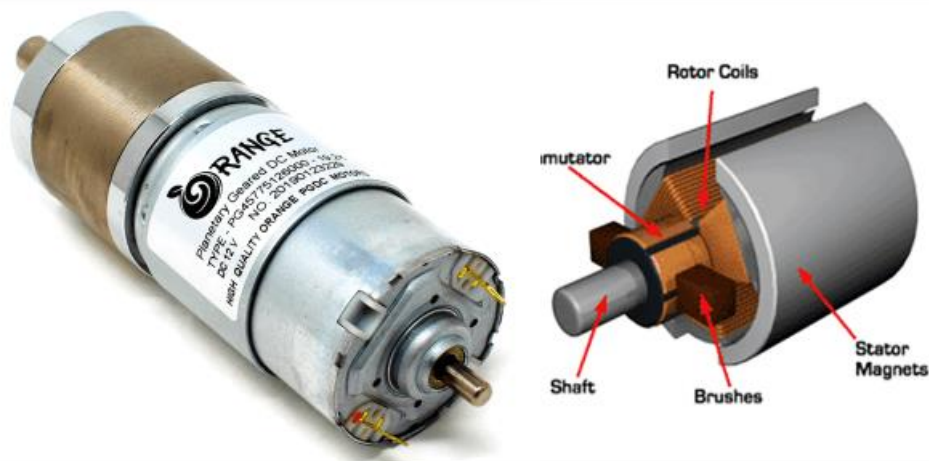
2.2. Motory

Stejnoseměrné motory můžeme rozdělit na dva základní typy, a to podle způsobu komutace.

2.2.1. Komutátorový motor (DC motor)

Komutátorové motory mají své velké uplatnění v oblasti malých pohonů. Často se s nimi můžeme setkat například v ručním nářadí. Jak je patrné z názvu, obsahuje tento typ motoru mechanické zařízení nazývané komutátor, viz obrázek 3. Komutátor je součástí tvořená rotačně uloženými měděnými lamelami, navzájem oddělenými izolací a uhlíkovými kartáči. Rotující lamely tvoří kluzný kontakt s kartáči a napájí cívky rotoru. Jelikož se provozem motoru komutátor opotřebovává, tedy hlavně grafitové kartáče, je nutné je po větším opotřebení vyměnit za nové, pokud to tedy motor umožňuje. Další nepříjemnou vlastností kartáčů je jiskření, které je přítomné při provozu. Jiskření může být nejen nebezpečné v některých provozech, kde by mohlo dojít ke

vznícení hořlaviny, ale také způsobuje elektromagnetické rušení. Největší výhodou komutátorových motorů je nepotřebnost použití řídicího obvodu pro jejich provoz. [4] [5]



Obrázek 3: Stejnoseměrný komutátorový motor [36]

2.2.2. Bezkomutátorové motory (BLDC)

U těchto typů motorů nahradila funkci mechanického komutátoru elektronika. Aby mohl elektronický obvod správně napájet jednotlivé cívky, potřebuje znát aktuální informaci o poloze hřídele. Toho lze docílit použitím optického, magnetického nebo indukčního čidla. Statorem je v případě BLDC motorů vinutí a rotorem permanentní magnety, viz obrázek 4. Díky tomu, že se zde již nenachází mechanický komutátor, odpadají všechny jeho nevýhody, hlavně tedy jeho omezená životnost. Další výhodou BLDC motorů je možnost dosáhnout vyšších výkonů ve stejných rozměrech při porovnání s komutátorovými motory. Vlastnost, kterou oceníme nejvíce u bateriemi poháněných aplikací, je výrazně nižší spotřeba, tudíž delší doba provozu. Nevýhodou je především potřeba speciálního řídicího obvodu a vyšší pořizovací cena. [4] [5]



Obrázek 4: Otevřený BLDC motor [37]

2.3. Baterie

Základními parametry akumulátorů jsou napětí a kapacita. Napětí se udává ve voltech (V) a u motorů používaných ve vozítkách se dá očekávat, že s rostoucím napětím se nám zvýší otáčky motoru, tudíž i výkon. Kapacita akumulátoru se udává v ampérhodinách (Ah) a říká nám, jak velký proud, po jakou dobu nám dokáže akumulátor dodat. To znamená, že s větší kapacitou baterie se nám prodlužuje dojezd vozítka. Na druhou stranu nám s větší kapacitou také rostou rozměry a váha baterie, je tedy nutné brát v potaz i tento faktor. [1] [2] [3]

Pro pohon se nejčastěji používají trakční olověné akumulátory, které mohou být na první pohled k nerozeznání od všemi známých autobaterií. Zásadním rozdílem je vnitřní konstrukce akumulátoru, která na rozdíl od autobaterií umožňuje pomalé vybíjení a je schopna se plně vybit, aniž by došlo k jejímu poškození. Trakční baterie můžeme dále dělit podle konstrukce. [1] [2] [3] [6] [7]

2.3.1. Zaplavené trakční baterie (WET)

Tento typ baterie má klasický kapalný elektrolyt, tím je u olověných akumulátorů vodou zředěná kyselina sírová s objemovou koncentrací okolo 35 % v plně nabitém stavu. Tento typ na rozdíl od ostatních není vždy hermeticky uzavřený, aby mohly odcházet plyny vytvořené procesem plynování, v tom případě je nutné jednou za čas do baterie dolít destilovanou vodu. Nebezpečím neuzavřených baterie je možnost úniku elektrolytu, to by mohlo být nebezpečné při použití v dětském vozítku. [6] [7]

2.3.2. Gelové akumulátory (GEL)

Gelové baterie mají elektrolyt ve formě gelu a jsou hermeticky uzavřené, díky tomu není nutné provádět žádnou údržbu. Dále disponují nejdelší životností vzhledem k ostatním typům olověných akumulátorů, oproti tomu jsou ale citlivé na způsob nabíjení. Kvůli většímu vnitřnímu odporu nejsou schopné dodávat vysoký proud, za to jsou vhodné pro aplikace s malým odběrem proudu, jako jsou elektro-pohony, solární systémy a záložní systémy. Díky těmto vlastnostem jsou hojně využívány i v dětských vozítkách. [6] [7]



2.3.3. Absorbent Glass Mat (AGM)

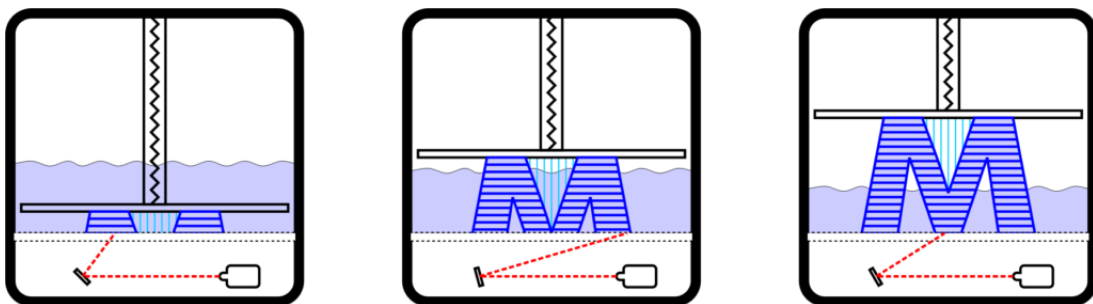
U tohoto typu baterie je elektrolyt vsáknutý ve skelných vláknech. Jedná se o nejnovější typ olověného akumulátoru. Tak jako u gelových akumulátorů je tento typ hermeticky uzavřený a nevyžaduje žádnou údržbu. Výhodou oproti gelovým bateriím je nízký vnitřní odpor, tudíž možnost odběru větších proudů. Nevýhodou je nemožnost tyto baterie hluboce vybíjet, aniž by došlo k jejich poškození. [6] [7]

3. 3D tisk plastů

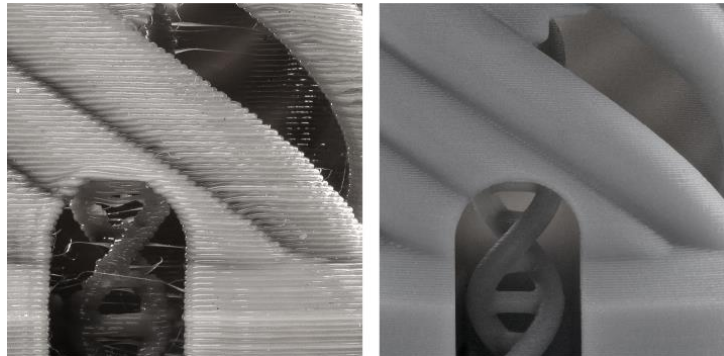
3D tisk je aditivní technologie, která v posledních letech zažívá velký rozmach, i díky tomu je dnes stále dostupnější i pro nekomerční použití. Tato kapitola se bude věnovat již zmíněné FDM metodě a dalším dvěma nejpobulárnějším metodám.

3.1. Stereolitografie (SLA, DLP)

Nejstarší technologie 3D tisku vytvořena v 80. letech minulého století, přesto stále velmi populární, jak mezi domácími kutily, tak i profesionály. Pryskyřice vytvrditelná UV světlem je po vrstvách vytvrzována na požadovaných místech, až do vytvoření celé součásti, viz obrázek 5. Zdrojem UV světla může být laser, v případě tiskárny SLA, nebo projektor, v případě DLP tiskárny. Tato technologie dokáže vytvářet velmi přesné výrobky s nepatrnými vrstvami, které jsou jinak výrazné například u metody FDM, viz obrázek 6. Nevýhodou této metody jsou právě pryskyřice, které jsou toxické a křehké. Křehkost pryskyřice je překážkou pro její využití u mechanicky namáhaných součástí, proto se v praxi používá především na tvorbu prototypů nebo u dílů s velmi jemnými detaily. Dalším omezením je možná velikost výrobku, která je omezena velikostí projektoru nebo laserového zařízení. [8] [9] [10] [11]



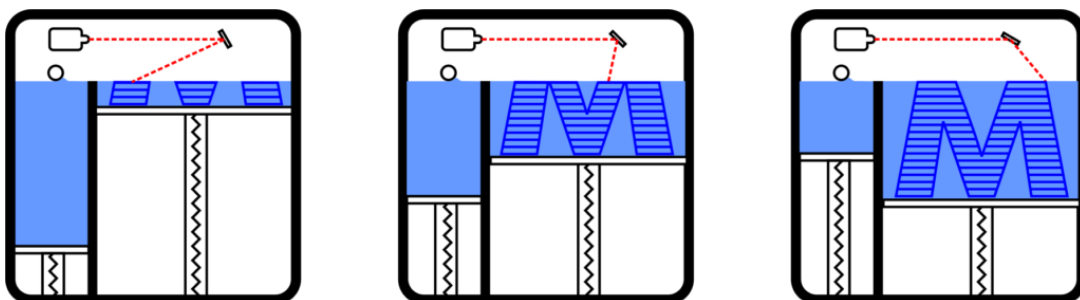
Obrázek 5: princip tisku SLA [8]



Obrázek 6: viditelnost vrstev FDM (nalevo) SLA (napravo) [10]

3.2. Selektivní laserové spékání (SLS)

SLS je metoda 3D tisku využívající výkonný laser pro spékání prášku, který je postupně nanášen ve vrstvách a spékán na požadovaných místech. Prášek je vrstven na již spečenou vrstvu pomocí speciálního válce ve vrstvách s tloušťkou od 15 do 100 μm . Díky tomu, že nespečený prášek stále obklopuje vytvářenou součást, která je jím zpevněna, není potřeba tisknout na součásti podpory, podepírající převislé části, tak jako u ostatních dvou zmíněných metod. Zbytkový prášek není znovu použitelný, proto je vhodné vzhledem k jeho ceně zaplnit co možná největší část tiskového prostoru. Vysoká cena je i u samotné tiskárny, což tuto metodu dělá nedostupnou pro domácí použití. Svoje uplatnění našla ovšem v průmyslu pro dvojí schopnost vyrábět geometricky složité součásti, viz obrázek 8, a to nejen z plastů. Tato metoda totiž umožňuje tisk z kovu nebo keramiky. Výsledné součásti se mohou pochlubit dobrými mechanickými vlastnostmi, sou ovšem na povrchu pórovité, proto v některých případech ještě následuje povrchová úprava. [8] [9] [10] [11]



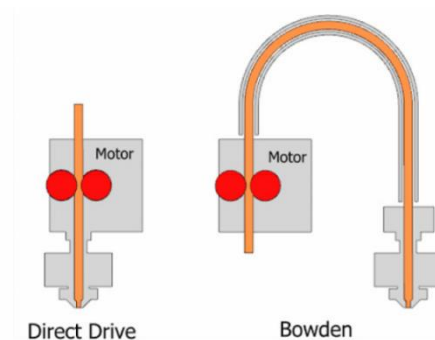
Obrázek 7: princip tisku SLS [8]



Obrázek 8: příklad výrobku metodou SLS [38]

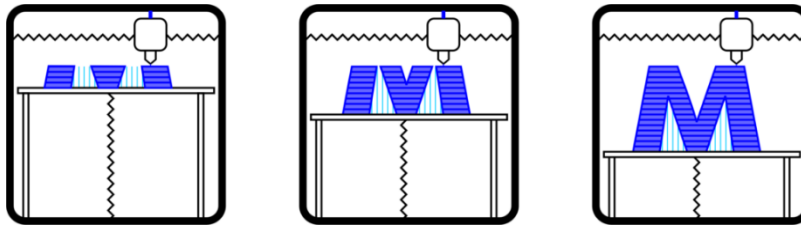
3.3. Fused Deposition Modeling (FDM)

Při této metodě tiskárna natavuje termoplast v trysce a nanáší ho vrstvu po vrstvě na vyhřívanou podložku, kde tuhne. Materiál je dodáván ve formě struny, které se říká filament. Filament se prodává navinut na špulkách, ze kterých se pomocí extruderu odmotává a dávkuje do trysky, to buď přímo (direct drive) nebo přes teflonovou hadičku (bowden), viz obrázek 9. [8] [9] [12] [13]



Obrázek 9: rozdíl mezi direct drive (vlevo) a bowden (vpravo) [13]

Díky pořizovací ceně a dostupnosti se jedná o nejrozšířenější metodu 3D tisku, a to nejenom v průmyslu, ale i u domácích kutilů. Pořizovací cena takové tiskárny startuje na částce okolo tří tisíc korun.

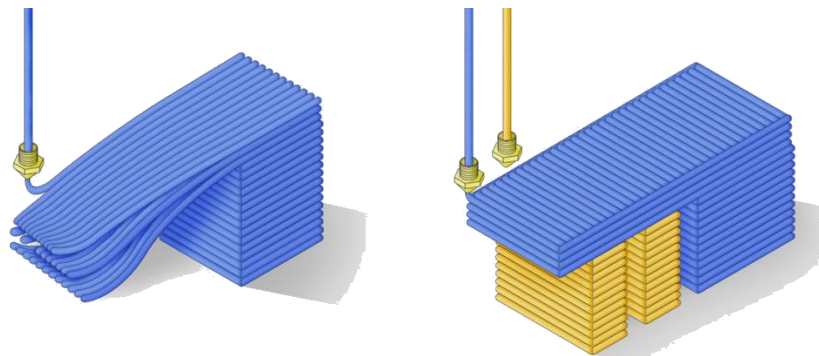


Obrázek 10: Princip tisku FDM [8]

3.3.1. Některé důležité principy při návrhu dílů

3.3.1.1. Podpory

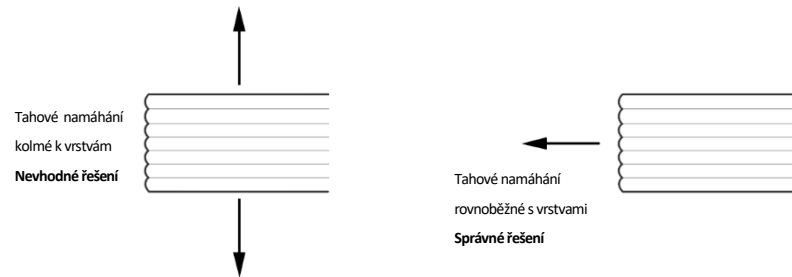
Jak již bylo dříve zmíněno tato technologie vyžaduje tisk podpurných struktur všude, kde jsou převisy větší než 45 stupňů, viz obrázek 11. Tyto podpory je nutné po dokončení mechanicky odstranit. Jinou variantou je podpory vytisknout z vodou rozpustného materiálu, to ovšem vyžaduje, aby tiskárna disponovala další tryskou a extruderem. Tisku podpor se dá vyvarovat vhodným konstrukčním řešením a orientací při tisku. [14] [15]



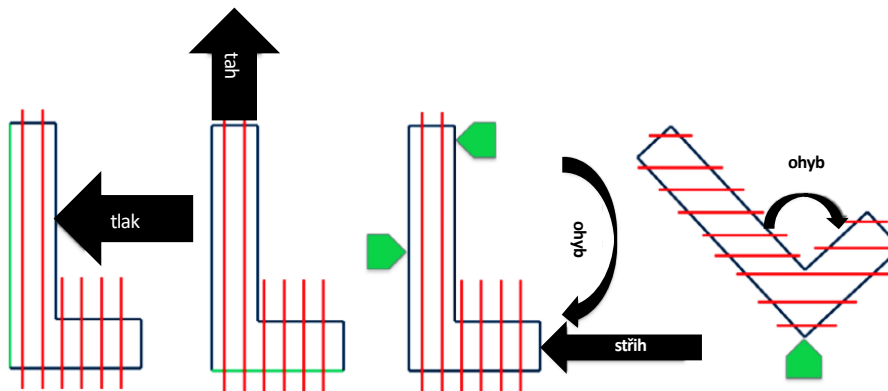
Obrázek 11: Příklad využití podpor [14]

3.3.1.2. Orientace modelu při tisku

Orientace modelu vzhledem k podložce během tisku má velký vliv na jeho výslednou schopnost snášet zatížení z určitého směru. Různé vlastnosti materiálu v různých směrech nazýváme anizotropie. Jak je dobře vidět na obrázku 12, je vhodné při tahovém zatížení orientovat výrobek tak, aby byly vrstvy materiálu rovnoběžné s působící silou, jelikož slabým místem jsou právě spoje mezi vrstvami. Vliv vrstev je nutné uvažovat i u ostatních typů zatížení, jako je krut, ohyb a stříh. Vhodné řešení je vidět na obrázku 13. [16] [17]



Obrázek 12: orientace vrstev při tahu špatná (vlevo) správná (vpravo) [17]



Obrázek 13: vhodné uspořádání vrstev při různých typech zatížení. [16]

3.3.1.3. Výplň

Jelikož by byl tisk plně vyplněné součásti náročný na čas a materiál, nahrazuje se vnitřní objem součásti strukturou. Strukturu není nutno modelovat, jelikož ji vytvoří speciální program nazývaný slicer, který vytváří příkazy pro 3D tiskárnu. Ve sliceru je možné nastavovat různé typy struktur a procento vyplnění vnitřního objemu. Pokud tedy navrhujeme tisk součásti, musíme najít vhodný poměr mezi pevností a úsporou materiálu. [15] [17]



Obrázek 14: Příklad typů výplně [39]

3.3.2. Materiál

Jak již bylo zmíněno, FDM metoda využívá pro tisk materiál v podobě filamentů. Druhů termoplastů, ze kterých se filamenty vyrábí, je mnoho, proto se zde budu věnovat těm nejznámějším a nejpoužívanějším.

3.3.2.1. PLA

PLA (Polylactic acid - kyselina polylactonová) je velmi často používaný termoplast, jak mezi začátečníky, tak zkušenými uživateli. To je způsobeno jeho vlastnostmi, které z něho dělají velmi nenáročný materiál na tisk. Při tisku není nutné vyhřívat podložku, protože PLA téměř netrpí na kroucení při chladnutí. Teplota trysky se běžně nastavuje okolo 210 °C, to je mezi filamenty nižší teplota. Ačkoliv má PLA dobrou mez pevnosti v tahu, je velmi křehký a neodolává UV záření ani vyšším teplotám. Měkne totiž už při 60 °C. PLA je vyráběn z rostlinných materiálů, díky tomu se často inzeruje jako biologicky rozložitelný, toho je bohužel možné dosáhnout jen za složitých podmínek v průmyslových kompostárnách. Ani recyklace pomocí žlutých kontejnerů není v této době možná a je nutné se s ní obrátit na specializované firmy. [18]

3.3.2.2. ABS

ABS (Acrylonitrile Butadiene Styrene) je termoplast, se kterým se často setkáváme v našem životě. Používá se od krytů elektroniky, po dětské hračky, jako je lego, až po díly automobilů. Jedná se o mechanicky odolný houževnatý materiál, který je schopen odolávat vyšším teplotám než PLA. ABS je rozpustný v acetonu, toho se využívá při lepení nebo vyhlazování výtisku acetonovými parami. Oproti PLA je tisk ABS složitější kvůli kroucení při chladnutí výrobku, proto je důležité mít správně zahřátou podložku a tiskárnu uzavřenou tak, abychom byli schopni v prostoru tisku udržet stálou teplotu. Při tisku s tímto materiálem je nutné dát si pozor na výpary, které při tisku vznikají a které mohou poškodit zdraví člověka. [18]

3.3.2.3. PETG

PETG (Glykolem modifikovaný Polyethylene Terephthalate) je stejně jako PLA levný a snadno tisknutelný filament. Je houževnatý, dobře odolný až do teplot 80 °C a málo náchylný na zkroucení během tisku, pokud je tedy použita vyhřívaná podložka. Nevýhodou tohoto materiálu je obtížný

tisk přemostění, jemných detailů a vysoká náchylnost na stringování (tvorbu jemných vlásků), viz obr. 15. Díky svým vlastnostem a snadnému tisku se často používá na mechanické díly. [18]



Obrázek 15: Stringování [40]

3.3.2.4. Nylon

Nylon (Polyamid) je vysoce odolný termoplast, který odolává vysokým teplotám, abrazi a chemikáliím. Díky dobré adhezi mezi vrstvami jsou výrobky z tohoto filamentu mechanicky odolné. Všechny tyto vlastnosti jsou důvodem, proč je tento materiál hojně využíván pro výrobu vysoce namáhaných mechanických dílů. Nevýhodou je náročný tisk, který vyžaduje vysokou teplotu trysky, podložky i zvýšenou teplotu v okolí tiskárny. Dalším problémem je hygroskopičnost nylonu, kvůli které je nutné filament udržovat v suchu, jinak by absorbovaná vlhkost ve filamentu znehodnotila výtisk. [18]

4. Parametry návrhu

Návrh převodovky bude prováděn pro dětský šlapací traktor Massey Ferguson S8740 od společnosti Falk, viz obrázek 16. Traktor je určený pro děti od 3 do 7 let. Traktor je celý vyrobený z plastu kromě os kol a os šlapadel, která jsou vyrobena z oceli. Kola jsou vyrobena ze stejného materiálu jako zbytek traktoru a nejsou opatřena ani žádným gumovým prvkem zvyšujícím adhezi kol. [19]

Ačkoliv je maximální zatížení traktoru 50 kg, nebude při návrhu výkonu motoru směrodatná tato hodnota, která je daná požadavky evropské unie, ale přibližná maximální hodnota zatížení vahou sedmiletého dítěte, jak je uvedeno v následující kapitole. [19]

Rychlost při maximálním zatížení na rovině, pro kterou bude navrhován výkon motoru, stanovuji na 5 km/h, jelikož se přibližně jedná o rychlost chůze dospělého člověka, který by měl dítě v průběhu jízdy doprovázet.



