



**FAKULTA  
ŠTOJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh čtyřkolky pro děti**

**ATV design for children**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2022**

**Kristián KOŘÍZEK**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bez oboru

**Vedoucí práce:** Ing. Karel Petr, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kořízek** Jméno: **Kristián** Osobní číslo: **492411**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojínského inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh čtyřkolky pro děti**

Název bakalářské práce anglicky:

**ATV Design for Children**

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je návrh konstrukčního řešení dětské čtyřkolky s elektrickým pohonem. Student navrhne čtyřkolu jako ocelovou konstrukci, bez odpružení, s pohonem zadní nápravy a kotoučovou brzdou. Práce bude obsahovat koncepční návrh čtyřkolky, návrh pohonu, základní návrhové a kontrolní výpočty, výběr potřebných dílů a budou vyřešeny konstrukční detaily (uložení, zajištění apod.). Grafická část bude obsahovat 3D model, sestavný výkres a výrobní výkresy dvou vybraných dílů.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce 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: **03.06.2022**

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 čtyřkolky pro děti“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D, s použitím literatury, uvedené na konci bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

.....

Kristián Kořízek

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Karlu Petrovi, Ph.D, za odborné vedení a cenné rady. Dále bych poděkoval všem pedagogům, za ochotu a odborné rady v průběhu celého mého studia. V neposlední řadě bych rád poděkoval i celé své rodině a přátelům za podporu ve studiu, konkrétně však mým blízkým kolegům z ročníku.

## ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Kristián KOŘÍZEK
Název BP:	Návrh čtyřkolky pro děti
Anglický název:	ATV Design for children
Rok:	2022
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 bez oboru
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran: 46 počet obrázků: 34 počet tabulek: 6 počet příloh: 40
Klíčová slova:	Dětská čtyřkola, poháněný stroj, typ pohonu, řetězový převod, rám, brzda, kola, řízení
Keywords:	ATV for children, powered machine, type of drive, chain drive, frame, brake, wheels, controls
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce dětské čtyřkolky. Z rešerše jsou určeny její hlavní parametry. Dále je navržen koncepční návrh, dle kterého je sestavena konstrukce celé dětské čtyřkolky. Konstrukci doprovází návrhové a kontrolní výpočty funkčních prvků, výběr komponent a sestavení 3D modelu spolu s výkresy.
Abstract:	The bachelor's thesis deals with the design of a children's ATV. The main parameters are determined from the search. Furthermore, a conceptual design is proposed, according to which the construction of the entire children's ATV is assembled. The construction is accompanied by design and control calculations of functional elements, selection of components and assembly of a 3D model together with drawings.

## OBSAH

1. Úvod .....	4
2. Průzkum trhu .....	5
2.1. Typy dětských čtyřkolek .....	5
2.1.1. Odrážedlo – dětská čtyřkolka Quad BIG .....	5
2.1.2. Šlapací čtyřkolka – Falk QUAD Pirate 605 .....	5
2.1.3. Dětská elektrická čtyřkolka – Shumee a STX .....	6
2.1.4. Dětská elektrická čtyřkolka X-MAX 607 .....	7
2.1.5. Dětská elektrická čtyřkolka – HECHT 56150 .....	7
2.1.6. Dětská benzínová čtyřkolka Kayo 110 .....	8
2.2. Shrnutí průzkumu trhu .....	9
2.3. Dětské čtyřkolky na veřejných komunikacích .....	9
3. Návrh čtyřkolky .....	10
3.1. Pohon .....	10
3.1.1. Návrhový výpočet výkonu pohonu .....	10
3.1.2. Volba motoru .....	13
3.1.3. Volba převodové skříně .....	14
3.2. Stanovení výkonů, kroutících momentů a počtu otáček .....	15
3.2.1. Stanovení výkonů .....	15
3.2.2. Stanovení kroutících momentů .....	16
3.2.3. Stanovení otáček .....	16
3.3. Návrh řetězového převodu .....	16
3.3.1. Volba řetězu .....	16
3.3.2. Výpočtová kontrola zvoleného řetězu .....	19
3.3.2.1. Kontrola tlaku v kloubu .....	19
3.3.2.2. Kontrola pevnosti řetězu při statickém zatížení .....	20
3.3.2.3. Kontrola pevnosti řetězu při dynamickém zatížení .....	20
3.3.3. Stanovení počtu článků a délky řetězu .....	20
3.3.4. Stanovení sil působících na hnanou hřídel při akceleraci motoru .....	21
3.3.5. Kontrola hřídele převodové skříně .....	22
3.4. Návrh kotoučové brzdy .....	22
3.4.1. Koeficient tření .....	23
3.4.2. Tvar brzdových destiček .....	23
3.5. Návrh zadní hřídele .....	24
3.5.1. Návrh průměru hřídele .....	25
3.5.2. Materiál zadní hřídele .....	25
3.5.2.1. Stanovení působících sil a momentů na zadní hřídel .....	25
3.5.3. Statická kontrola napětí hřídele .....	26
3.6. Návrh ložisek zadní nápravy .....	30
3.7. Spojení hřídelů s náboji .....	34
3.7.1. Spojení malého řetězového kola s hřídelí převodové skříně .....	34
3.7.1.1. Přenos kroutícího momentu .....	35
3.7.1.2. Axiální zajištění .....	36
3.7.2. Spojení velkého řetězového kola se zadní poháněnou hřídelí .....	36