Obrázek 16: dětský traktor Massey Ferguson S8740 [19]

5. Návrh pohonu traktoru

Pro pohon traktoru byl s ohledem na cenu a jednoduchost řízení použit stejnosměrný motor s permanentními magnety. Tento typ nevyžaduje speciální obvod pro běh motoru díky mechanickému zařízení nazývanému komutátor. Námi použitý motor neumožňuje jednoduchou výměnu uhlíkových kartáčů, aniž by bylo nutné rozebrání motoru, tím se tedy omezuje životnost celého motoru na životnost kartáčů. Vzhledem k ceně motoru a rychlosti opotřebení kartáčů se tento fakt nejvíce jeví jako zásadní vzhledem k ostatním výhodám. [20]

5.1. Návrh výkonu motoru

Pro výpočet výkonu motoru je nutné znát síly, které působí proti pohybu vozidla, tyto síly nazýváme jízdní odpory. Při návrhu podle maximální konstantní rychlosti na rovině se uvažují pouze dva jízdní odpory, a to odpor valivý a odpor vzdušný. Jelikož budu navrhovat pohon, tak aby maximální rychlost na rovině byla 5 km/h, zaměřím se pouze na odpor valivý a odpor vzdušný díky nízkým rychlostem zanedbám.

Pro výpočet valivého odporu je nutné znát zatížení jednotlivých kol, pokud ale uvažuji stejný součinitel valivého odporu na kolech jedné nápravy, stačí zjistit pouze zatížení jednotlivých náprav. Pomocí váhy bylo zjištěno zatížení náprav od vlastní tíhy traktoru:

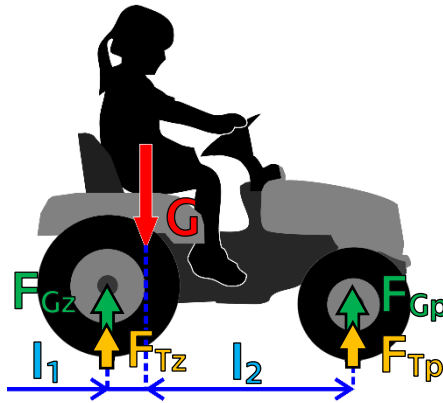
Celková váha traktoru: 11,7 kg

přední náprava: $F_{tp} = 6,5 \text{ kg} = 66 \text{ N}$

zadní náprava: $F_{tz} = 5,2 \text{ kg} = 52 \text{ N}$

Dále je nutné spočítat zatížení náprav od tíhy dítěte. Těžiště dítěte uvažuji nad středem sedadla. Protože je traktor určen pro děti od 3 do 7 let, uvažuji váhu dítěte 30 kg, jelikož udávaná

průměrná váha chlapce v 7 letech je 24,5kg, viz [21] . K váze dítěte dále připočítávám 5 kg jako předběžnou váhu baterie a pohonu. Schéma zatížení náprav je zobrazeno na obrázku 17.



Obrázek 17: Zatížení náprav [obrázek autora]

$$G = (m_d + m_b) \cdot g = (30 + 5) \cdot 10 = 350 \text{ N} \quad (1)$$

$$F_{Gz} = \frac{l_2}{l_2 + l_1} \cdot G = \frac{0,56}{0,56 + 0,08} \cdot 350 = 306,25 \text{ N} \quad (2)$$

$$F_{Gp} = \frac{l_1}{l_2 + l_1} \cdot G = \frac{0,08}{0,56 + 0,08} \cdot 350 = 43,75 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_z = F_{Gz} + F_{Tz} = 306,25 + 52 = 358,25 \doteq 360 \text{ N} \quad (4)$$

$$F_p = F_{Gp} + F_{Tp} = 43,75 + 66 = 109,75 \doteq 110 \text{ N} \quad (5)$$

Jelikož experimentální stanovení součinitele valivého odporu by bylo složité, využiji nejvhodnější nalezenou tabulkovou hodnotu, kterou udává publikace o dynamice vozidel viz [22]. Poněvadž předpokládám, že dětský traktor bude převážně provozován na zahradě, budu dále

vycházet ze součinitele valivého odporu pro pneumatiky vozidel v travnatém terénu, který autor předkládá v hodnotách od 0,08 do 0,15. Poněvadž součinitel valivého odporu, na rozdíl od ramene valivého odporu, zahrnuje i velikost kola, jak je vidět ve vzorci číslo 6, použiji přibližný přepoččet na průměry kol dětského traktoru. Autor publikace bohužel neudává, pro jaké průměry kol jsou součinitele udávány, použiji proto přibližný průměr kol osobních automobilů 0,45 m. Ačkoliv se jedná pouze o odhad, je tento předpoklad na straně bezpečnosti.

$$f_k = \frac{e}{r_d} \quad (6)$$

$$f_{kz} = f_k \cdot \frac{r_d}{r_{dz}} = 0,15 \cdot \frac{0,225}{0,17} = 0,20 \quad (7)$$

$$f_{kp} = f_k \cdot \frac{r_d}{r_{dp}} = 0,15 \cdot \frac{0,225}{0,135} = 0,25 \quad (8)$$

Valivé odpory můžeme nyní spočítat pomocí vztahů:

$$O_f = f_k \cdot F_N \quad (9)$$

$$O_{fz} = f_{kz} \cdot F_Z = 0,2 \cdot 360 = 72 \text{ N} \quad (10)$$

$$O_{fp} = f_{kp} \cdot F_P = 0,25 \cdot 110 = 28 \text{ N} \quad (11)$$

$$O_{fc} = O_{fz} + O_{fp} = 72 + 28 = 100 \text{ N} \quad (12)$$

Nyní když známe valivý odpor, stačí zvolit požadovanou konstantní rychlost, tu jsem, jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, zvolil 5 km/h, tedy 1,39 m/s. Potřebný výkon pro překonání jízdních odporů lze spočítat následovně:

$$P' = O_f \cdot v = 100 \cdot 1,39 = 139 \text{ W}$$

(13)

Protože jsou mezi koly a motorem převody, které neppracují se stoprocentní účinností a část energie přemění v teplo, je nutné o tyto ztráty navýšit výkon motoru, aby na kolech byl výkon, který požadujeme. Celkovou účinnost celého převodového mechanismu uvažuji 90 %, protože uvažuji účinnost každého převodu 98 % a předpokládám celkem 5 převodů, včetně řemenu a řetězu. Požadovaný výkon motoru se pak spočítá následovně:

$$P = \frac{P'}{\eta} = \frac{139}{0,9} = 154 \text{ W}$$

(14)

Se znalostí požadovaného výkonu stačí vybrat vhodný motor, který je schopný požadovaný výkon dodat v oblasti trvalého provozu, jak je detailněji vysvětleno dále.

5.2. Základní parametry motoru

Pro pohon byl vybrán motor s označením 895-360W, který je výrobcem inzerován jako motor pro malé gravírovací frézky, který disponuje vysokým kroutícím momentem, vlastním vnitřním ventilátorem pro chlazení, 5mm výstupní hřídelem uloženým ve dvou ložiscích a čtyřmi dírami se závitem pro upevnění na přední straně, viz obrázek 18. Důležité parametry motoru jsou vypsány v tabulce 1. Takto výkonný motor byl vybrán z důvodů vysvětlených v kapitole 5.3. [23]

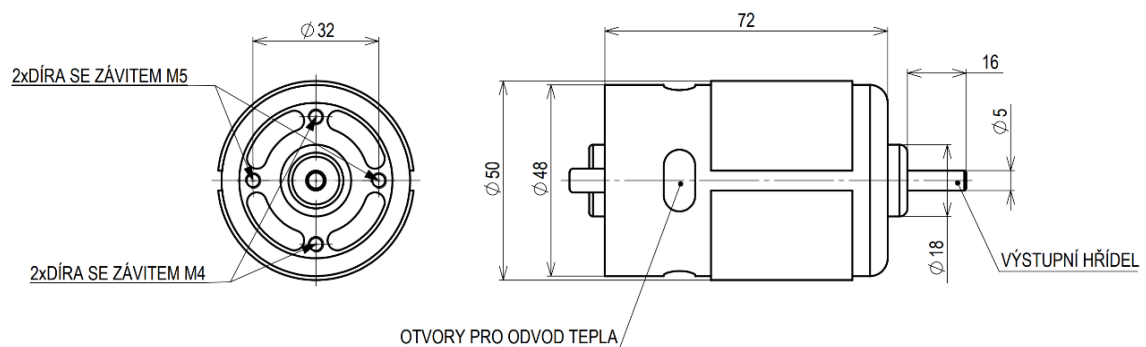


Obrázek 18: 3D model motoru [obrázek autora]

Tabulka 1: Parametry motoru udávané výrobcem [23]

Jmenovité napětí	DC 12 V–24 V
Max. výkon motoru	360 W
Otáčky na prázdnó	6000 1/min –12 000 1/min
Maximální točivý moment	0,45 Nm (12 V)
Odebíraný proud	10-20 A
Váha	500 g

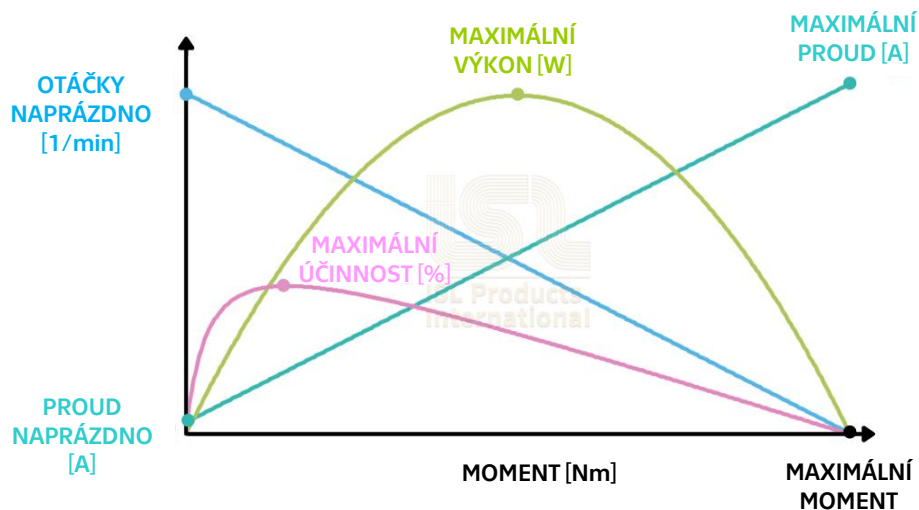
Důležité rozměry motoru jsou vyobrazeny na Obr. 19.



Obrázek 19: Důležité rozměry motoru [obrázek autora]

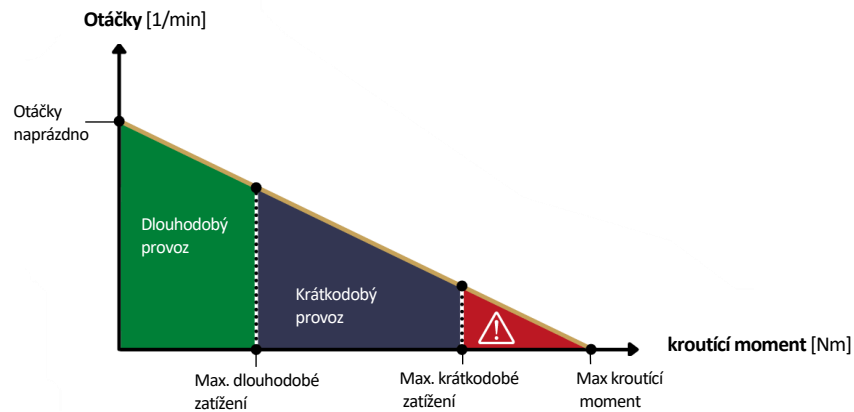
5.3. Závislost momentu na otáčkách

Pro návrh převodovky je nutné znát závislost momentu na otáčkách, aby bylo možné vhodně určit pracovní bod a následně převodový poměr. Tento typ motoru je charakteristický lineární závislostí momentu na otáčkách. Závislost je možné přibližně určit z otáček naprázdno a z maximálního momentu, který nastane při úplném zastavení motoru. Pokud tyto body proložíme přímkou, získáme přibližnou charakteristiku, viz světlemodrá přímka na obrázku 20.



Obrázek 20: Charakteristika DC motoru [24]

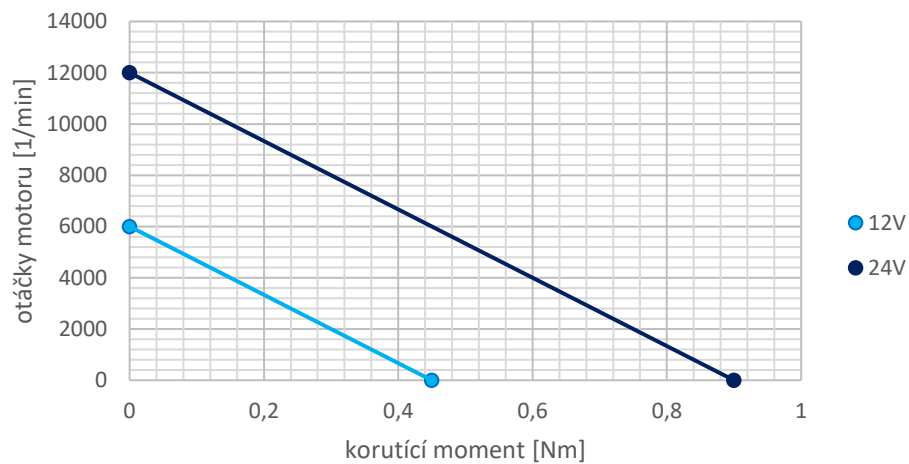
Z obrázku 20 je dále patrné, že s klesajícími otáčkami roste proud, který má za následek zahřívání vinutí a snížení účinnosti. To by mohlo při velkých proudech zahřát vinutí natolik, že by došlo k porušení laku, kterým jsou jednotlivé dráty vinutí od sebe izolovány. Porušení ochranného laku se rovná nenávratnému poškození motoru. Z těchto důvodů se dlouhodobému provozování motoru v těchto podmínkách vyhýbáme. Oblast, ve které by se měl motor dlouhodobě provozovat, je znázorněna na obrázku 21 zeleně. [24]



Obrázek 21: Oblast použití DC motoru [24]

Podle výše uvedeného způsobu a hodnot uvedených výrobcem motoru byla sestrojena charakteristika pro námi použitý motor. Charakteristika je zobrazena na Obr. 22.

charakteristika motoru 895-360W



Obrázek 22: charakteristika motoru 895-360W [obrázek autora]

Z charakteristiky vyšla rovnice přímky, která popisuje vztah otáček na momentu pro napájení motoru 24 V, ve tvaru:

$$n_m = -13333 \cdot M_m + 12000$$

(15)

Aby bylo možné zjistit pracovní bod, ve kterém motor dodá požadovaný výkon, je nutné použít další rovnici popisující vztah mezi výkonem, momentem a otáčkami motoru.

$$P_m = M_m \cdot \omega = M_m \cdot \frac{2\pi n}{60} \quad (16)$$

Pokud nyní dosadíme z rovnice 15 do rovnice 16, získáme kvadratickou rovnici, jejíž kořeny jsou dva pracovní body s požadovaným výkonem. Pro tuto aplikaci je důležitý pouze jeden kořen a to ten, který odpovídá nižšímu krouticímu momentu.

$$P = -\frac{13333}{30}\pi \cdot M_m^2 + 400\pi \cdot M_m \quad (17)$$

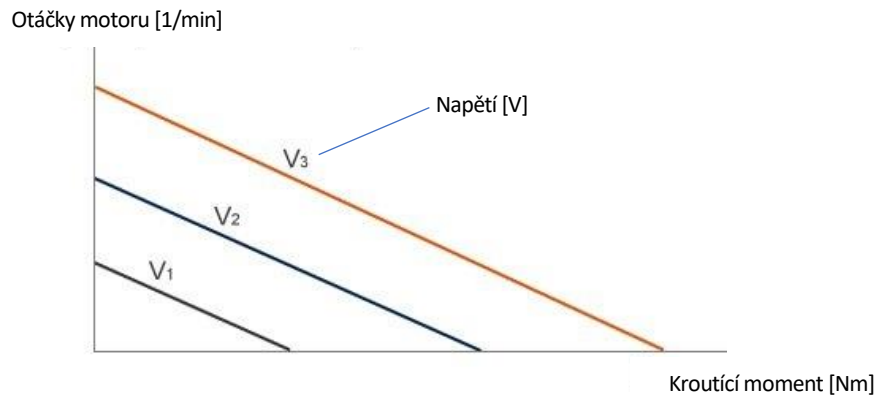
Pro výkon $P = 154 \text{ W}$ vychází jeden kořen $M_m = 0,75 \text{ Nm}$ a druhý $M_m = 0,15 \text{ Nm}$, důležitý je, jak již bylo zmíněno, ten druhý. Dosazením kroutícího momentu do rovnice 15 získáme otáčky motoru. Výsledný pracovní bod odpovídá:

$$M_{\text{motor}} = 0,15 \text{ Nm}$$

$$n_{\text{motor}} = 10049 \text{ 1/min}$$

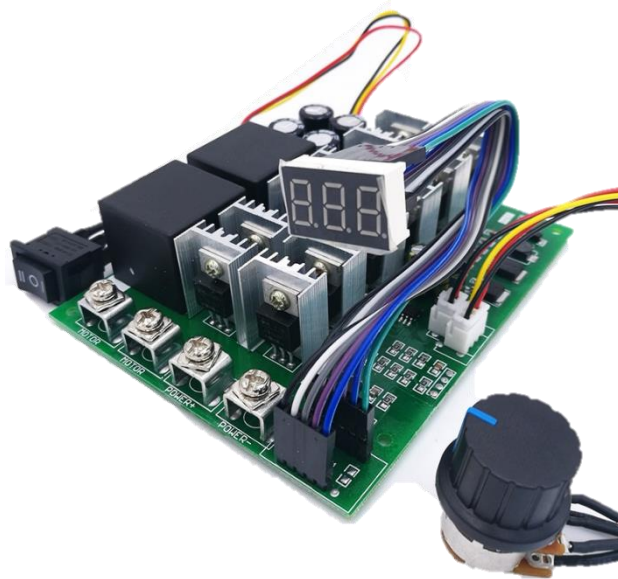
5.4. Řízení rychlosti motoru

Pro řízení rychlosti traktoru a zamezení rázů v převodovce náhlými změnami otáček motoru je nutná jejich plynulá regulace. Regulace otáček lze docílit změnou napájecího napětí, která vertikálně posouvá závislost momentu na otáčkách, jak je možné vidět na obrázku 23.



Obrázek 23: závislost charakteristiky na napětí [20]

Změny napětí lze dosáhnout dvěma způsoby. Jedním je lineární změna napětí zdroje, což může být technicky náročné a neúčinné, proto v dnešní době převládá řízení otáček motoru pomocí PWM regulace, která byla použita i v našem případě. [20]



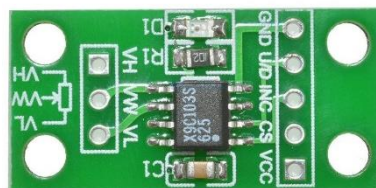
Obrázek 24: regulátor otáček motoru [25]

Pro PWM regulaci motoru byl použit PWM kontrolér, který umožňuje regulovat otáčky motoru za pomoci potenciometru a měnit směr otáčení motoru za pomoci změny polarity napětí ovládané třípolohovým přepínačem. Dále je vybaven segmentovým podsvíceným displejem, který zobrazuje aktuální hodnotu střídavy od nuly do sta procent. Hlavní specifikace jsou zobrazeny v Tabulce 2.

Tabulka 2: specifikace regulátoru otáček [25]

Pracovní napětí	10 – 55 V
Max. proud dlouhodobě	60 A
Max proud	100 A

Aby bylo možné motor řídit pomocí mikrokontroleru bylo zapotřebí nahradit stávající mechanický potenciometr digitálním se stejným rozsahem odporu. Jako náhradu jsem zvolil digitální potenciometr s označením X9C103S s rozsahem odporu 0-10 k Ω a možností 100 nastavitelných poloh. Digitální potenciometr je zobrazen na obrázku 25.



Obrázek 25: digitální potenciometr X9C103S [35]

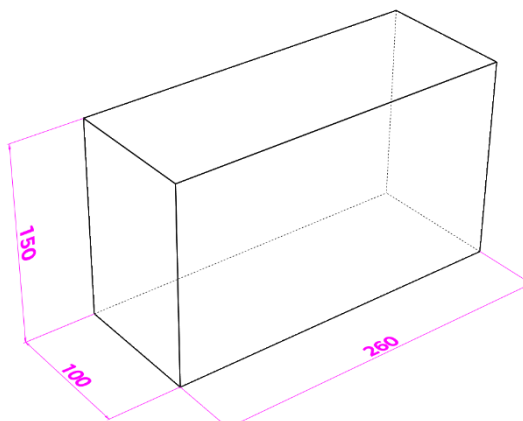
6. Návrh převodovky

V této kapitole se budu věnovat samotnému návrhu převodovky. Převodovka s motorem bude umístěna na boku těla, kde se v originálním stavu nacházejí šlapadla viz obrázek 26. Takto zvolené umístění bylo z důvodu snadného napojení na stávající řetězový převod. Část těla převodovky bude vyříznutým otvorem zapuštěna do těla vozítka, aby se minimalizoval zástavbový prostor vně vozítka.



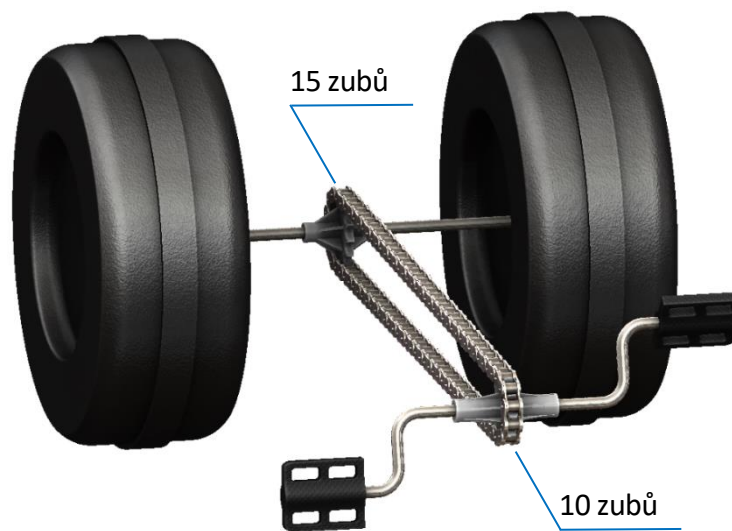
Obrázek 26: Umístění převodovky s motorem [41]

Orientační zástavbový prostor převodovky je omezen v jednom směru sedačkou a koncem traktoru v dalším blatníku. Výškové omezení převodovky je stanoveno do přibližně třičtvrtě výšky sedadla, a to hlavně z estetického hlediska. Velikost zástavbového prostoru s rozměry je zobrazeno na obrázku 27. Určený zástavbový prostor by bylo vhodné dodržet, aby nebylo nutné provádět větší zásah do těla traktoru.



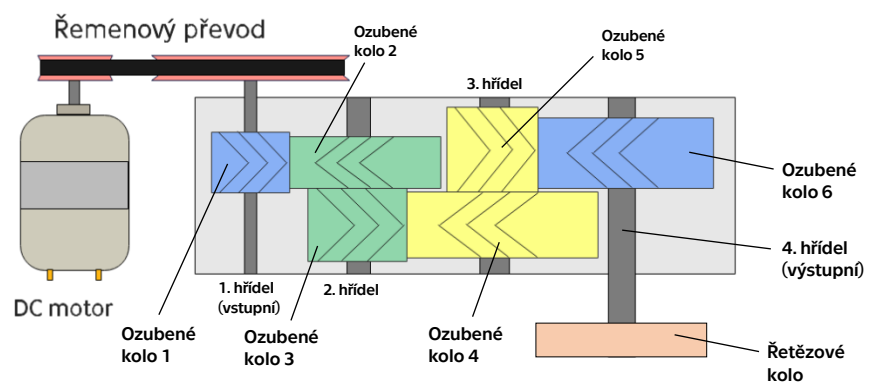
Obrázek 27: Maximální zástavbový prostor převodovky [obrázek autora]

Samotný převodový mechanismus bude obsahovat mezi motorem a ozubenými zuby přídavný řemenový převod a na výstupu bude napojen pomocí řetězu na zadní osu kol. Původní šlapací mechanismus je zobrazen na obrázku 28 a schéma pohonu na obrázku 29.



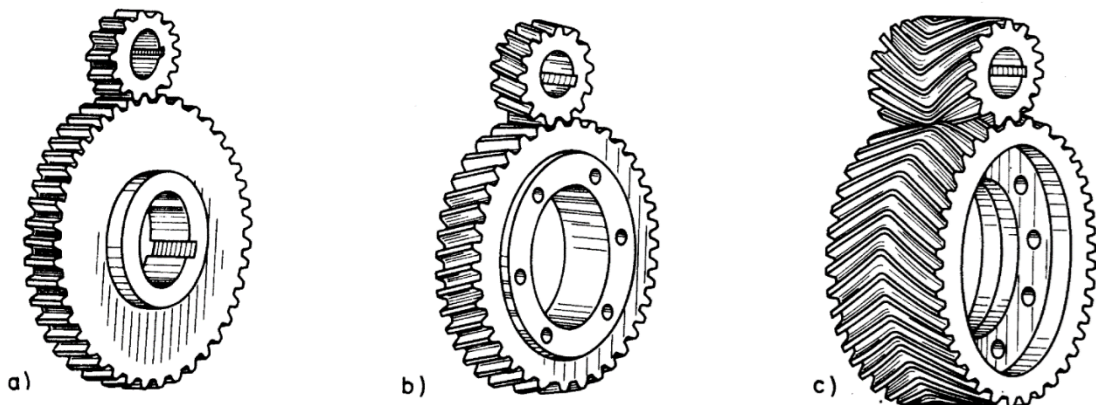
Obrázek 28: Původní šlapací mechanismus [obrázek autora]

Řemenový převod mezi motorem a převodovkou bude použit z několika důvodů. Hlavním důvodem je snížení vstupních otáček na převodovku a tím snížení hluku převodovky. Dalším důvodem je schopnost řemenu tlumit rázy díky své pružnosti a také nižší požadavek na přesnost montáže řemenu a tím i motoru.



Obrázek 29: Schéma soustavy [obrázek autora]

V samotné převodovce bude použito evolventní šípové ozubení. Šípové ozubení má stejné výhody jako ozubení šikmé, tedy pozvolný vstup i výstup zubových dvojic do i ze záběru, menší vnitřní dynamické síly, klidnější a tišší chod a možnost přenosu vyšších výkonů než u ozubení přímého. Výhodou oproti ozubení šikmému je vyrušení axiálních sil. Typy ozubení viz obrázek 30. [26]



Obrázek 30: a) kola s přímými zuby

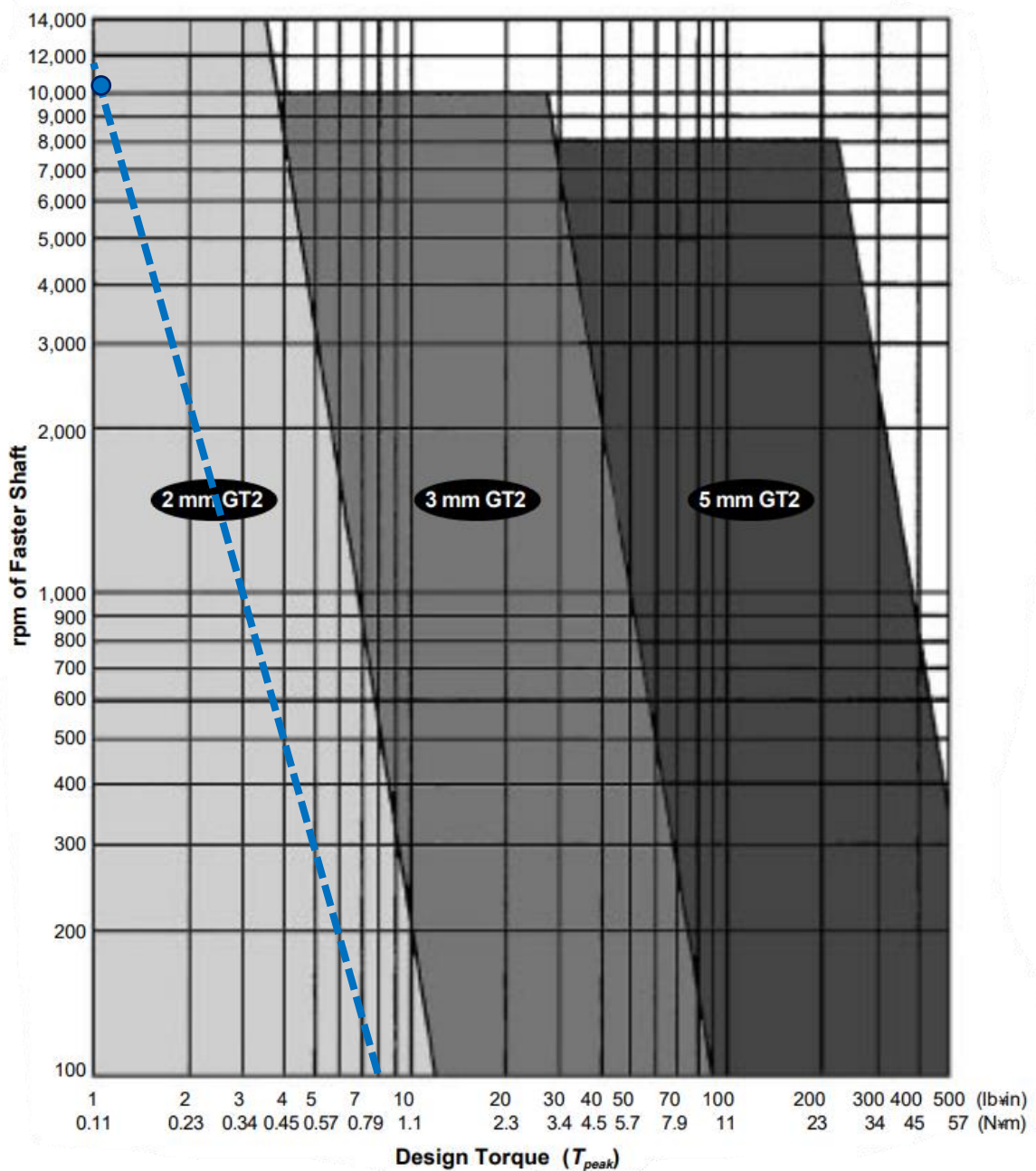
b) kola s šikmými zuby

c) kola s dvojitě šikmými (šípovými) zuby [26]

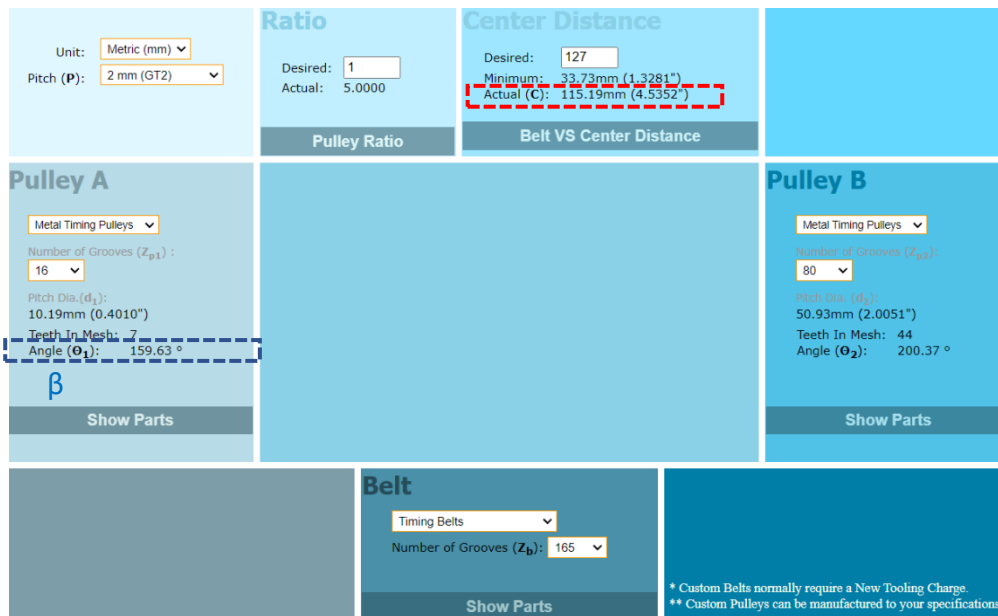
6.1. Návrh řemenového převodu

Pro převod bude použit ozubený řemen GT2 šířky 6 mm a roztečí 2 mm, který se v dnešní době hojně využívá v 3D tiskárnách i díky tomu je snadno dostupný, což byl hlavní důvod této volby.

Při náhledu do katalogu jednoho z výrobců je vidět, že přenos výkonu motoru navrhovaným řemenem by za daných podmínek neměl být problém, viz obrázek 31, ve kterém je modře vyznačena charakteristika motoru a pracovní bod.



Obrázek 31: Diagram volby řemene [42]



Obrázek 32: Výstup online designéru [43]

Převodový poměr byl zvolen $i_{\text{řemen}}=5$, který odpovídá řemenicím s počtem zubů 16 a 80. K řemenicím byl vybrán nejkratší dostupný řemen, který zajistí dostatečnou osovou vzdálenost. Těmto požadavkům nakonec vyhověl řemen délky 330 mm. Osová vzdálenost byla vypočítána pomocí online designéru a pro zvolený řemen odpovídá přibližně 115 mm, viz obrázek 32.

6.2. Návrh převodového poměru

Při návrhu převodového poměru budu vycházet z dříve určeného pracovního bodu a rychlosti, pro kterou by pracovní bod určen. Nejprve je nutné převést požadovanou rychlost na otáčky hnaných kol:

$$v = \omega_{\text{hnané}}^{\text{kolo}} \cdot r_{dz} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{hnané}}^{\text{kolo}}}{60} \cdot r_{dz} \quad \Rightarrow \quad n_{\text{hnané}}^{\text{kolo}} = \frac{v \cdot 30}{\pi \cdot r_{dz}} = \frac{1,39 \cdot 30}{\pi \cdot 0,17} = 78,1 \text{ min}^{-1} \quad (18)$$

Celkový návrhový převodový poměr se spočítá poměrem otáček motoru a zadních kol:

$$i_{\text{celk}'} = \frac{n_m}{n_{\text{hnané}}^{\text{kolo}}} = \frac{10049}{78,1} = 128,67 \quad (19)$$

Jelikož je řetězový převod šlapacího ústrojí $i_{\text{řetěz}}=1,5$, spočítá se návrhový převodový poměr převodovky následovně:

$$i_{\text{přev}'} = \frac{i_{\text{celk}'}}{i_{\text{řemen}} \cdot i_{\text{řetěz}}} = \frac{128,67}{5 \cdot 1,5} = 17,16 \quad (20)$$

Nyní je nutné navrhnout počet párů ozubených kol, které bude převodovka obsahovat. Vycházím z maximálního převodového poměru pro jeden pár ozubení, který je u čelních soukolí roven 5, viz [27]. Aby byla splněna tato podmínka je nutné pro mnou navrhovaný převodový poměr volit minimálně 3 páry ozubených kol. Pro výpočet převodových poměrů jednotlivých párů kol uvažuji, že největší převodový poměr bude mít první soukolí a směrem k výstupu bude jejich převodový poměr postupně klesat, a to s poměrem 1,8. K tomuto řešení jsem se rozhodl s ohledem na výslednou velikost převodovky. Předběžný převodový poměr jednotlivých soukolí lze s těmito požadavky spočítat takto:



$$i_{přev'} = i_{12'} \cdot i_{34'} \cdot i_{56'} \quad (21)$$

$$i_{34'} = \frac{i_{12'}}{1,8} \quad (22)$$

$$i_{56'} = \frac{i_{12}'}{1,8^2} \quad (23)$$

Pokud nyní dosadím rovnice 22 a 23 do rovnice 21 a vyjádřím i_{12}' získám tuto rovnici.

$$i_{12}' = \sqrt[3]{i_{přev'} \cdot 1,8} = \sqrt[3]{17,16} \cdot 1,8 = 4,64 \quad (24)$$

Se znalostí i_{12}' lze dopočítat i zbývající předběžné převodové poměry dosazením do rovnic 22 a 23.

$$i_{34'} = 2,58 \quad i_{56'} = 1,43$$

Pro dopočítání skutečných převodových poměrů a počtu zubů jednotlivých kol je nutné zvolit počty zubů pastorků. Při návrhu pastorků je nutné dát si pozor na minimální počet zubů, při kterém nedochází k podřezání paty zubu, a nejít pod tuto hodnotu. Protože použiji ozubená kola s úhlem záběru 20° , neměl bych volit počet zubů menší než 17 viz [26]. Dále také není vhodné volit zbytečně velké počty zubů s ohledem na výsledné průměry ozubených kol. Pro můj návrh volím počet zubů pastorků následovně:

$$z_1 = 19 \quad z_3 = 19 \quad z_5 = 19$$

Počty zubů spoluzabírajících kol se získají z počtu zubů pastorků a předběžného převodového poměru:



$$z_2 = z_1 \cdot i_{12}' = 19 \cdot 4,64 = 88,16 \quad \Rightarrow \quad \text{volba: } z_2 = 88 \quad (25)$$

$$z_4 = z_3 \cdot i_{34}' = 19 \cdot 2,58 = 49,02 \quad \Rightarrow \quad \text{volba: } z_4 = 49 \quad (26)$$

$$z_6 = z_5 \cdot i_{56}' = 19 \cdot 1,43 = 27,17 \quad \Rightarrow \quad \text{volba: } z_6 = 27 \quad (27)$$

Protože počet zubů musí být celé číslo, dochází k zaokrouhlování. Z tohoto důvodu se bude předběžný převodový poměr a skutečný převodový poměr lehce lišit. Skutečný převodový poměr se spočítá:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{88}{19} = 4,63 \quad (28)$$

Stejným způsobem se spočítají i ostatní převodové poměry. Jednotlivé převodové poměry vycházejí následovně:

$$i_{12} = 4,63 \quad i_{34} = 2,58 \quad i_{56} = 1,42$$

$$i_{přev} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = 4,63 \cdot 2,58 \cdot 1,42 = 16,96 \quad (29)$$

Vhodné je, aby u jednotlivých párů ozubených kol nevycházel převodový poměr celé číslo, jinak by docházelo k záběru stále stejných zubů, což by mohlo vést k nerovnoměrnému opotřebení. Tuto podmínku všechny páry ozubených kol splňují.

6.3. Materiál ozubení

Pro svoji pevnost a teplotní odolnost byl jako materiál pro ozubení vybrán nylon, viz obrázek 34. Nylonový filament byl vybrán od českého výrobce Plasty Mladeč, který tento materiál nabízí pod svým označením PAJet 160 nylon. Výrobce udávané mechanické vlastnosti jsou zobrazeny na obrázku 33.

Material Properties:			
Thermal	vicat softening temperature	ISO 306	170 °C
	heat deflection temperature	ISO 75	165 °C
Mechanical	impact strength	ISO 179	11 kJ/m ²
	flexural modulus	ISO 178	1180 MPa
Physical	Density	ISO 1183/B	1,01 g/cm ³
	Melt Flow Index	ISO 1133	8 g/10 min

Obrázek 33: Mechanické vlastnosti PAJet 160 nylon [44]



Obrázek 34: PAJet 160 nylon [44]

Poněvadž výrobce neudává všechny vlastnosti materiálu potřebné pro návrh modulu ozubení, bylo nutné tyto informace získat z jiného zdroje. Tímto zdrojem se stala kniha Ing. Jana Koloucha Strojní součásti z plastů [28]. Z této knihy jsem vybral vlastnosti pro polyamid 66 (nylon), ty jsou vypsány v tabulce 3. Hodnoty odpovídají životnosti ozubených kol 1500 hodin, to u prvního pastorku odpovídá přibližně $1,8 \cdot 10^8$ cyklů.

Tabulka 3: Vlastnosti materiálu PA 66 (pro $N=1,8 \cdot 10^8$) [28]

Mez únavy v ohybu σ_{FLim} [N/mm ²]	Mez únavy v dotyku σ_{HLim} [N/mm ²]	Poissonovo číslo μ []
25	33	0,4



6.4. Návrh modulu ozubení

Při návrhu modulu ozubení se budu řídit normou ČSN 01 4686, která řeší ohybové a kontaktní namáhání zubů.

6.4.1. Soukolí 12

V této části provedu podrobný návrh modulu ozubení prvního soukolí. U ostatních soukolí se bude postupovat stejným způsobem, podrobné dosazení do vzorců ovšem nebude uvedeno a budou uvedeny pouze shrnuté výsledky a zvolené součinitele v tabulce 4.