3.7.2.1.	Přenos kroutícího momentu .....	37
3.7.2.2.	Axiální zajištění .....	37
3.7.2.3.	Kontrola šroubu pro axiální zajištění zadní hřídele .....	37
3.7.3.	Spojení brzdového unašeče se zadní poháněnou hřídelí .....	38
3.7.3.1.	Přenos kroutícího momentu .....	38
3.7.3.2.	Axiální zajištění .....	39
3.8.	Návrh rámu čtyřkolky.....	39
3.9.	Návrh řízení .....	40
4.	Celková sestava čtyřkolky .....	42
5.	Závěr.....	43
	Seznam obrázků .....	46
	Seznam tabulek .....	46
	Seznam příloh.....	46

**SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ**

<b>Značka</b>	<b>Název</b>	<b>Jednotka</b>
$m_{max}$	Maximální nosnost čtyřkolky [1]	[kg]
$m_{\check{c}}$	Předběžná hmotnost čtyřkolky	[kg]
$\eta_{\check{r}}$	Předběžná účinnost řetězového převodu	[ $min^{-1}$ ]
$D_k$	Průměr kol	[m]
$m_c$	Celková předběžná maximální hmotnost	[kg]
$v_{max}$	Maximální rychlost čtyřkolky	[ $ms^{-1}$ ]
$\alpha$	Úhel sklonu vozovky	[rad]
$O_f$	Valivý odpor	[N]
$O_s$	Odpor stoupání	[N]
$g$	Tíhové zrychlení	[ $m \cdot s^{-2}$ ]
$f_k$	Součinitel valivého odporu	[-]
$S$	Čelní plochu čtyřkolky s dítětem	[ $m^2$ ]
$O_v$	Odpor vzduchu	[N]
$\rho_{vz}$	Hustotu vzduchu	[ $kg \cdot m^{-3}$ ]
$C$	Součinitel odporu vzduchu	[-]
$F_k$	Hnací síla	[N]
$P_{H'}$	Předběžný výkon na zadní hřídeli	[W]
$M_{kH'}$	Předběžný kroutící moment zadní hřídele	[Nm]
$n_{H'}$	Požadované otáčky zadní hřídele	[ $min^{-1}$ ]
$P_M'$	Předběžný výkon motoru	[W]
$\eta_{př'}$	Předběžná účinnost převodové skříně	[1]
$\eta_{\check{r}}$	Účinnost řetězového převodu	[1]
$P_M$	Jmenovitý výkon motoru	[W]
$n_M$	Jmenovité otáčky motoru	[ $min^{-1}$ ]
$M_{kM}$	Jmenovitý moment motoru	[Nm]
$i_{př}$	Převodový poměr převodové skříně	[-]
$\eta_{př}$	Účinnost převodové skříně	[-]
$P_{př}$	Výkon na výstupní hřídeli převodové skříně	[W]
$i_{\check{r}}$	Převodový poměr řetězového převodu	[-]
$M_{kpř}$	Kroutící moment na výstupní hřídeli převodové skříně	[Nm]
$M_{kH}$	Kroutící moment zadní hřídele	[Nm]
$n_{př}$	Otáčky na výstupní hřídeli převodové skříně	[ $min^{-1}$ ]
$z_1$	Počet zubů malého řetězového kola	[1]
$z_2$	Počet zubů velkého řetězového kola	[1]
$i_{\check{r}sk}$	Skutečný převodový poměr řetězového převodu	[-]
$P_D$	Návrhový výkon	[W]
$\chi$	Součinitel výkonu	[-]