6.4.1.1. Návrh modulu vzhledem k ohybovému zatížení

Pro návrh modulu šikmého ozubení s ohledem na ohybové zatížení lze vycházet ze vzorce:

$$m_n' = \sqrt[3]{\frac{2K_F \cdot Mk \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \cos \beta}{\sigma_{FD} \cdot \psi_m \cdot Z}} \quad (30)$$

$$\sigma_{FD} = \frac{\sigma_{Flim}}{k_F} \quad (31)$$

Tento návrh modulu je nutné spočítat pro pastorek i kolo a řídit se větší výslednou hodnotou. Nejprve je ale nutné určit hodnoty všech součinitelů pro pastorek i spoluzabírající kolo. Společný součinitel Y_{FS} lze rozdělit na:

$$Y_{FS} = Y_F \cdot Y_S \quad (32)$$

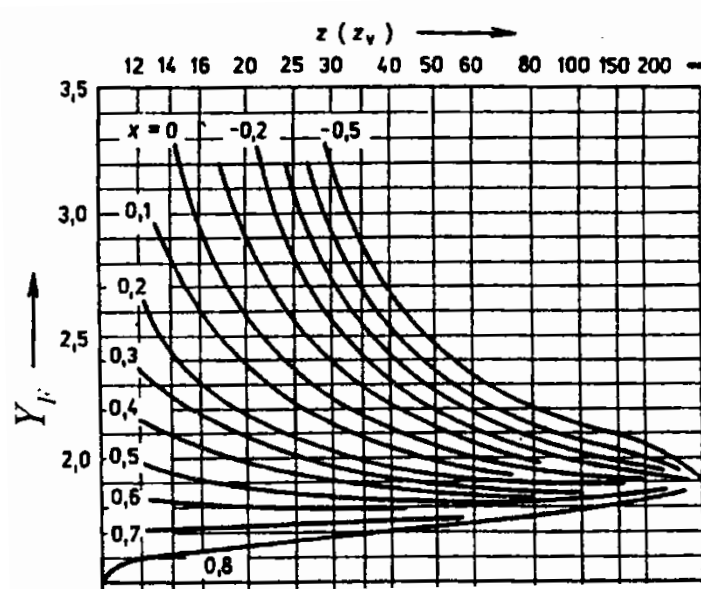
Hodnoty součinitelů Y_F a Y_S lze odečíst v diagramech na obrázcích 35 a 36. Nejprve je ale nutné, přepočítat počet zubů na počet zubů virtuálního kola:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (33)$$

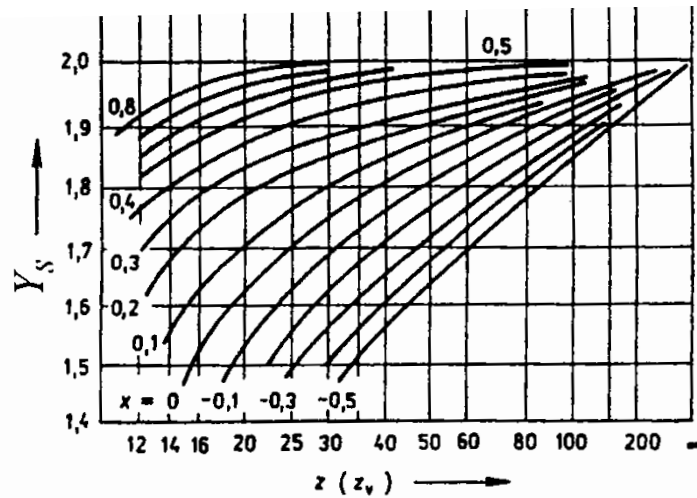
Úhel β uvažuji pro všechny soukolí stejný s hodnotou $\beta = 30^\circ$

pro pastorek:
$$z_v = \frac{19}{\cos^3 30^\circ} = 29,25$$

pro kolo:
$$z_v = \frac{88}{\cos^3 30^\circ} = 135,48$$



Obrázek 35: Diagram Y_F [29]

Obrázek 36: Diagram Y_s [29]

Z diagramů byly odečteny hodnoty pro nekorigované soukolí:

$$\text{pastorek: } Y_F = 2,2 \quad Y_S = 1,75 \quad Y_{FS} = 2,2 \cdot 1,75 = 3,85$$

$$\text{kolo: } Y_F = 1,75 \quad Y_S = 1,95 \quad Y_{FS} = 1,75 \cdot 1,95 = 3,74$$

Dalším součinitelem je Y_ε , ten je společný pro pastorek i kolo. Pro jeho výpočet je nejprve nutné zjistit součinitele záběru v čelní rovině ε_α , ten se dá orientačně určit ze vzorce: [29]

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta$$

(34)

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{88} \right) \right] \cdot \cos 30 = 1,7$$

Y_ε se poté spočítá následovně:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,7} = 0,59$$

(35)

Y_β závisí pouze na úhlu β a zohledňuje vyšší ohybovou odolnost šroubovitě vinutého zubu, určí se pomocí vzorce:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120^{\circ}} = 1 - \frac{30^{\circ}}{120^{\circ}} = 0,75$$

Součinitel bezpečnosti proti ohybovému a únavovému lomu v patě zubu se pohybuje mezi 1,2 až 1,3 viz [28].

$$k_F = 1,2$$

Poměrnou šířku ψ_m je vhodné zvolit podle hodnot na obrázku 37. Protože použiji šípové ozubení (ozubení s dvojitě šikmými zuby) volím hodnotu:

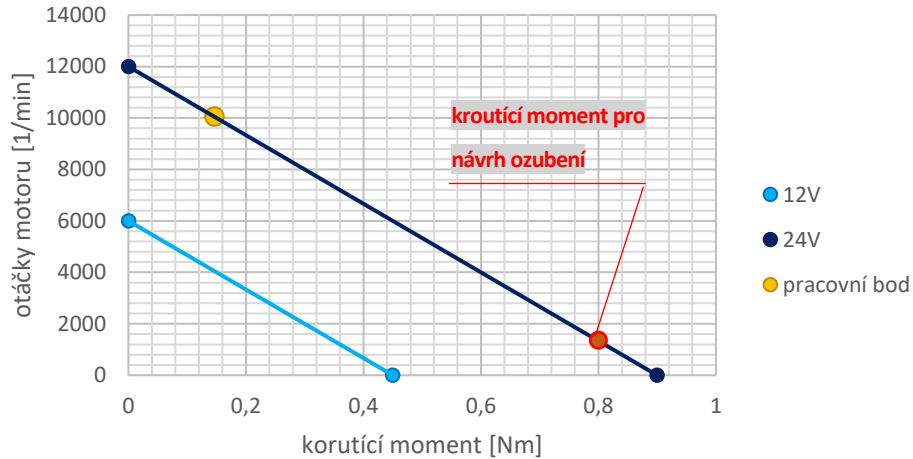
$$\psi_m = 30$$

Součinitel	Kola se zuby			$\psi_d \approx \frac{\psi_m}{z_1} \approx \psi_a \cdot \frac{i \pm 1}{2}$
	přímými	šikmými	dvojitě šikmými	
$\psi_m = \frac{b_w}{m}$	10 až 20	15 až 30	30 až 60	čím větší z_1 , tím větší ψ_m
$\psi_d = \frac{b_w}{d_1}$	0,7 až 1,2	1,0 až 1,5	1,5 až 2,5	ψ_d větší při symetrickém uložení kol, menší při nesymetrickém a letném

Obrázek 37: Doporučené hodnoty ψ_m [29]

Součinitel přidavného zatížení K_F se dá předběžně volit v hodnotách mezi 1,5 až 1,75. Pro můj výpočet budu tento součinitel uvažovat $K_F = 1$, jelikož soukolí navrhuji na téměř maximální moment, který je schopen motor vyvinout, viz obrázek 38. Tento moment by měl nastat jen ve výjimečných případech a jen na velmi malý okamžik, v opačném případě by měla zasáhnout ochrana motoru, například v podobě přepálené pojistky z důvodu nadproudu.

charakteristika motoru 895-360W



Obrázek 38: Charakteristika motoru s vyznačeným momentem pro návrh ozubení [obrázek autora]

Pro získání kroučícího momentu na prvním hřídeli, na které se nachází pastorek prvního soukolí, je nutné tento moment ještě vynásobit převodovým poměrem řemenu a jeho účinností:

$$M_{k_h1\ max} = M_{k\ max}^{motor} \cdot i_{\text{řemen}} \cdot \eta_{\text{řemen}} = 0,8 \cdot 5 \cdot 0,98 = 3,92\ Nm = 3920\ Nmm \quad (36)$$

Maximální moment na druhém hřídeli, kde se nachází spoluzabírající kolo se vypočte:

$$M_{k_h2\ max} = M_{k_h1\ max} \cdot i_{12} \cdot \eta_{\text{řemen}} = 3,92 \cdot 4,63 \cdot 0,98 = 17,79\ Nm = 17790\ Nmm \quad (37)$$

Nyní již lze přejít k samotnému výpočtu modulu. Dovolené napětí se spočítá stejně pro pastorek i kolo dosazením do rovnice 31:

$$\sigma_{FD} = \frac{\sigma_{Flim}}{k_F} = \frac{25}{1,2} = 20,83\ MPa$$

Dosazení do rovnice 30:

pastorek:

$$m_n' = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1 \cdot 3920 \cdot 3,85 \cdot 0,59 \cdot 0,75 \cdot \cos(30)}{20,83 \cdot 30 \cdot 19}} = 0,99\ mm$$

kolo:

$$m_n' = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1 \cdot 17790 \cdot 3,74 \cdot 0,59 \cdot 0,75 \cdot \cos(30)}{20,83 \cdot 30 \cdot 88}} = 0,97 \text{ mm}$$

Nyní je potřeba větší z návrhových modulů zaokrouhlit nahoru na nejbližší hodnotu normalizovaného modulu. Normalizované hodnoty modulů podle ČSN 01 4608 jsou vypsány na obrázku 39.

<i>m</i>	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75	4	4,5
[mm]	5	5,5	6	6,5	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22

Obrázek 39: Normalizovaná řada modulů dle ČSN 01 4608 [29]

Jak je vidět, tak pro první soukolí je směrodatná hodnota návrhového modulu pastorku, pro kterou vychází nejbližší vyšší normalizovaná hodnota modulu 1 mm. Se znalostí modulu je nyní možné dopočítat potřebnou efektivní šířku ozubení:

$$b_w = \frac{\psi_m}{m_n} = \frac{30}{1} = 30 \text{ mm}$$

(38)

6.4.1.2. Bezpečnost na ohyb

Výsledná bezpečnost na ohyb se opět počítá pro kolo i pastorek a vychází z těchto vzorců:

$$\sigma_{F \max} = \frac{2K_F \cdot M_k \cdot Y_{FS} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot \cos \beta}{b_w \cdot m_n^2 \cdot z}$$

(39)

$$S_F = \frac{\sigma_{F \lim b}}{\sigma_{F \max}}$$

(40)



Pastorek:

$$\sigma_{F \max} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 3920 \cdot 3,85 \cdot 0,59 \cdot 0,75 \cdot \cos(30)}{30 \cdot 1^2 \cdot 19} = 20,29 \text{ MPa}$$

$$S_F = \frac{25}{20,29} = 1,23$$

kolo:

$$\sigma_{F \max} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 17790 \cdot 3,74 \cdot 0,59 \cdot 0,75 \cdot \cos(30)}{30 \cdot 1^2 \cdot 88} = 19,32 \text{ MPa}$$

$$S_F = \frac{25}{19,32} = 1,29$$

Z výsledků je patrné, že navržený modul splňuje dostatečnou bezpečnost na ohyb u pastorku i kola, která by měla být minimálně 1,2 viz [28].

6.4.1.3. Bezpečnost na dotyk

Hertzův tlak se u čelního ozubení spočítá dle [28] tímto způsobem:

$$\sigma_{H \max} = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon$$

(41)

a jednotliví součinitelé:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

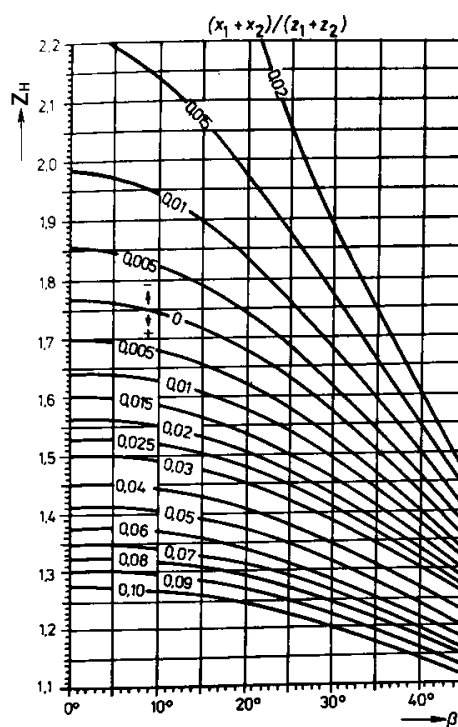
(42)

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}}$$

(43)

Součinitel Z_H se odečte z následujícího diagramu na obrázku 40.

(platí pouze pro $\alpha_n=20^\circ$):



Obrázek 40: Diagram ke stanovení Z_H [28]

Rovnici 42 lze pro stejný materiál pastorku i kola zjednodušit na:

$$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1 - \mu^2)}}$$

(44)



Pro výpočet je také nutné určit obvodovou sílu působící na roztečné kružnici na jednotku šířky zubu:

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \quad (45)$$

kde síla F_t je stejná pro pastorek i kolo:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{d} \quad (46)$$

$$d = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z \quad (47)$$

Jak je vidět z rovnic, tak se budou výpočty pro pastorek a kolo lišit pouze v průměru roztečné kružnice, díky tomu stačí ostatní hodnoty spočítat pouze jednou.

pastorek:
$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{1}{\cos 30} \cdot 19 = 21,94 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{k1_max}}{d_1} = \frac{2 \cdot 3920}{21,94} = 357,34 \text{ N}$$

kolo:
$$d_1 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{1}{\cos 30} \cdot 88 = 101,61 \text{ mm}$$

společné:

$$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1 - \mu^2)}} = \sqrt{\frac{1180}{\pi(1 - 0,4^2)}} = 21,15$$

$$Z_H = 1,57$$



$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} = \frac{357,34}{30} = 11,91 \text{ N/mm}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1,7}{3}} = 0,88$$

Nyní lze spočítat jednotlivá Hertzova napětí a bezpečnosti:

pastorek:

$$\sigma_{H \max} = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{11,91}{21,94} \cdot \frac{4,63+1}{4,63}} \cdot 1,57 \cdot 21,15 \cdot 0,88 = 23,74 \text{ MPa}$$

$$S_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{\sigma_{H \max}} = \frac{33}{23,74} = 1,39$$

(48)

kolo:

$$\sigma_{H \max} = \sqrt{\frac{11,91}{101,61} \cdot \frac{4,63+1}{4,63}} \cdot 1,57 \cdot 21,15 \cdot 0,88 = 11,03 \text{ MPa}$$

$$S_H = \frac{33}{11,03} = 2,99$$

Je vidět, že i bezpečnosti na dotyk jsou dostatečné, jelikož podle [28] by měly být přibližně 1,2 až 1,5.



6.4.2. Shrnutí pro všechna soukolí

Stejným způsobem byly provedeny výpočty u ostatních soukolí. Výsledky a dosazované hodnoty jsou v tabulce 4.

Tabulka 4: Shrnutí návrhu modulu ozubení [tabulka autora]

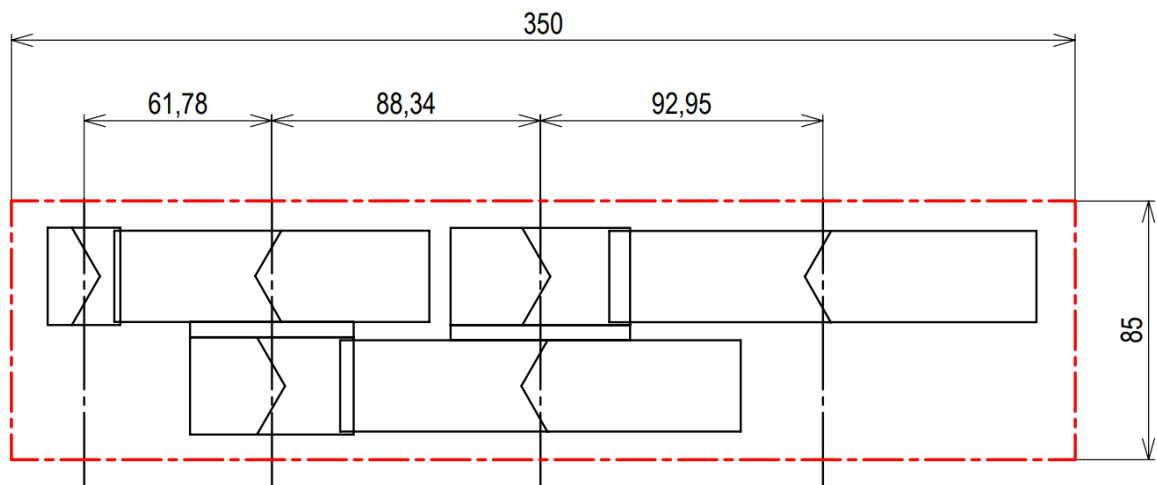
	Shrnutí návrhu ozubení					
	soukolí 12		soukolí 34		soukolí 56	
α_n [°]	20		20		20	
β [°]	30		30		30	
	pastorek	kolo	pastorek	kolo	pastorek	kolo
počet zubů []	19	88	19	49	19	27
kroučící moment [Nm]	3,92	17,79		44,98		62,59
účinnost []	0,98		0,98		0,98	
modul [mm]	1		2,25		3,5	
účinná šířka [mm]	30		30		30	
	OHYBOVÉ NAMÁHANÍ					
Y_F	2,2	1,92	2,2	1,95	2,2	2,1
Y_S	1,75	1,95	1,76	1,9	1,75	1,8
Y_{FS}	3,85	3,74	3,87	3,71	3,85	3,78
ϵ_α	1,7		1,68		1,63	
Y_ϵ	0,59		0,6		0,61	
Y_β	0,75		0,75		0,75	
K_F	1					
$\sigma_{F \max}$ [N/mm ²]	20,2	19,25	18,48	20,58	19,75	18,98
	DOTYKOVÉ NAMÁHANÍ					
Z_H	1,57		1,57		1,57	
Z_M	21,15		21,15		21,15	
Z_ϵ	0,88		0,88		0,89	
d_1 [mm]	21,94	101,61	49,36	127,31	76,79	109,12
F_t [N]	357		721		1147	
W_{Ht} [N/mm]	11,91		24,03		24,94	
$\sigma_{H \max}$ [N/mm ²]	23,74	11,03	24,01	16,07	21,99	18,98
	VÝSLEDNÉ BEZPEČNOSTI					
bezpečnost v ohybu []	1,24	1,3	1,35	1,21	1,27	1,32
bezpečnost v dotyku []	1,39	2,99	1,37	2,05	1,5	1,79

Pomocí aplikace Design Accelerator v programu Autodesk Inventor 2022, byly dopočítány rozměry ozubení viz tabulka 5. Celý výstup programu viz příloha 1.

Tabulka 5: Rozměry ozubení – původní návrh [tabulka autora]

		Kolo 1	Kolo 2	Kolo 3	Kolo 4	Kolo 5	Kolo 6
Typ modelu		Komponenta	Komponenta	Komponenta	Komponenta	Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	19 ul	88 ul	19 ul	49 ul	19 ul	27 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,0000 ul	0,0000 ul	0,0000 ul	0,0000 ul	0,0000 ul
Průměr roztečné kružnice	d	21,939 mm	101,614 mm	49,363 mm	127,306 mm	76,788 mm	109,119 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	23,939 mm	103,614 mm	53,863 mm	131,806 mm	83,788 mm	116,119 mm
Průměr patní kružnice	d _f	19,439 mm	99,114 mm	43,738 mm	121,681 mm	68,038 mm	100,369 mm
Průměr základní kružnice	d _b	20,226 mm	93,677 mm	45,508 mm	117,362 mm	70,790 mm	100,596 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	21,939 mm	101,614 mm	49,363 mm	127,306 mm	76,788 mm	109,119 mm
Šířka ozubení	b	32,000 mm	30,000 mm	32,000 mm	30,000 mm	32,000 mm	30,000 mm

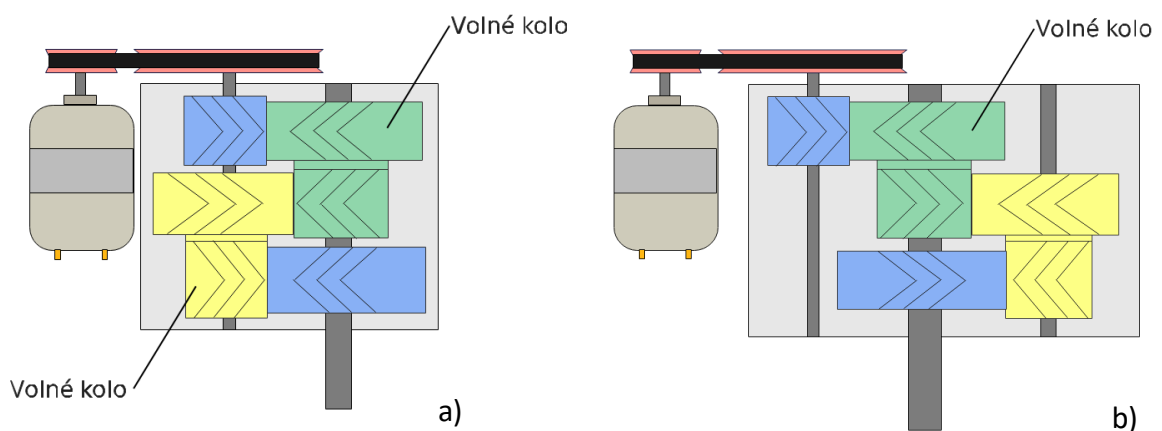
Po narýsování půdorysu viz obrázek 41 je patrné, že by převodovka nesplňovala požadavek na maximální zástavbový prostor, který má rozměry 150x100x260 mm, viz obrázek 26.



Obrázek 41: Půdorys převodovky [obrázek autora]

6.5. Přeuspořádání převodovky

Jak již bylo zmíněno, původní uspořádání převodovky vzhledem k velikosti potřebných modulů ozubení, nabývá rozměrů přesahujících maximální zástavbový prostor. Je proto nutné najít řešení tohoto problému. Tím by mohlo být vhodné přeuspořádání převodovky. Na první pohled se jeví dvě možnosti, jak lze stávající převodovku přeuspořádat. Obě možnosti jsou zobrazeny na obrázku 42.



Obrázek 42: Možná přeuspořádání převodovky [obrázek autora]

Varianta b) je méně prostorově úspornější variantou, vyžaduje ale pouze dvě soukolí se stejnou osovou vzdáleností, té by mohlo vzhledem k blízkým osovým vzdálenostem soukolí 2 a 3, dosaženo pomocí korekcí, viz příloha 1.

U varianty a) je nutné navrhnout všechny soukolí se stejnou osovou vzdáleností, to by vyžadovalo přepočítat počty zubů prvního soukolí, jelikož jeho osová vzdálenost se výrazně liší od dvou zbývajících soukolí. Na druhou stranu je varianta a) výrazně prostorově úspornější, což se stalo hlavním důvodem jejího zvolení.

6.5.1. Návrh ozubení při dané osové vzdálenosti

Nejprve je nutné zvolit osovou vzdálenost, pro kterou budou soukolí navržena. Poněvadž se osové vzdálenosti soukolí 2 a 3 pohybují kolem hodnoty 90 mm, volím tuto hodnotu jako návrhovou, tak aby šli tyto dvě soukolí dokorigovat.

Nyní je nutné přepočítat počet zubů soukolí 1, tak aby se osová vzdálenost nekorigovaného soukolí co nejvíce přiblížila požadované hodnotě. Vycházím ze vzorců, které udává [29]:

$$a = \frac{m_t \cdot (z_1 + z_2)}{2} \quad (49)$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} \quad (50)$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (51)$$

Po dosazení rovnic 50 a 51 do rovnice 49 a vyjádření počtu zubů pastorku vychází tento vztah:

$$z_1 = \frac{2a \cdot \cos \beta}{m_n \cdot (i_{12} + 1)} \quad (52)$$

Pomocí těchto vztahů byl dopočítán počet zubů ozubených kol prvního soukolí a jeho nekorigovaná osová vzdálenost. Výsledky a dosazované hodnoty jsou shrnuty v tabulce 6.

Tabulka 6: Výpočet zubů soukolí 1 - požadovaná osová vzdálenost [tabulka autora]

z_1	z_2	a [mm]	m [mm]	β [°]	i_{12}
28	130	91,221	1	30	4,63



Přesné osové vzdálenosti je možné dosáhnout tím, že se dané soukolí zkoriguje. Korekce se udává pomocí jednotkových posunutí pro pastorek a kolo. Jejich součet pro danou osovou vzdálenost lze spočítat ze vzorců, které udává [29]:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 \quad (53)$$

$$x_{\Sigma} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \operatorname{tg} \alpha_n} \quad (54)$$

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right) \quad (55)$$

$$\alpha_{tw} = \cos^{-1} \left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t \right) \quad (56)$$

Podle výše zmíněných rovnic a hodnot z přílohy 1, byly pro jednotlivá soukolí spočítány příslušné součtové korekce. Výsledky a dosazované hodnoty jsou vypsány v tabulce 7.

Tabulka 7: Korekce soukolí [tabulka autora]

korekce soukolí											
soukolí	x_1+x_2	α_n	α_t	α_{tw}	β	a	a_w	z_1	z_2	$\operatorname{inv} \alpha_t$	$\operatorname{inv} \alpha_{tw}$
1	-1,173	20	22,796	20,869	30	91,221	90	28	130	0,022414	0,01701
2	0,778	20	22,796	25,1989	30	88,335	90	19	49	0,022414	0,03074
3	-0,76	20	22,796	17,7983	30	92,953	90	19	27	0,022414	0,010393

Stejných součtových posunutí pro jednotlivá soukolí bylo dosaženo i při výpočtu pomocí aplikace Design Accelerator. Stejným programem bylo také navrženo výsledné rozdělení posunutí na jednotlivá kola s ohledem na snížení měrných skluzů, které způsobují třecí ztráty v ozubení a tím i jeho zahřívání. K tomuto typu rozdělení součtových posunutí bylo přistoupeno s ohledem na použití polymerových kol, které jsou citlivé na vyšší teplotu. Výsledné rozměry korigovaného ozubení jsou vypsány v tabulce 8 a podrobněji v příloze 2.

Tabulka 8: Výsledné rozměry korigovaného ozubení [tabulka autora]

		Kolo 1	Kolo 2	Kolo 3	Kolo 4	Kolo 5	Kolo 6
Typ modelu		Komponenta	Komponenta	Komponenta	Komponenta	Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	28 ul	130 ul	19 ul	49 ul	19 ul	27 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0375 ul	-1,2105 ul	0,4052 ul	0,3723 ul	-0,1482 ul	-0,6114 ul
Průměr roztečné kružnice	d	32,332 mm	150,111 mm	49,363 mm	127,306 mm	76,788 mm	109,119 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	34,310 mm	149,594 mm	55,518 mm	133,312 mm	82,162 mm	111,250 mm
Průměr patní kružnice	d _f	29,907 mm	145,190 mm	45,562 mm	123,356 mm	67,000 mm	96,089 mm
Průměr základní kružnice	d _b	29,806 mm	138,386 mm	45,508 mm	117,362 mm	70,790 mm	100,596 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	31,899 mm	148,102 mm	50,294 mm	129,705 mm	74,348 mm	105,653 mm
Šířka ozubení	b	32,000 mm	30,000 mm	32,000 mm	30,000 mm	32,000 mm	30,000 mm

Jelikož došlo ke změně některých parametrů ozubení, bylo opět nutné provést kontrolu ozubení na otažení a ohyb. Výpočet byl proveden podle stejných vztahů jako při prvotním návrhu, viz 6.4.1. Výsledky kontroly jsou vypsány v tabulce 9.

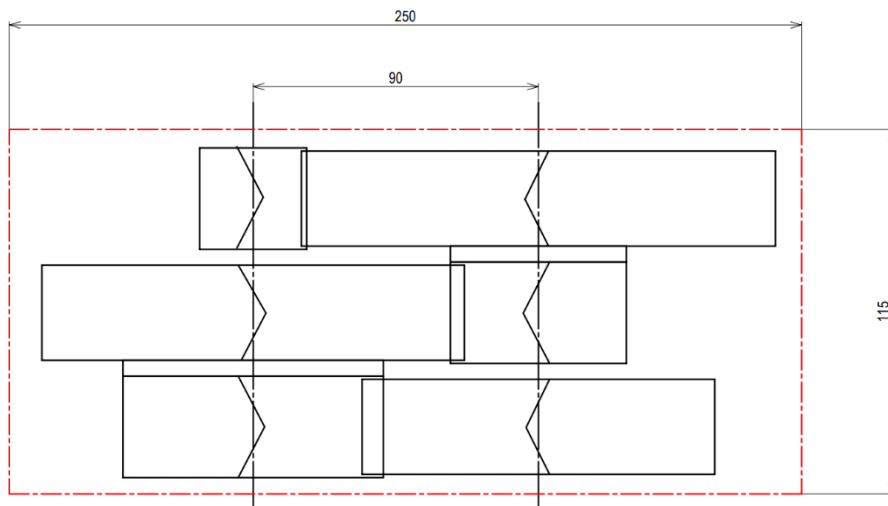


Tabulka 9: Shrnutí kontroly korigovaného ozubení [tabulka autora]

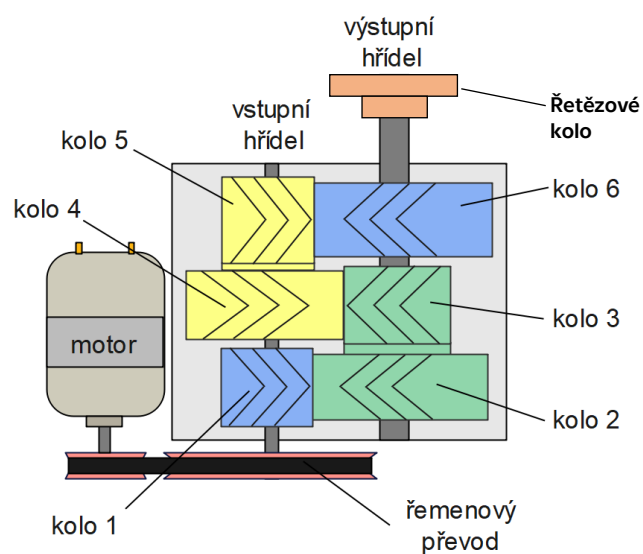
	Shrnutí návrhu korigovaného ozubení					
	sokolí 12		sokolí 34		sokolí 56	
α_n [°]	20		20		20	
β [°]	30		30		30	
	pastorek	kolo	pastorek	kolo	pastorek	kolo
počet zubů []	28	130	19	49	19	27
kroučící moment [Nm]	3,92	17,83		45,08		62,73
účinnost []	0,98		0,98		0,98	
modul [mm]	1		2,25		3,5	
účinná šířka [mm]	30		30		30	
	OHYBOVÉ NAMÁHANÍ					
Y_F	2,05	2,3	1,9	1,85	2,4	2,8
Y_S	1,82	1,8	1,93	1,95	1,62	1,45
Y_{FS}	3,73	4,14	3,67	3,61	3,89	4,06
ϵ_α	1,76		1,68		1,63	
Y_ϵ	0,57		0,6		0,61	
Y_β	0,75		0,75		0,75	
K_F	1					
$\sigma_{F \max}$ [N/mm ²]	12,85	13,97	17,55	19,99	19,99	20,44
	DOTYKOVÉ NAMÁHANÍ					
Z_H	1,64		1,49		1,67	
Z_M	21,15		21,15		21,15	
Z_ϵ	0,86		0,88		0,89	
d_1 [mm]	32,33	150,11	49,36	127,31	76,79	109,12
F_t [N]	242		490		1150	
W_{Ht} [N/mm]	8,08		16,34		25	
$\sigma_{H \max}$ [N/mm ²]	16,44	7,63	18,79	12,58	19,29	20,44
	VÝSLEDNÉ BEZPEČNOSTI					
bezpečnost v ohybu []	1,95	1,79	1,42	1,25	1,25	1,22
bezpečnost v dotyku []	2,01	4,33	1,76	2,62	1,71	1,68

I po záporné korekci soukolí 3 je výsledná bezpečnost stále dostatečná a navržené soukolí by mělo spolehlivě fungovat po dobu požadované životnosti.

Nyní lze porovnat, jak moc účinné se stalo navrhované přeuspořádání převodovky, zobrazené na obrázku 44, z hlediska velikosti. Při porovnání původního nákresu převodovky na obrázku 41 a nákresu nově uspořádané převodovky na obrázku 43 je patrné, že se podařilo v jednom směru zmenšit velikost převodovky zhruba o 100 mm, a to pouze s 30 mm nárůstem rozměru ve směru druhém. I tak se ale nepodařilo v jednom směru převodovku vměstnat do zástavbového prostoru, to znamená, že bude potřeba většího zásahu do těla traktoru.



Obrázek 43: Půdorys nově přeuspořádané převodovky [obrázek autora]



Obrázek 44: Schéma převodovky [obrázek autora]

6.6. Návrh průměru hřídelů

Při návrhu průměru hřídelů budu vycházet pouze z podmínky krutu. Jako hřídele budou použity hlazené tyče z nerezové ocele 1.4301 s mezí kluzu 190 N/mm^2 [30].

$$\tau_D = \frac{R_e}{\sqrt{3} \cdot k} \quad (57)$$

Dovolené smykové napětí je spočítáno pomocí hypotézy HMM s dostatečnou bezpečností.

$$d_{h_min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (58)$$

Dosazované hodnoty a výsledné průměry hřídelů jsou shrnuty v tabulce 10.

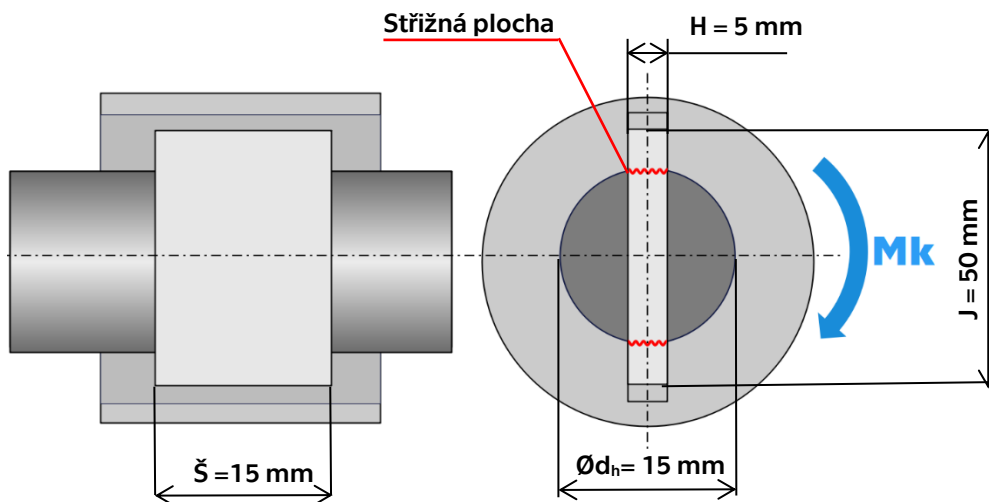
Tabulka 10: Shrnutí návrhu průměru hřídelů [tabulka autora]

Shrnutí návrhu průměru hřídelů						
	Re [N/mm ²]	k	τ_d [N/mm ²]	M _k [Nm]	d _{h_min} [mm]	dh [mm]
vstupní	190	8	13,71	3,92	1,13	8
výstupní		8	13,71	62,73	2,86	15

Zvolené průměry hřídelů jsou vzhledem k podmínce krutu výrazně předimenzované. Bylo ovšem nutné brát ohled na dostupnost řemenic, u kterých je minimální dostupný průměr díry 5 mm a na fakt, že výstupní hřídel bude opatřena dírou pro kolík přenášející moment z kola na hřídel.

6.7. Kontrola spojení kola 6 a výstupního hřídele

Pro přenos momentu z kola 6 na výstupní hřídel bude použita ocelová plochá tyč vsazená do hřídele, viz obrázek 45. Tento tvarový spoj byl zvolen na místo klasického kolíku, a to především kvůli snížení kontaktních tlaků. Materiál tyče je ocel S235JR s mezí kluzu 235 N/mm^2 , viz [31]. Tento typ spoje je nutné zkontrolovat kromě otláčení stykových ploch i na stříh, ačkoliv se dá očekávat, že by nejprve došlo k poškození plastového náboje. Oslabení hřídele drážkou nebudu kontrolovat, protože je mnohonásobně předimenzovaná.



Obrázek 45: schéma spoje pomocí desky [obrázek autora]

Dovolené smykové napětí je stejně jako u návrhu hřídele spočítáno pomocí teorie HMH.

$$\tau_D = \frac{R_e}{\sqrt{3} \cdot k} = \frac{235}{\sqrt{3} \cdot 1,2} = 113,1 \text{ N/mm}^2$$

(59)

Smykové napětí způsobené kroutícím momentem se spočítá dle následujícího vztahu:

$$\tau = \frac{M_k}{\check{s} \cdot H \cdot d_h} = \frac{62,73}{0,015 \cdot 0,005 \cdot 0,015} = 56,8 \text{ N/mm}^2$$

(60)

Výsledná bezpečnost na stříh se spočítá:

$$k = \frac{\tau_D}{\tau} = \frac{113,1}{56,8} = 2$$

(61)



Tlak ve hřídeli je určen pomocí rovnice 62, která vychází ze vztahu pro kolík viz [26].
Dovolený tlak mezi deskou a hřídelí uvažuji 180 N/mm², tuto hodnotu udává software MITCalc [32] pro kolíkový spoj a danou třídu ocele.

$$p_h = \frac{6 \cdot M_k}{\check{S} \cdot d_h^2} = \frac{6 \cdot 62,73}{0,015 \cdot 0,015^2} = 112 \text{ N/mm}^2 < p_d = 180 \text{ N/mm}^2 \quad (62)$$

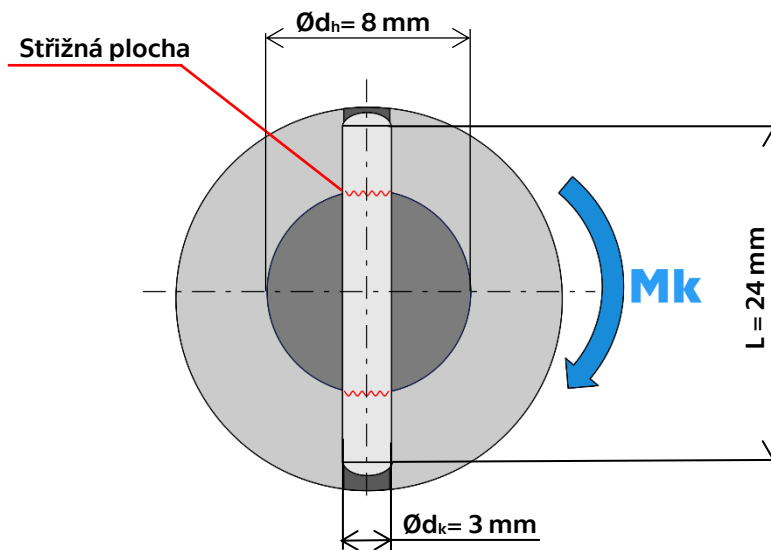
Určení dovoleného tlaku pro plastový náboj z PLA bylo náročnější, protože se nejedná o běžně používaný materiál v průmyslu. Vycházím proto z dovoleného tlaku pro polymerové nýty z ABS, který stanovuje [28] na 8 N/mm².

$$p_n = \frac{4 \cdot M_k}{\check{S} \cdot (C^2 - d_h^2)} = \frac{4 \cdot 62,73}{0,015 \cdot (0,05^2 - 0,015^2)} = 7,4 \text{ N/mm}^2 < p_d = 8 \text{ N/mm}^2 \quad (63)$$

6.8. Kontrola spojení kola 1 a vstupního hřídele

Pro přenos momentu z kola 1 na vstupní hřídel bude použit válcový kolík z materiálu 1.4301 s mezí kluzu 190 N/mm^2 [30], viz obrázek 46. Spoj se kontroluje na stejné namáhání jako v 5.7.

Dovolené smykové napětí:



Obrázek 46: schéma spoje pomocí desky [obrázek autora]

$$\tau_D = \frac{R_e}{\sqrt{3} \cdot k} = \frac{190}{\sqrt{3} \cdot 1,2} = 91,4 \text{ N/mm}^2$$

Smykové napětí způsobené kroutícím momentem se spočítá dle následujícího vztahu:

$$\tau = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d_k^2 \cdot d_h} = \frac{4 \cdot 3,92}{\pi \cdot 0,003^2 \cdot 0,008} = 69,3 \text{ N/mm}^2$$

(64)

Výsledná bezpečnost na stříh se spočítá:

$$k = \frac{\tau_D}{\tau} = \frac{91,4}{69,3} = 1,3$$

(65)



Tlak v hřídeli:

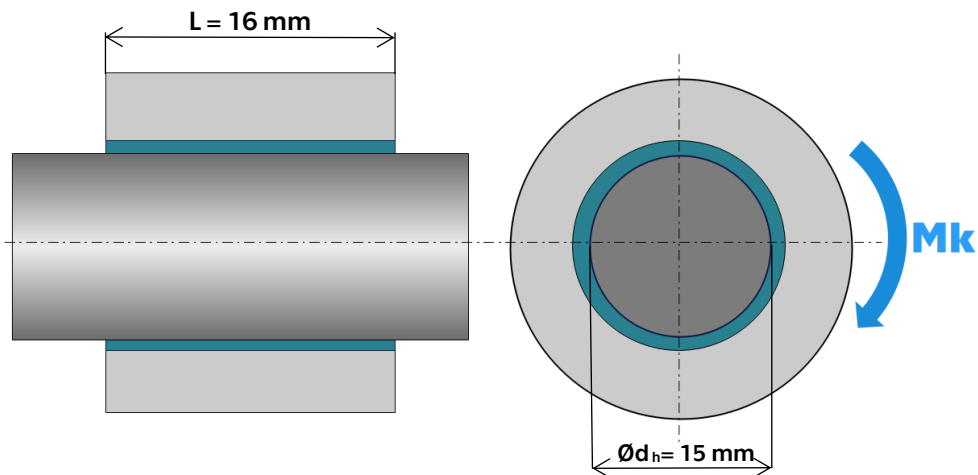
$$p_h = \frac{6 \cdot M_k}{d_k \cdot d_h^2} = \frac{6 \cdot 3,92}{0,003 \cdot 0,008^2} = 122,5 \text{ N/mm}^2 < p_d = 180 \text{ N/mm}^2 \quad (66)$$

Pro dovolený tlak v kole stejně jako v kapitole 5.7. vycházím z dovoleného tlaku pro polymerové nýty, ale tentokrát pro PA 66, který stanovuje [28] na 60 N/mm².

$$p_n = \frac{4 \cdot M_k}{d_k \cdot (L^2 - d_h^2)} = \frac{4 \cdot 62,73}{0,003 \cdot (0,024^2 - 0,008^2)} = 10,2 \text{ N/mm}^2 < p_d = 60 \text{ N/mm}^2 \quad (67)$$

6.9. Kontrola spojení řetězového kola a výstupního hřídele

Jelikož je tento spoj rozměrově omezen kupovaným řetězovým kolem, nebylo možné najít vhodnou velikost kolíku, která by splňovala všechny kontroly prováděné u tohoto spoje. Z tohoto důvodu bude řetězové kolo k hřídeli připájeno pomocí měkké pájky, viz obrázek 47. Orientační mez pevnosti ve smyku pro měkké pájky udává [26] na $\tau_{PS} = 30 \text{ N/mm}^2$.



Obrázek 47: Schéma pájeného spoje [obrázek autora]

Dovolené smykové napětí:

$$\tau_D = \frac{\tau_{PS}}{k} = \frac{30}{2} = 15 \text{ N/mm}^2$$

(68)

Smykové napětí se dle [26] spočítá následovně:

$$\tau = \frac{2M_k}{\pi \cdot d_h \cdot L} = \frac{2M_k}{\pi \cdot d_h^2 \cdot L} = \frac{2 \cdot 62,73}{\pi \cdot 0,015^2 \cdot 0,016} = 11,1 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_D$$

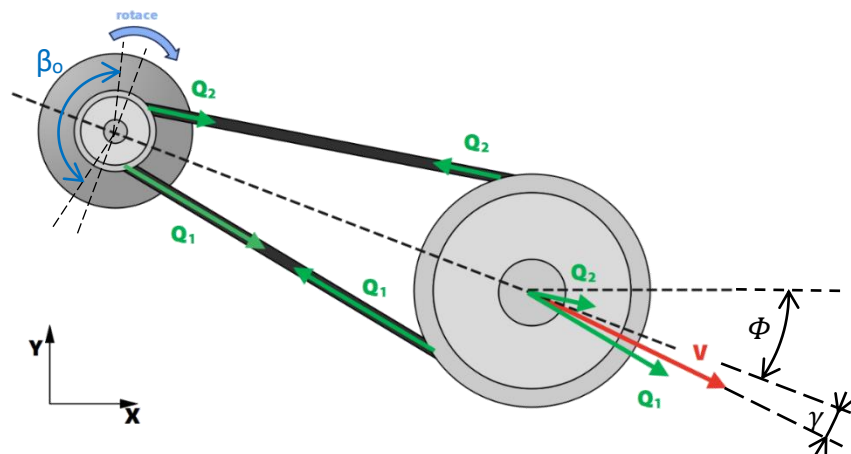
(69)

6.10. Kontrola životnosti ložisek

Pro všechny hřídele a kola použiji radiální kuličková ložiska, protože vzhledem k použitému šípovému ozubení neočekávám žádné axiální zatížení. Pro výpočet trvanlivosti ložisek je nejprve nutné spočítat jejich zatížení od sil, které působí v ozubení, řetězu a řemenu. Aby bylo možné zjistit síly v ložiskách, zjednodušíme si hřídel na staticky určitý nosník, kde podpory reprezentují ložiska. Reakce v podporách následně považujeme za síly působící na ložiska. Životnost budu kontrolovat pro zatížení v pracovním bodě momentové charakteristiky, nikoliv pro maximální zatížení jako u ozubení, jelikož očekávám, že převodovka bude většinu času pracovat v okolí tohoto bodu. Požadovaná minimální životnost ložisek je 1500 h.

6.10.1. Vstupní hřídel

Na vstupní hřídeli, kromě sil v ozubení, působí i síly od řemenu, viz obrázek 48. Jejich výpočet a přepočítání do složek ve směru osy x a y je proveden podle následujících vztahů.



Obrázek 48: Schéma sil působících v řemenu [obrázek autora]

Přenášená tečná síla:

$$M_{k_hl} = M_{motor} \cdot i_{\text{řemen}} \cdot \eta_{\text{řemen}} = 0,15 \cdot 5 \cdot 0,98 = 0,735 \text{ Nm}$$

(70)



$$Q = \frac{2 \cdot M_{k_{hl}}}{d_{p2}} = \frac{2 \cdot 0,735}{0,05} = 29,4 \text{ N}$$

(71)

K určení celkové síly v řemenu je nutné ještě znát hodnotu předpětí, která se stanovuje tak, aby odlehčená větev byla stále napnutá (10÷30) % maximální přenášené síly. Spočítané předpětí půjde ovšem nastavit jen přibližně. [33].

$$Q_{max} = \frac{2 \cdot M_{k_{h1 max}}}{d_{p2}} = \frac{2 \cdot 3,92}{0,05} = 156,8 \text{ N}$$

(72)

$$Q_0 = \frac{Q_{max}}{2} + 0,1 \cdot Q_{max} = \frac{156,8}{2} + 0,1 \cdot 156,8 = 94,1 \text{ N}$$

(73)

Tažná větev: $Q_1 = Q_0 + \frac{Q}{2} = 94,1 + \frac{29,4}{2} = 108,8 \text{ N}$

(74)

Odlehčená větev: $Q_2 = Q_0 - \frac{Q}{2} = 94,1 - \frac{29,4}{2} = 79,4 \text{ N}$

(75)

Úhel opásání malé řemenice β_o byl výstupem online designéru, viz obrázek 43.

$$V = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2 - 2Q_1Q_2 \cos \beta_o} = \sqrt{108,8^2 + 79,4^2 - 2 \cdot 108,8 \cdot 79,4 \cdot \cos (156,47)} \\ = 184,3 \text{ N}$$

(76)

$$\gamma = \sin^{-1} \left(\frac{(Q_1 - Q_2)}{V} \sin (180^\circ - \beta_o) \right) = \sin^{-1} \left(\frac{(108,8 - 79,4)}{184,3} \cdot \sin (23,53) \right) = 3,65^\circ$$

(77)

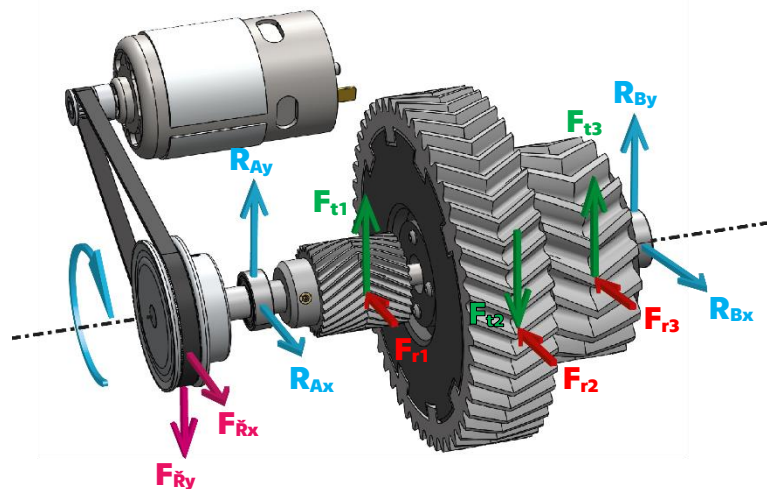
Síly od řemenu na velkou řemenici:

Úhel ϕ , viz obrázek 45 byl, změřen z modelu v programu Solidworks.

$$F_{\check{r}_x} = -V \cdot \cos \gamma \cdot \cos \phi = -184,3 \cdot \cos(3,65) \cdot \cos(15,97) = -177 \text{ N} \quad (78)$$

$$F_{\check{r}_y} = -V \cdot \sin \gamma \cdot \sin \phi = -184,3 \cdot \sin(3,65) \cdot \sin(15,97) = -3,2 \text{ N} \quad (79)$$

V ozubení se šípovými zuby vzniká pouze obvodová a radiální síla, jelikož se axiální síly vyruší. Všechny síly, které působí na vstupní hřídel jsou zobrazeny na obrázku 49.



Obrázek 49: schéma zatížení vstupní hřídele [obrázek autora]

Síly v ozubení jsou počítány dle uvedených vztahů pro každé ze tří soukolí. Výsledky a dosazované vztahy jsou vypsány v tabulce 11.

$$F_T = \frac{2 \cdot M_k}{d_w} \quad (80)$$

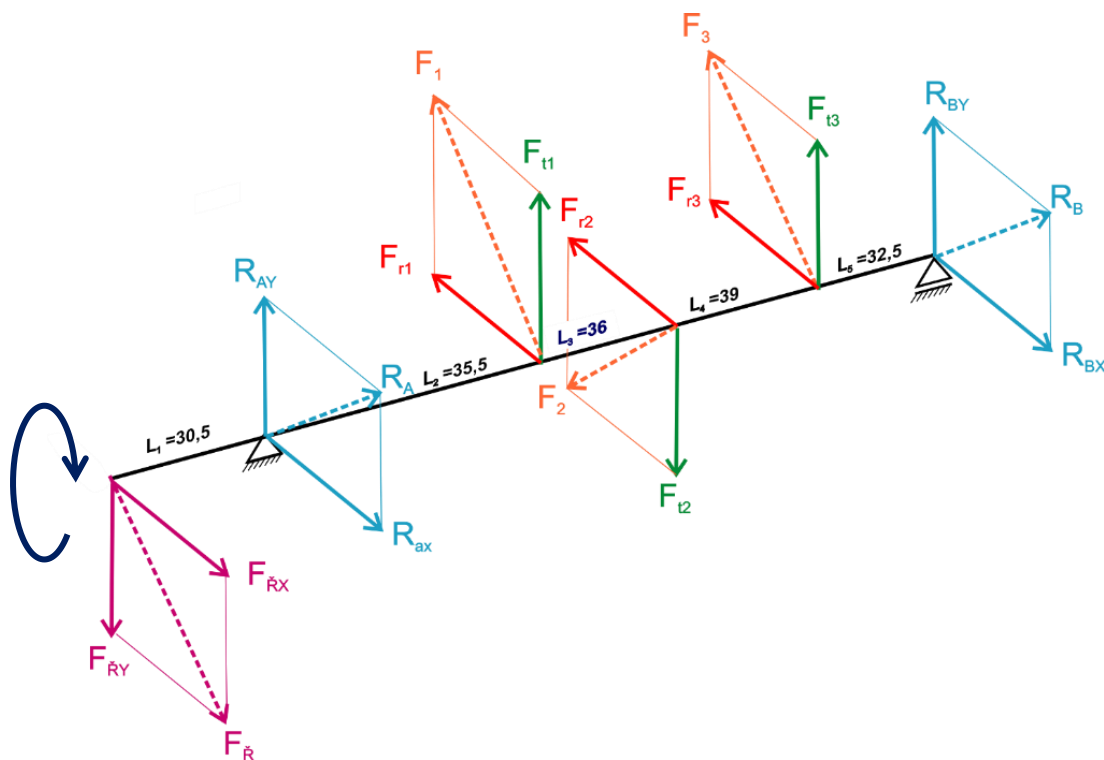
$$\operatorname{tg} \beta_w = \operatorname{tg} \beta \frac{d_w}{d} \quad (81)$$

$$F_R = F_T \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_w} \quad (82)$$

Tabulka 11: Síly v ozubení [tabulka autora]

síly v ozubení								
kolo	M_k [Nm]	d [mm]	d_w [mm]	α_w [°]	β [°]	β_w [°]	F_T [N]	F_R [N]
1	0,735	32,332	31,899	17,283	30	29,598	46,1	16,7
3	8,450	49,363	50,294	23,057	30	30,566	336	169,6
5	8,450	76,788	74,384	11,697	30	29,061	227,2	54,1

Se znalostí všech sil lze nyní dopočítat reakce v ložiskách pomocí statických rovnic vytvořených podle obrázku 50.



Obrázek 50: Staticky určitý nosník reprezentující vstupní hřídel [obrázek autora]



Směr osy X:

$$R_{BX} = \frac{F_{\check{R}X} \cdot L_1 + F_{r1} \cdot L_2 + F_{r2} \cdot (L_2 + L_3) + F_{r3} \cdot (L_2 + L_3 + L_4)}{(L_2 + L_3 + L_4 + L_5)}$$
$$= \frac{-177 \cdot 0,0305 + 16,7 \cdot 0,0355 + 169,6 \cdot (0,0355 + 0,036) + 54,1 \cdot (0,0355 + 0,036 + 0,039)}{(0,0355 + 0,036 + 0,039 + 0,0325)}$$
$$= 93 \text{ N}$$

(83)

$$R_{AX} = -F_{\check{R}X} + F_{R1} + F_{R2} + F_{R3} - R_{BX}$$
$$= 177 + 16,7 + 169,6 + 54,1 - 93 = 324,4 \text{ N}$$

(84)

Směr osy Y:

$$R_{BY} = \frac{F_{\check{R}Y} \cdot L_1 + F_{t1} \cdot L_2 + F_{t2} \cdot (L_2 + L_3) + F_{t3} \cdot (L_2 + L_3 + L_4)}{(L_2 + L_3 + L_4 + L_5)}$$
$$\frac{-3,2 \cdot 0,0305 + 46,1 \cdot 0,0355 + 336 \cdot (0,0355 + 0,036) + 227,2 \cdot (0,0355 + 0,036 + 0,039)}{(0,0355 + 0,036 + 0,039 + 0,0325)}$$
$$= 354,3 \text{ N}$$

(85)

$$R_{AY} = +F_{\check{R}Y} - F_{t1} + F_{t2} - F_{t3} - R_{BY} =$$
$$= -17,2 - 46,1 + 336 - 227,2 - 354,3 = -308,8 \text{ N}$$

(86)

Výsledné síly:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{324,4^2 + (-308,8)^2} = 447,9 \text{ N}$$

(87)

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{93^2 + 354,3^2} = 366,3 \text{ N}$$

(88)

Pro vstupní hřídel byla použita zakrytovaná kuličková radiální ložiska 608-2RS s dynamickou únosností $C = 3,45 \text{ kN}$ [34]. Kontrola životnosti je provedena pouze pro více zatížené ložisko, tedy ložisko blíže řemenici.

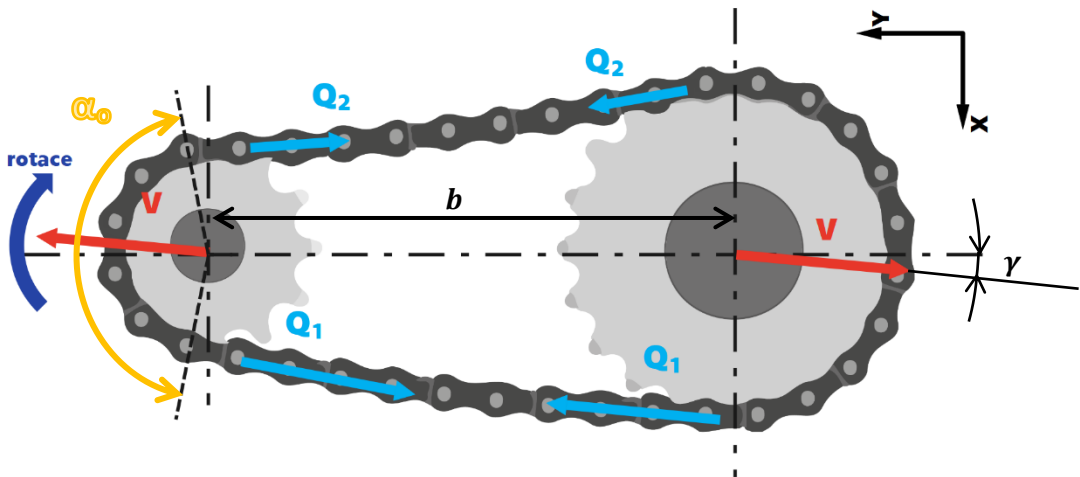
$$n_{h1} = \frac{n_{motor}}{i_{řemen}} = \frac{10049}{5} = 2009,8 \quad (89)$$

$$L_h = \left(\frac{C}{R}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{3450}{447,9}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2009,8} = 3789 \text{ h} \quad (90)$$

Z výsledku je patrné, že obě ložiska na vstupní hřídeli mají dostatečnou životnost.

6.10.2. Výstupní hřídel

U výstupní hřídele je nutné, podobně jako u řemenu vstupní hřídele, určit síly působící na hřídel od řetězu. Síly do složek x a y se spočítají dle následujících vztahů [26]. Řetězový převod je orientován svisle, viz obrázek 51.



Obrázek 51: Schéma sil působících v řetězu [obrázek autora]

$$M_{k_{hII}} = M_{k_6} = M_{k_{hI}} \cdot i_{přev} \cdot \eta_{přev} = 0,735 \cdot 16,96 \cdot 0,98^3 = 11,73 \text{ Nm} \quad (91)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot M_{k_hII}}{d_{\check{r}k}} = \frac{2 \cdot 11,73}{61,1 \cdot 10^{-3}} = 384 \text{ N} \quad (92)$$

$$V \cong 1,15 \cdot F_o = 1,15 \cdot 384 = 441,6 \text{ N} \quad (93)$$

Osová vzdálenost řetězových kol je předběžně zvolená $b=150$ mm, protože upevnění převodovky do těla traktoru není předem známo.

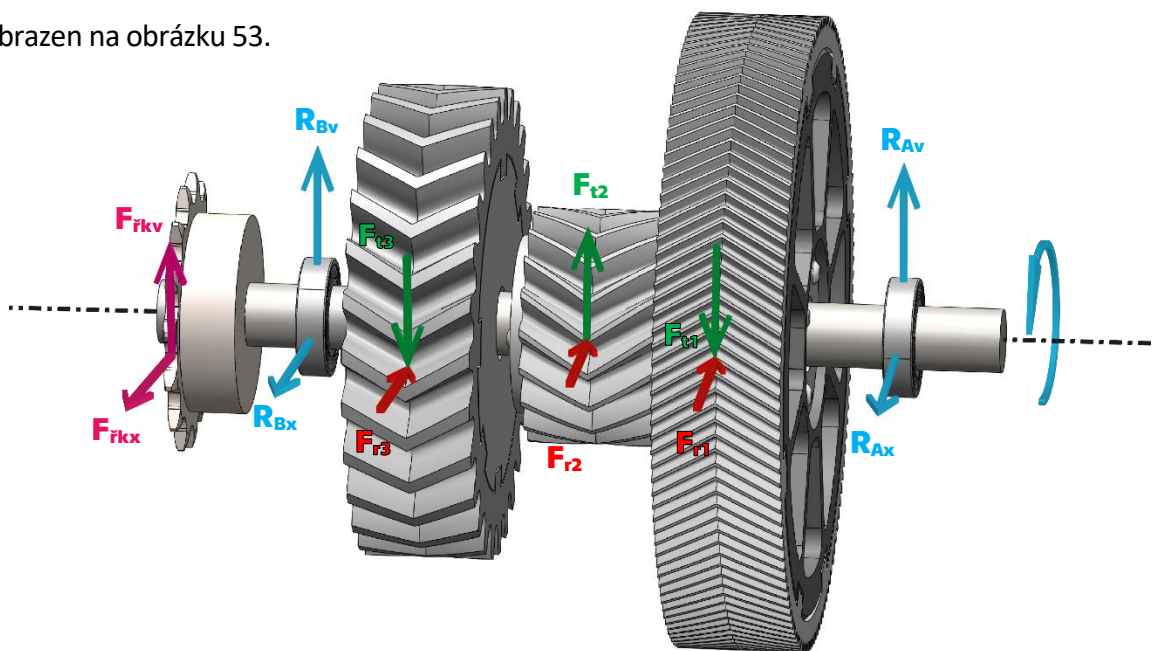
$$\alpha_o = 2 \cdot \cos^{-1} \frac{D_{\check{r}k} - d_{\check{r}k}}{2 \cdot b} = 2 \cdot \cos^{-1} \frac{93,27 - 61,1}{2 \cdot 150} = 167,69^\circ \quad (94)$$

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\alpha_o}{2} = 90^\circ - \frac{167,69^\circ}{2} = 6,16^\circ \quad (95)$$

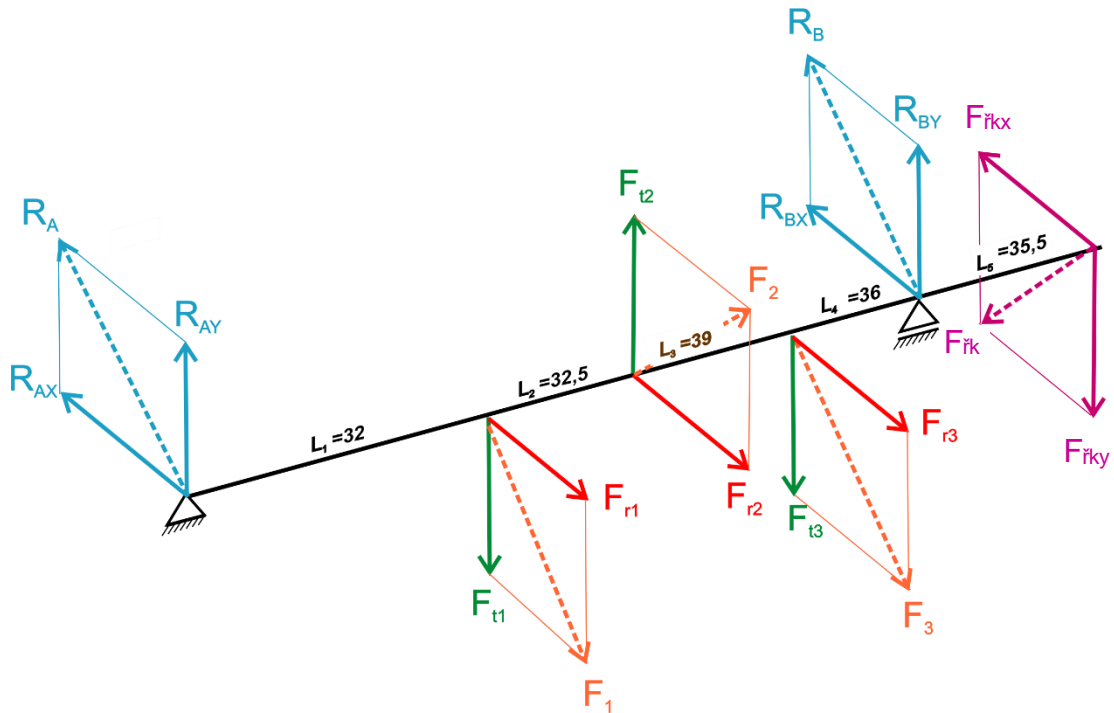
$$F_{\check{r}y} = V \cdot \cos \gamma = 441,6 \cdot \cos(6,16) = 439,1 \text{ N} \quad (96)$$

$$F_{\check{r}x} = -V \cdot \sin \gamma = -441,6 \cdot \sin(6,16) = -47,4 \text{ N} \quad (97)$$

Síly v ozubení jsou z principu akce a reakce stejné u spoluzabírajících kol, viz obrázek 52, je tedy možné použít stejné hodnoty jako u vstupní hřídele. Nosník reprezentující výstupní hřídel je zobrazen na obrázku 53.



Obrázek 52: schéma zatížení výstupní hřídele [obrázek autora]



Obrázek 53: Staticky určitý nosník reprezentující výstupní hřídel [obrázek autora]

Směr osy X:

$$\begin{aligned}
 R_{AX} &= \frac{F_{\check{y}kX} \cdot L_5 + F_{r3} \cdot L_4 + F_{r2} \cdot (L_3 + L_4) + F_{r1} \cdot (L_2 + L_3 + L_4)}{(L_2 + L_3 + L_4 + L_5)} \\
 &= \frac{-47,4 \cdot 0,0355 + 54,1 \cdot 0,036 + 169,6 \cdot (0,039 + 0,036) + 16,7 \cdot (0,0325 + 0,039 + 0,036)}{(0,0325 + 0,039 + 0,036 + 0,0355)} \\
 &= 103,4 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{98}$$

$$\begin{aligned}
 R_{BX} &= F_{\check{y}kX} + F_{r1} + F_{r2} + F_{r3} - R_{AX} \\
 &= -47,4 + 16,7 + 169,6 + 54,1 - 103,4 = 89,6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

(99)

Směr osy Y:

$$R_{AY} = \frac{-F_{\check{y}kY} \cdot L_5 + F_{t3} \cdot L_4 + F_{t2} \cdot (L_3 + L_4) + F_{t1} \cdot (L_2 + L_3 + L_4)}{(L_1 + L_2 + L_3 + L_4)}$$



$$\frac{-439,1 \cdot 0,0355 + 227,2 \cdot 0,036 + 336 \cdot (0,039 + 0,036) + 46,1 \cdot (0,0325 + 0,039 + 0,036)}{(0,032 + 0,0325 + 0,039 + 0,036)} = 163,1 \text{ N}$$

(100)

$$R_{BY} = F_{ikY} + F_{t1} - F_{t2} + F_{t3} - R_{BY} = \\ = 439,1 + 46,1 - 336 + 227,2 - 163,1 = 213,6 \text{ N}$$

(101)

Výsledné síly:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{103,4^2 + 163,1^2} = 193,1 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{89,6^2 + 213,6^2} = 231,6 \text{ N}$$

Pro výstupní hřídel byla použita zakrytovaná kuličková radiální ložiska 61902-2RS označovaná také 6902-2RS s dynamickou únosností $C = 4,36 \text{ kN}$ [34]. Kontrola životnosti je provedena pouze pro více zatížené ložisko, tedy ložisko blíže řetězovému kolu.

$$n_{h2} = \frac{n_{h1}}{i_{\text{přev}}} = \frac{2009,8}{16,96} = 118,5$$

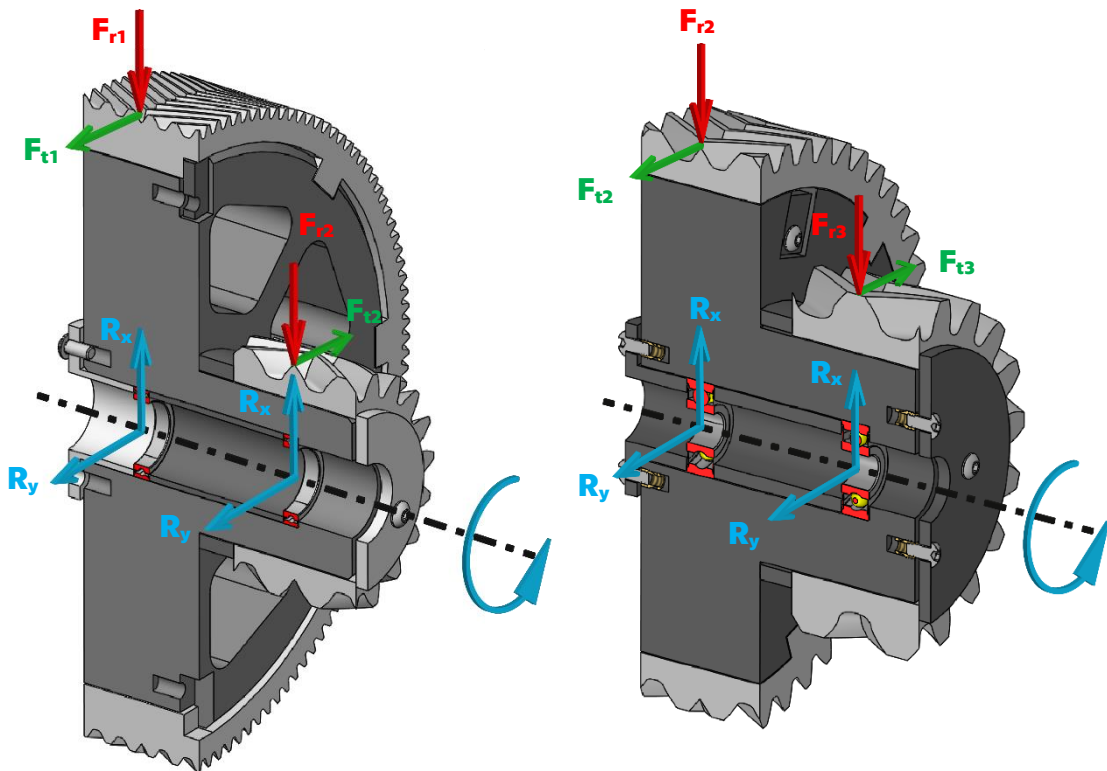
(102)

$$L_h = \left(\frac{C}{R}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{4360}{231,6}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 118,5} = 938370 \text{ h}$$

Daná ložiska vycházejí s životností přesahující životnost všech součástí, proto by bylo možné je nahradit menšími ložisky s nižší únosností.

6.10.3. Volná ozubená kola

Výpočet trvanlivosti ložisek volných ozubených kol je oproti výpočtu u hřídelů velmi jednoduchý, a to zejména díky umístění ložisek pod středy ozubených věnců, viz obrázek 54. Díky tomuto umístění zachytávají ložiska sílu přímo od příslušného ozubení, pod kterým jsou nainstalována.



Obrázek 54: Schéma zatížení volných kol [obrázek autora]

Platí tedy:

$$F_r = R_x \quad (103)$$

$$F_t = R_y \quad (104)$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (105)$$

$$n_{k2} = n_{k3} = \frac{n_{h1}}{i_{12}} = \frac{n_{k1}}{i_{12}} = \frac{2009,8}{4,63} = 434,1 \text{ min}^{-1} \quad (106)$$

$$n_{k4} = n_{k5} = \frac{n_{k2}}{i_{34}} = \frac{434,1}{2,58} = 168,3 \text{ min}^{-1}$$

(107)

S použitím uvedených vztahů a sil z tabulky 11 bylo pro každé ložisko dosazeno do rovnice 83. Výsledné životnosti a dosazované hodnoty jsou vypsány v tabulce 12.

Tabulka 12: Kontrola životnosti ložisek volných kol [tabulka autora]

životnost ložisek volných kol							
ozub. kolo	ložisko	C [kN]	F _T [N]	F _R [N]	R [N]	n [min ⁻¹]	Lh [h]
2	61802 2RS	1,65	46,1	16,7	49,0	434,1	1465765
3			336	169,6	376,4		3234
4	608 2RS	3,45	227,2	54,1	233,6	168,3	76252
5							319210

Z výsledků vypsanych v tabulce je vidět, že všechny ložiska splňují minimální životnost.

7. Konstrukce převodovky

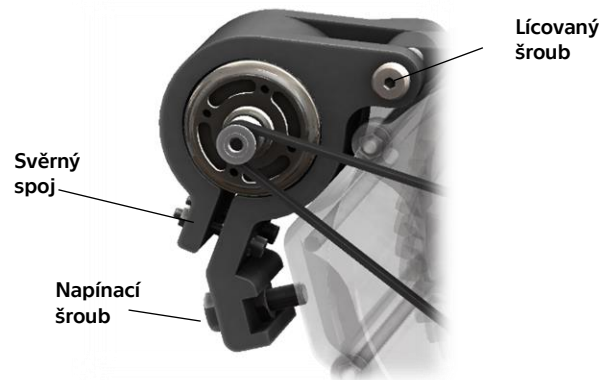
Tato kapitola se zabývá konstrukčním řešením navrhované převodovky. Celý model, kromě geometrie ozubení, byl vytvořen v programu Solidworks 2019 od společnosti Dassault Systèmes. Přesná geometrie evolventního ozubení byla nejprve vytvořena v programu Design Accelerator, který je součástí programu Autodesk Inventor, a poté naimportována do programu Solidworks. Kompletní model navrhované převodovky je zobrazen na obrázku 55. Výkres sestavy převodovky s kusovníkem viz příloha 7.



Obrázek 55: 3D model převodovky [obrázek autora]

7.1. Uchycení motoru

Aby bylo možné předepnout ozubený řemen, je motor uložen v kyvném rameni, které je k tělu převodovky přichyceno pomocí lícovaného šroubu. Toto rameno je pomocí šroubu s šestihlannou hlavou odtlačováno od těla převodovky právě za účelem napínání řemenu. Motor je v rameni upevněn za pomoci svěrného spoje, aby bylo možné axiálně vyrovnat obě řemenice do jedné roviny. Celé rameno je vytištěno z materiálu HTPRO-PLA od společnosti Plastika Trček. Tento materiál se tiskne stejně jednoduše jako klasické PLA, disponuje ale vyšší tepelnou odolností, která je nutná kvůli zahřívání motoru při jeho běhu. Uchycení motoru je zobrazeno na obrázku 56.



Obrázek 56: uchycení motoru [obrázek autora]

7.2. Tělo převodovky

Tělo převodovky je složeno z vany převodovky a víka. Víka jsou opatřena osazením, pomocí kterého dojde ke správnému zarovnání vůči vaně. Po sestavení celé převodovky jsou víka a vana staženy pomocí závitových tyčí a matic, viz obrázek 57.



Obrázek 57: Tělo převodovky [obrázek autora]

7.3. Ozubené kolo 1

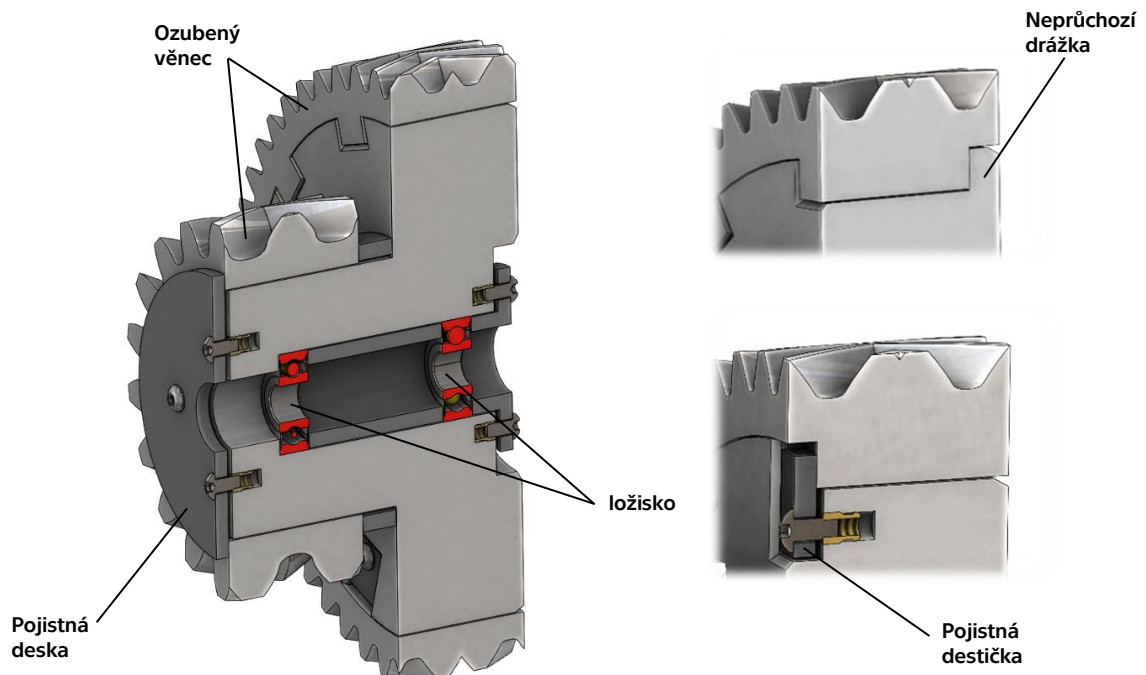
První ozubené kolo je spojeno se vstupní hřídelí za pomoci kolíku. Aby byl kolík radiálně zajištěn, je nutné otvory po zasunutí kolíku zatavit. Jelikož je v převodovce použito šípové ozubení je toto kolo jediné, které je axiálně pevně zajištěno vůči hřídeli. Ostatní ozubená kola jsou pak axiálně středěná přes ozubení. Ozubené kolo 1 je zobrazeno na obrázku 58.



Obrázek 58: kolo 1 [obrázek autora]

7.4. Ozubená kola 2-3 a 4-5

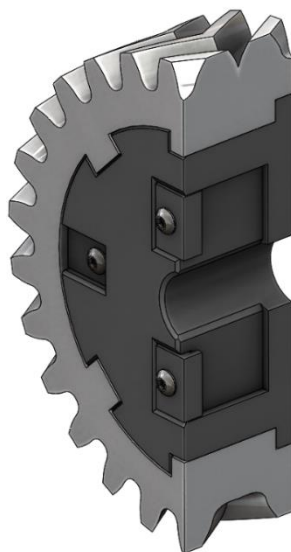
Kolo 2-3 a kolo 4-5 jsou na hřídeli uložena přes ložiska, to jim umožňuje se nezávisle otáčet vůči hřídeli. Axiální pojištění kol vůči hřídelům, jak již bylo zmíněno, není nutné, jelikož jsou středěná přes ozubení. Ozubení je kvůli úspoře dražšího nylonového filamentu a možnosti jeho rychlé výměny vytištěno pouze jako ozubený věnec, který je přes nenormalizované rovnoboké drážkování upevněn na náboji z PLA. Tyto ozubené věnce jsou vůči náboji axiálně pojištěny z jedné strany neprůchozí drážkou a z druhé destičkou/deskou, jež je po nasunutí věnce přišroubována šroubem s půlkulatou hlavou. Konstrukce je vyobrazena na obrázku 59. Výkresy podstav volných kol s kusovníky viz přílohy 3 a 4.



Obrázek 59: konstrukce kol 2-3 a 4-5 [obrázek autora]

7.5. Ozubené kolo 6

Poslední ozubené kolo je spojeno s výstupní hřídelí za pomoci ploché tyče viz 6.7. U tohoto spojení bylo nutné nechat značnou axiální vůli. Stejně jako u kola 2-3 a kola 4-5, je kolo 6 rozděleno na náboj a ozubený věnec, viz obrázek 60. Výkres podsestavy s kusovníkem viz příloha 5.



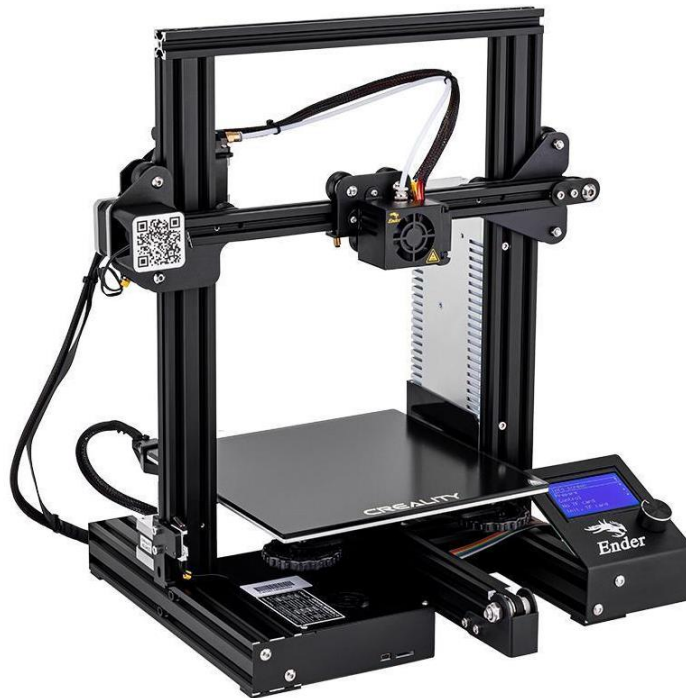
Obrázek 60: kolo 6 [obrázek autora]

8. 3D tisk převodovky

Tato kapitola krátce shrnuje proces 3D tisku navržené převodovky. Kromě samotného tisku se zde pojednává o přípravě tisku, použité tiskárně a jejím příslušenství a požitém softwaru.

8.1. Použitá 3D tiskárna a příslušenství

Pro tisk převodovky byla použita modifikovaná 3D tiskárna Ender 3 od čínské společnosti Creality 3D. Originální tiskárna je zobrazena na obrázku 61. V základu se jedná o velmi dostupnou tiskárnu, díky tomu se stala velmi populární mezi komunitou nadšenců 3D tiskáren. Použitá tiskárna je oproti základní vylepšena o celokovový extruder, kvalitnější základní desku, celokovový hotend, který umožní tisk nylonu a sondu pro vyrovnání podložky.



Obrázek 61: 3D tiskárna Ender 3 [45]

Důležitým parametrem je také maximální velikost tisku. Tato tiskárna umožňuje tisknout objekt o maximální velikosti 220x220x250 mm, to se ukázalo jako komplikace při tisku vany převodovky, jak je zmíněno dále.

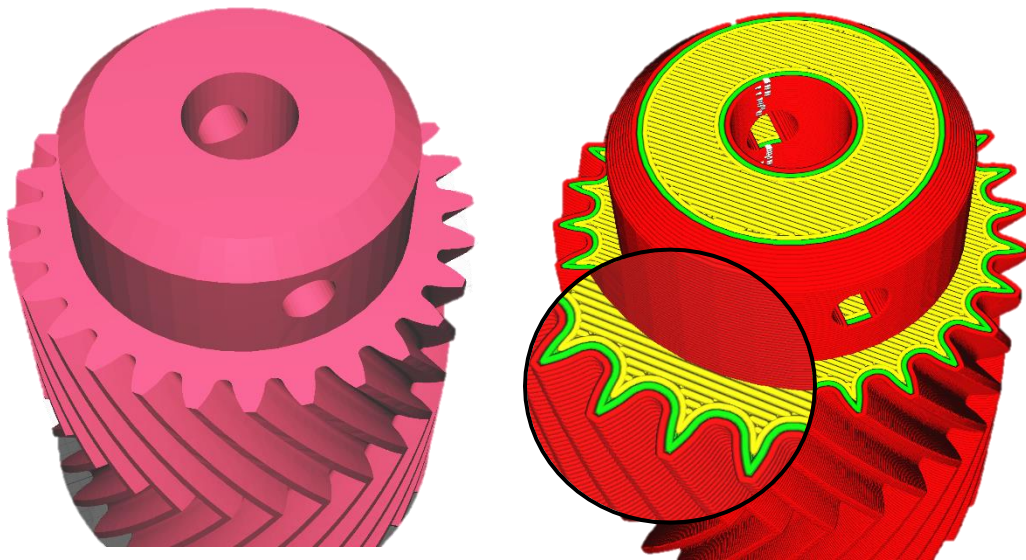
Pro udržení stabilní teploty, která je nutná pro tisk polymerů náchylných na kroucení, v tomto případě nylonu, byl použit izolovaný kryt v podobě stanu obklopujícího tiskárnu, viz obrázek 62. Výhodou tohoto řešení oproti pevným krytům je snadná přenositelnost a možnost složení.



Obrázek 62: Kryt 3D tiskárny [46]

8.2. Software

Pro převedení 3D modelu, nejčastěji ve formátu Stl, na seznam příkazů pro 3D tiskárnu se používá program nazývaný slicer. Tento Program nám umožňuje nastavit všechny důležité parametry tisku, jako je například teplota trysky a vyhřívané podložky, výšku vrstev, po kterých je nanášen materiál na podložku, hustotu výplně výtisku a také rychlost pohybu trysky. Těchto různých parametrů je možné ve sliceru upravit desítky až stovky podle zkušeností a požadavků daného uživatele. Výstupem programu je soubor ve formátu Gcode, který už je možné nahrát do tiskárny a následně spustit. V tomto případě byl použit program Cura od společnosti Ultimaker, který je dostupná zdarma. Převedený model na dráhu trysky je zobrazen na obrázku 63.

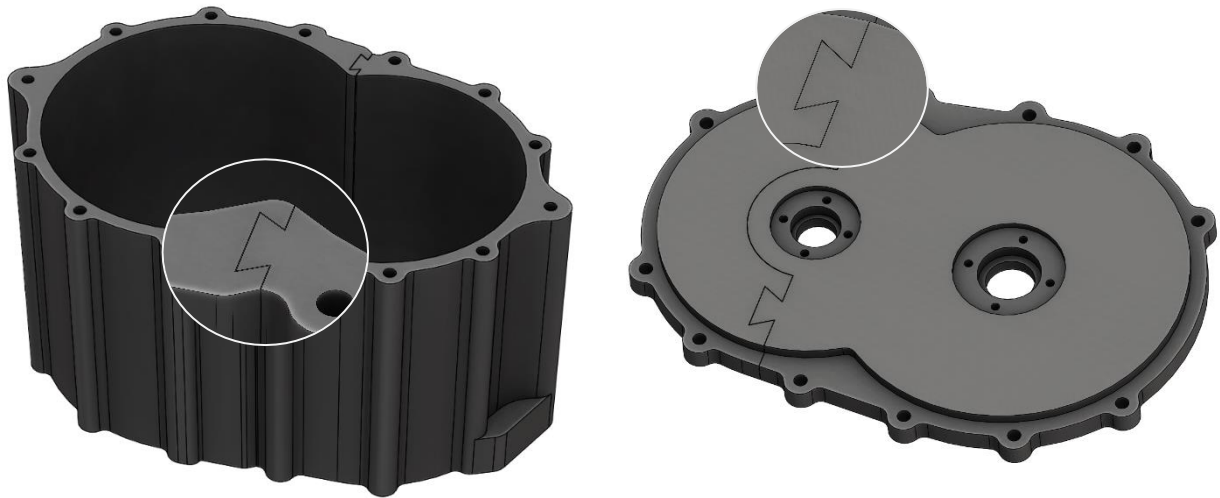


Obrázek 63: Model převedený na trajektorii trysky pro 3D tiskárnu [obrázek autora]

8.3. Úprava modelů

Pro potřeby 3D tisku bylo vhodné a v některých případech i nutné upravit původní 3D model. Jedním z těchto úprav byla změna rozměrů některých prvků, tak aby po výtisku bylo dosaženo požadovaného rozměru. Jednalo se hlavně o průměry děr, kde jsou uložena ložiska a drážku pro tvarový spoj pomocí ploché tyče. Tyto tvarové prvky jsou totiž obklopeny velkým objemem materiálu, který při chladnutí způsobuje zmenšení daných rozměrů. Tento jev jsem se snažil kompenzovat zvětšením daných rozměrů o rozdíl, který jsem naměřil u prvních výtisků daných dílů. Toto řešení se ukázalo jako efektivní i při prvotním tisku ostatních dílů, kde byl například u obou vík skříně převodovky zvětšen průměr díry pro ložiska o 0,5 mm oproti požadovanému rozměru.

Dalším nutnou úpravou modelu bylo rozdělení vany a vík vany převodovky na dva díly spolu spojené pomocí tvarového spoje. K tomuto kroku bylo nutno přistoupit, jelikož nebylo možné dané díly vměstnat na tiskovou podložku, která je, jak již bylo zmíněno veliká 220x220 mm. Tvarové spoje těchto dílů jsou zobrazeny na obrázku 64.



Obrázek 64: Tvarové spoje vany a vík převodovky [obrázek autora]

9. Sestavení převodovky

Před sestavením převodovky bylo nutné odstranit podpory a obrousit všechny nedokonalosti na funkčních plochách 3D tištěných dílů. Následně jsem při sestavování postupoval shodně se stručným manuálem, který byl vytvořen v programu Solidworks Composer, viz příloha 8. Po úplném smontování následovalo zaběhnutí převodovky, které probíhalo při nezatížené převodovce a snížených otáčkách po dobu přibližně pěti hodin. Kompletně sestavená převodovka je vidět na obrázku 65. Další fotografie částí převodovky viz příloha 9.



Obrázek 65: Sestavená převodovka [obrázek autora]

10. Zhodnocení

10.1. Výrobní metoda

Výrobní metoda byla zvolena s ohledem na výrobní náklady, dostupnost a její rostoucí popularitu mezi kutily. Díky svým vlastnostem je metoda vhodná nejen pro výrobu prototypů, ale také pro kusovou či malosériovou výrobu. Důležité ale je, myslet i na její nevýhody, které se projevovaly při návrhu a výrobě navrhované převodovky. Za největší nevýhodu považují anizotropii mechanických vlastností vytištěných dílů, která při návrhu modelu a jeho orientace vůči tiskové podložce výrazně omezuje konstruktéra. Další značnou nevýhodou je menší rozměrová přesnost a nemožnost tisku drobných detailů i při použití nejmenších dostupných průměrů trysek. V neposlední řadě je také velkým omezením možnost tisku pouze z termoplastů, které nejsou schopny mechanicky konkurovat běžně používaným kovům. I přes tyto nevýhody je ale nutné říci, že metoda FDM a obecně 3D tisk otevírají zcela nové možnosti výroby tvarově složitých dílů, které by jinak nebylo možné vyrobit.

10.2. Navržená převodovka

Pokud zhodnotím navrženou převodovku vzhledem k požadovaným parametrům, tak se podařilo navrhnout převodovku s požadovaným převodovým poměrem a schopností snést dané zatížení, alespoň tedy podle kontrolovaných součástí. Oblast, kde návrh selhává, je celková velikost převodovky, jelikož se jí nepodařilo navrhnout tak, aby se vměstnala do požadovaného zástavbového prostoru, bude tedy nutné většího zásahu do konstrukce dětského traktoru. Dalším důsledkem větší velikosti převodovky je její vyšší výrobní cena, způsobená vyšší spotřebou filamentu. Řešením těchto problémů by mohlo být použití planetové převodovky.

Co se týče funkčnosti, tak se po prvotních testech navržené převodovky neprojeví žádné vady, které by měly znemožnit její použití pro pohon dětského traktoru. Nicméně pro konečné zhodnocení návrhu je nutné převodovku podrobit delšímu testování v ostrém provozu.

11. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout převodovku pro pohon dětského traktoru, která je vyrobena pomocí metody FDM. V rešerši jsou rozebrána komerční řešení pohonu dětských vozítek a základní typy stejnosměrných motorů a trakčních baterií. Dále jsou v rešerši představeny nejznámější metody 3D tisku a základní principy při návrhu dílu vyráběného metodou FDM.

Praktická část obsahuje samotný návrh převodovky, návrh ozubení a jeho materiálu, kontrolu spojů přenášejících kroutící moment mezi hřídeli a ozubenými koly, návrh průměru hřídelů a kontrolu životnosti použitých ložisek.

Při kontrolních výpočtech se ukázalo, že pro dané zatížení musí být ozubení vyrobené z polymeru velmi robustní, a tedy že polymerová soukolí jsou vhodná spíše pro kinematické převody, které přenáší nízké výkony. Pro danou aplikaci by tedy bylo vhodné buď rozdělit pohon na více menších pohonů, tak jako je tomu u komerčních řešení, nebo použít kovová ozubená kola.

Nicméně se i tak dokázalo ověřit, že technologii FDM, je možno použít i pro náročnější projekty v domácích podmínkách, pokud člověk potřebuje navrhnout vlastní nekomerční řešení, která pro daný problém ani nemusí být dostupná.

Citovaná literatura

- [1] Dětské elektrické autíčka. In: *Spotřebitelskýtest* [online]. Tomáš Polakovič, 2020 [cit. 2022-03-25]. Dostupné z: https://www.spotřebitelskytest.cz/detske-elektricke-auticka?gclid=Cj0KCQjw0PWRBhDKARIsAPKHFGgOxkP6KZedve9Km2714bXsr9Ve0tS1g1zraBW-i8gp4t7KnwEHESlaAm-3EALw_wcB
- [2] Nejlepší dětská elektrická autíčka – recenze. In: *Testado* [online]. Hradec Králové: Affiliana s.r.o., 2016-2022 [cit. 2022-03-27]. Dostupné z: <https://www.testado.cz/nejlepsi-elektricke-auto-deti/>
- [3] Weelye 12V550 4000RPM Gearbox. In: *Ubuy* [online]. Kuwait: Ubuy Co., 2022 [cit. 2022-03-27]. Dostupné z: <https://www.ubuy.za.com/product/3N8WXNE-weelye-12v550-4000rpm-gearbox-with-high-torque-12v-dc-motor-for-kids-ride-on-car-suv-parts-electric>
- [4] *Elektro* [online]. 2011, [cit. 2022-03-29]. ISSN 1210-0889. Dostupné z: http://www.odbornecasopisy.cz//flipviewer/Elektro/2021/12/Elektro_12_2021/index.html#p=1
- [5] BEZUHLÍKOVÝ MOTOR VS. KOMUTÁTOROVÝ MOTOR. In: *Stanley works* [online]. Kolín: Kove Tools s.r.o., 2022 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: <https://www.stanley-works.cz/zajimavosti/bezuhlikovy-motor-vs--komutatorovy-motor/>
- [6] Trakční baterie. In: *SvětKaravanů* [online]. Bavoryně: BURIMEX s.r.o., 2019 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: <https://www.svetkaravanu.cz/magazin/trakcni-baterie>
- [7] Obecné informace o bateriích. In: *Battery charger cz* [online]. Zlín: Battery Charger CZ, 2000-2022 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: https://www.bch-battery.cz/BATERIE-INFORMACE-a11_0.htm
- [8] *TECHNOLOGIE 3D TISKU: ZÁKLADNÍ DRUHY TISKU A TISKÁREN* [online]. In: . [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: https://www.3dtisk-online.cz/3d-tisk-brno-technologie-3d-tisku/?fbclid=IwAR3xulTvQp228-Wd0eZHlfS4aofDsZaSJzGMF5pGBmKBaSr9IOX1Cu_6MM
- [9] *Nejznámější typy 3D tiskáren* [online]. In: . [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: https://www.profiprumysl.cz/sektory/technologie/nejznamejsi-typy-3d-tiskaren/?fbclid=IwAR1ruX9TfxJztV_WBbxWAYwj1UsFhQO70IIXgptbAZloP1eM49fhI5Cq6nc
- [10] *3D Prints Enter the Kitchen* [online]. IDZONE, 2019 [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: <https://idzoneblog.wordpress.com/2019/02/17/food-safe-3d-printing/>

- [11] *Technologie 3D tisku* [online]. na3D [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: <https://www.na3d.cz/blog/technologie-3d-tisku>
- [12] *Jak funguje 3D tiskárna: Základní technologie 3D tisku* [online]. In: . TonerPartner, 2022 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: https://www.tonerpartner.cz/clanky/jak-funguje-stolni-3d-tiskarna-zakladni-technologie-3d-tisku-24967cz39332/?fbclid=IwAR26Ty6q7N1wNGEiIJZG7hAh_9osUxyCT4MUItbdNbnQ2y42YFcl16ibQ6aU
- [13] *Bowden VS direct drive: Les différences et les avantages de ces technologies d'extrusion* [online]. Polyfab3D, 2021 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://www.polyfab3d.fr/ressources/bowden-vs-direct-drive-technologie-extrusion-3d/>
- [14] Introduction to FFF technology and its most important parameters. In: *BCN3D* [online]. BCN3D Technologies, 2018 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://www.bcn3d.com/introduction-fff-technology-3d-printing-important-parameters/>
- [15] FDM – Fused Deposition Modeling (or FFF, PJP, LPD). In: *Additive Blog* [online]. Additive Blog, 2017 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://www.additive.blog/knowledge-base/3d-printers/fdm-fused-deposition-modeling-fff-pjp-lpd/>
- [16] Designing for FDM Production Parts. In: *3D Print Academy* [online]. Stoke on Trent: 3D Print Academy, 2019 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://www.3dprintacademy.co.uk/designing-for-fdm-production-parts/>
- [17] 3D Printing Settings Impacting Part Strength. In: *Markforged* [online]. Markforged, 2022 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://markforged.com/resources/learn/design-for-additive-manufacturing-plastics-composites/understanding-3d-printing-strength/3d-printing-settings-impacting-part-strength>
- [18] *Prusa Tabulka Materiálů* [online]. Praha: Prusa Research, 2022 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: <https://help.prusa3d.com/cs/materials>
- [19] *FALK Šlapací traktor Massey Ferguson S8740* [online]. heureka group, 2007-2022 [cit. 2022-07-15]. Dostupné z: https://slapadla.heureka.cz/falk-slapaci-traktor-massey-ferguson-s8740-s-prednim-nakladacem-a-vlečkou/?gclid=CjwKCAjw_b6WBhAQEiwAp4HyIPCUpG3s_5H8fBSP5ZGth-1wpymVZYMrF2RwWmrydC2SZmdazukfRoCEVkJQAvD_BwE#specifikace/
- [20] *Aspina* [online]. Nagano: Shinano Kenshi, 2021 [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: <https://us.aspina-group.com/en/learning-zone/columns/what-is/011/>

- [21] Průměrná výška a váha dětí podle věku. In: *Eprehledy* [online]. 2014 [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: https://www.eprehledy.cz/prumerny_vek_a_vaha_ditete_dle_veku.php
- [22] *Dynamika motorových vozidel*. 2003. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 20-239-0024-2.
- [23] SHENZHEN HANPOSE 3D Store. In: *HANPOSE 3D Store* [online]. Shenzen: HANPOSE, c2010-2021 [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: https://www.aliexpress.com/item/4000183057308.html?pdp_ext_f=%7B%22sku_id%22:%2210000015231660531%22,%22ship_from%22:%22RU%22%7D&gps-id=pcStoreJustForYou&scm=1007.23125.137358.0&scm_id=1007.23125.137358.0&scm-url=1007.23125.137358.0&pvid=1b36f257-4da1-4625-90c9-363a39c28f3c&spm=a2g0o.store_pc_home.smartJustForYou_6000171633787.0
- [24] HOW TO READ DC MOTOR & GEAR MOTOR PERFORMANCE CURVES. In: *ISL Products* [online]. New York: ISL Products International, 2022 [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: <https://islproducts.com/design-note/how-to-read-dc-motor-gear-motor-performance-curves/>
- [25] *PWM speed controller module* [online]. Hangzhou (China): Aliexpress, c2010-2022 [cit. 2022-02-11]. Dostupné z: <https://www.aliexpress.com/item/32860306821.html?spm=a2g0o.9042311.0.0.4eff4c4dKMRQnq>
- [26] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-030-0426-8.
- [27] *PROJEKT III. ročník*. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-02638-2.
- [28] KOLOUCH, Jan. *Strojní součásti z plastů*. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1981. ISBN DT 678.5:621.81.
- [29] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Mechanické převody*. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.
- [30] *Matmatch: AISI 304 (1.4301) Stainless Steel* [online]. Munich: Matmatch, 2022 [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: <https://matmatch.com/learn/material/aisi-304-stainless-steel>
- [31] Přehled vlastností oceli S235JR(dříve S235JRG2). In: *Bolzano* [online]. Kladno: Bohdan Bolzano, 2020 [cit. 2022-07-12]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jrdrive-s235jrg2>

- [32] *MITCalc* [online]. MITCalc – Miroslav Petele, Ing., 2003-2022 [cit. 2022-06-16]. Dostupné z: https://www.mitcalc.com/index_cz.htm
- [33] *ŘEMENY pro přímočarý pohyb* [online]. In: . s. 3 [cit. 2022-06-20]. Dostupné z: https://www.uzimex.cz/soubory/20080513_tat_2008-05.pdf
- [34] *SKF 608-2RSH* [online]. SKF [cit. 2022-06-22]. Dostupné z: <https://www.skf.com/my/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-608-2RSH>
- [35] Digitální potenciometr 10 K Ohm X9C103S modul. In: *Drátek* [online]. ECLIPSE, 2022 [cit. 2022-02-11]. Dostupné z: https://dratek.cz/arduino/7703-digitalni-potenciometr-10-k-ohm-x9c103s-modul.html?gclid=Cj0KCQiAr5iQBhCsARIsAPcwRON-gm4D3FjhksgugM26BcmkHV8TqOoydiGKFvtGYo0EYS853o8O2e8aAsmiEALw_wcB
- [36] Speed Control of DC Motor. In: *Robu* [online]. Maharashtra: Robu, 2020 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: <https://robu.in/wp-content/uploads/2020/04/motor-1.png>
- [37] Bldc motor. In: *Sogears.com* [online]. Honkong: Sogears, 2021 [cit. 2022-03-29]. Dostupné z: <https://www.sogears.com/images/yunying1/BLDC-motor1.jpg>
- [38] *SLS technology* [online]. In: . [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: <https://www.sculpteo.com/en/materials/sls-material/pa6-mf/>
- [39] What is the Strongest Infill Pattern?. In: *Printin3D* [online]. Printin3D, 2022 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://printin3d.com/what-is-the-strongest-infill-pattern/>
- [40] *How to fix stringing* [online]. Ultimaker Support, 2021 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: <https://support.ultimaker.com/hc/en-us/articles/360012016280-How-to-fix-stringing>
- [41] Falk Toys - Massey Ferguson digger 360° (Ref. 4010AM). In: *YouTube* [online]. Falk Toys, 2019 [cit. 2022-04-19]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=VaupLHKhL3A&ab_channel=FalkToys
- [42] TIMING BELT DRIVE SELECTION PROCEDURE. In: *Stock Drive Products Sterling Instrument* [online]. Designatronics, 2022 [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: <https://www.sdp-si.com/D265/PDF/D265T146.pdf>
- [43] Center distance designer. In: *Stock Drive Products Sterling Instrument* [online]. Designatronics, 2022 [cit. 2022-04-23]. Dostupné z: <https://sdp-si.com/tools/center-distance-designer.php>
- [44] *Filament PM* [online]. Chudobín: Platy Mladeč, 2022 [cit. 2022-04-23]. Dostupné z: <https://www.filament-pm.cz/pajet-160-nylon-natur-1-75-mm-0-5->



kg/p101?gclid=CjwKCAjwx46TBhBhEiwArA_DjG7BsAO9cZJ-WN-
YDhqJpsjXtP0daPiZ7JQdB4Etp9euCZI3BecTABoCrp8QAvD_BwE

- [45] Creality ENDER 3. In: *CREALITY STORE* [online]. 2022 [cit. 2022-06-25]. Dostupné z: <https://www.crealitystore.cz/wp-content/uploads/2021/06/2-6.jpg>
- [46] Kryt na 3D tiskárnu. In: *Majkl3d* [online]. Majkl3D-Technology, 2021-2022 [cit. 2022-06-25]. Dostupné z [:https://www.majkl3d.cz/p/kryt-na-3d-tiskarnu-72x55x55-cm?gclid=CjwKCAjw5NqVBhAjEiwAeCa97YQJSSpVehKlKW45lqYf2DCyYTNMWxH6gx0t6nuPpLgUeSghyPuueBoCZtMQAvD_BwE#](https://www.majkl3d.cz/p/kryt-na-3d-tiskarnu-72x55x55-cm?gclid=CjwKCAjw5NqVBhAjEiwAeCa97YQJSSpVehKlKW45lqYf2DCyYTNMWxH6gx0t6nuPpLgUeSghyPuueBoCZtMQAvD_BwE#)



Seznam obrázků

Obrázek 1: dětské elektrické auto [1]	92 -
Obrázek 2: motor s otevřenou převodovkou [3]	8 -
Obrázek 3: Stejnoseměrný komutátorový motor [36]	9 -
Obrázek 4: Otevřený BLDC motor [37]	9 -
Obrázek 5: princip tisku SLA [8].....	12 -
Obrázek 6: viditelnost vrstev FDM (nalevo) SLA (napravo) [10]	13 -
Obrázek 7: princip tisku SLS [8]	13 -
Obrázek 8: příklad výrobku metodou SLS [38].....	14 -
Obrázek 9: rozdíl mezi direct drive (vlevo) a bowden (vpravo) [13].....	14 -
Obrázek 10: Princip tisku FDM [8]	15 -
Obrázek 11: Příklad využití podpor [14]	15 -
Obrázek 12: orientace vrstev při tahu špatná (vlevo) správná (vpravo) [17].....	16 -
Obrázek 13: vhodné uspořádání vrstev při různých typech zatížení. [16].....	16 -
Obrázek 14: Příklady typů výplně [39].....	16 -
Obrázek 15: Stringování [40].....	18 -
Obrázek 16:dětský traktor Massey Ferguson S8740 [19].....	19 -
Obrázek 17: Zatížení náprav [obrázek autora]	21 -
Obrázek 18: 3D model motoru [obrázek autora]	24 -
Obrázek 19: Důležité rozměry motoru [obrázek autora]	24 -
Obrázek 20: Charakteristika DC motoru [24]	25 -
Obrázek 21: Oblast použití DC motoru [24]	26 -
Obrázek 22: charakteristika motoru 895-360W [obrázek autora]	26 -
Obrázek 23: regulátor otáček motoru [25]	28 -
Obrázek 24: digitální potenciometr X9C103S [35].....	29 -
Obrázek 25: Umístění převodovky s motorem [41].....	30 -
Obrázek 26: Maximální zástavbový prostor převodovky [obrázek autora]	30 -
Obrázek 27: Původní šlapací mechanismus [obrázek autora]	31 -
Obrázek 28: Schéma soustavy [obrázek autora].....	31 -

Obrázek 29: a) kola s přímými zuby b) kola s šikmými zuby c) kola s dvojitě šikmými (šípovými) zuby [26].....	32 -
Obrázek 30: Diagram volby řemene [42]	33 -
Obrázek 31: Výstup online designéru [43]	34 -
Obrázek 32: Mechanické vlastnosti PAJet 160 nylon [44].....	38 -
Obrázek 33: PAJet 160 nylon [44].....	38 -
Obrázek 34: Diagram Y_F [29]	40 -
Obrázek 35: Diagram Y_S [29]	41 -
Obrázek 36: Doporučené hodnoty ψ_m [29]	42 -
Obrázek 37: Charakteristika motoru s vyznačeným momentem pro návrh ozubení [obrázek autora]	43 -
Obrázek 38: Normalizovaná řada modulů dle ČSN 01 4608 [29].....	44 -
Obrázek 39: Diagram ke stanovení Z_H [28].....	46 -
Obrázek 40: Půdorys převodovky [obrázek autora]	50 -
Obrázek 41: Možná přeuspořádání převodovky [obrázek autora].....	51 -
Obrázek 42: Půdorys nově přeuspořádané převodovky [obrázek autora]	56 -
Obrázek 43: Schéma převodovky [obrázek autora].....	56 -
Obrázek 44: schéma spoje pomocí desky [obrázek autora].....	58 -
Obrázek 45: schéma spoje pomocí desky [obrázek autora].....	60 -
Obrázek 46: Schéma pájeného spoje [obrázek autora].....	62 -
Obrázek 47: Schéma sil působících v řemenu [obrázek autora]	63 -
Obrázek 48: schéma zatížení vstupní hřídele [obrázek autora]	65 -
Obrázek 49: Staticky určitý nosník reprezentující vstupní hřídel [obrázek autora]	66 -
Obrázek 50: Schéma sil působících v řetězu [obrázek autora].....	68 -
Obrázek 51: schéma zatížení výstupní hřídele [obrázek autora]	69 -
Obrázek 52: Staticky určitý nosník reprezentující výstupní hřídel [obrázek autora]	70 -
Obrázek 53: Schéma zatížení volných kol [obrázek autora].....	72 -
Obrázek 54: 3D model převodovky [obrázek autora]	74 -
Obrázek 55: uchycení motoru [obrázek autora].....	75 -



Obrázek 56: Tělo převodovky [obrázek autora].....	- 75 -
Obrázek 57: kolo 1 [obrázek autora]	- 76 -
Obrázek 58: konstrukce kol 2-3 a 4-5 [obrázek autora]	- 77 -
Obrázek 59: kolo 6 [obrázek autora]	- 77 -
Obrázek 60: 3D tiskárna Ender 3 [45]	- 78 -
Obrázek 61: Kryt 3D tiskárny [46]	- 79 -
Obrázek 62: Model převedený na trajektorii trysky pro 3D tiskárnu [obrázek autora]	- 80 -
Obrázek 63: Tvarové spoje vany a vík převodovky [obrázek autora]	- 81 -
Obrázek 64: Sestavená převodovka [obrázek autora].....	- 81 -



Seznam tabulek

Tabulka 1: Parametry motoru udávané výrobcem [23]	- 24 -
Tabulka 2: specifikace regulátoru otáček [25].....	- 29 -
Tabulka 3: Vlastnosti materiálu PA 66 (pro $N=1,8 \cdot 10^8$) [28].....	- 38 -
Tabulka 4: Shrnutí návrhu modulu ozubení [tabulka autora]	- 49 -
Tabulka 5: Rozměry ozubení – původní návrh [tabulka autora]	- 50 -
Tabulka 6: Výpočet zubů soukolí 1 - požadovaná osová vzdálenost [tabulka autora]	- 52 -
Tabulka 7: Korekce soukolí [tabulka autora]	- 53 -
Tabulka 8: Výsledné rozměry korigovaného ozubení [tabulka autora].....	- 54 -
Tabulka 9: Shrnutí kontroly korigovaného ozubení [tabulka autora]	- 55 -
Tabulka 10: Shrnutí návrhu průměru hřídelů [tabulka autora].....	- 57 -
Tabulka 11: Síly v ozubení [tabulka autora].....	- 66 -
Tabulka 12: Kontrola životnosti ložisek volných kol [tabulka autora].....	- 73 -



Seznam příloh

- 1) Rozměry ozubení – prvotní návrh
- 2) Rozměry ozubení – přeuspořádané
- 3) Výkres sestavy kolo 2-3 + kusovník
- 4) Výkres sestavy kolo 4-5 + kusovník
- 5) Výkres sestavy kolo 6 + kusovník
- 6) Výrobní výkres výstupní hřídele
- 7) Výkres sestavy převodovky + kusovník
- 8) Manuál sestavení převodovky
- 9) fotografie