$\varphi$	Součinitel provedení	[–]
$\mu$	Součinitel mazání	[–]
$Y$	Součinitel rázu	[–]
$p$	Rozteč řetězového převodu	[–]
$F_{Pt}$	Síla při přetržení řetězu	[kN]
$m_{\check{r}}$	Hmotnost 1 m řetězu	[kg]
$S_{\check{r}}$	Plocha kloubu článku řetězu	[mm <sup>2</sup> ]
$d_{\check{r}1}$	Střední průměr malého řetězového kola	[mm]
$d_{\check{r}2}$	Střední průměr velkého řetězového kola	[mm]
$v_{\check{r}}$	Obvodová rychlost řetězu	[ms <sup>-1</sup> ]
$F_o$	Obvodová síla od přenášeného výkonu	[N]
$F_{oc}$	Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly	[N]
$F_t$	Celková tahová síla řetězu	[N]
$p_{dk}$	Dovolený tlak v kloubu řetězu	[MPa]
$p_1$	Směrný tlak v kloubu řetězu	[MPa]
$\lambda$	Součinitel tření	[–]
$p_p$	Výpočtový tlak v kloubu řetězu	[MPa]
$k_s$	Součinitel bezpečnosti při statickém zatížení	[–]
$k_d$	Součinitel bezpečnosti při dynamickém zatížení	[–]
$a_0$	Přibližnou osovou vzdálenost řetězových kol	[mm]
$X_0$	Počet článků řetězu	[1]
$X$	Zaokrouhlený počet článků řetězu	[1]
$a$	Osovou vzdálenost řetězových kol	[mm]
$\alpha_{\check{r}}$	Úhel sklonu řetězu	[°]
$\varphi$	Úhel sklonu usazení malého řetězového kola	[°]
$F_{\check{r}}$	Síla zatěžující hřídel od řetězového převodu	[N]
$F_{\check{r}n}$	Síla zatěžující hřídel od řetězového převodu v ose n	[N]
$F_{\check{r}m}$	Síla zatěžující hřídel od řetězového převodu v ose m	[N]
$F_{\check{r}x}$	Síla zatěžující hřídel od řetězového převodu v ose x	[N]
$F_{\check{r}z}$	Síla zatěžující hřídel od řetězového převodu v ose z	[N]
$M_{kB}$	Brzdny moment	[Nm]
$f$	Součinitel tření brzdy	[–]
$E_k$	Kinetická energie sestavy	[J]
$\tau_{DH}$	Doporučené dovolené smykové napětí	[MPa]
$d'_H$	Předběžný minimální průměr zadní hřídele	[mm]
$d_H$	Minimální průměr zadní hřídele	[mm]
$R_m$	Pevnost v tahu zadní hřídele	[MPa]
$R_e$	Mez kluzu zadní hřídele	[MPa]
$m_{\check{c}z}$	Předběžná váha konstrukce nesena zadní nápravou	[kg]
$m_{maxz}$	Maximální nosnost zadní hřídele	[kg]

$m_{cz}$	Celková hmotnost nesena zadní hřídelí	[kg]
$F_{cz}$	Tíhová síla působící zadní na hřídel	[N]
$F_R$	Reakční síla tíhové síly působící na zadní hřídel	[N]
$M_{omax}$	Maximální ohybový moment zadní hřídele	[Nm]
$W_O$	Modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_K$	Modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Napětí	[MPa]
$\sigma_o$	Ohybové napětí	[MPa]
$\tau_k$	Smykové napětí	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukovaného napětí	[MPa]
$k$	Bezpečnostní koeficient	[–]
$k_{smin}$	Doporučený bezpečnostní koeficient	[–]
$F_o$	Odstředivá síla	[N]
$K_a$	Axiální síla od odstředivé síly působící na zadní hřídel	[N]
$F_a$	Celková axiální síla působící na ložisko zadní hřídele	[N]
$F_r$	Celková radiální síla působící na ložisko zadní hřídele	[N]
$C_l$	Dynamická únosnost ložiska	[kN]
$C_o$	Statická únosnost	[kN]
$p_l$	Mocnitel pro kuličková ložiska	[–]
$e$	Výpočtový součinitel	[–]
$X_l$	Výpočtový součinitel	[–]
$Y_1$	Výpočtový součinitel	[–]
$Y_2$	Výpočtový součinitel	[–]
$R$	Výpočtový součinitel	[–]
$P$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
$L_{10h}$	Trvanlivost ložisek v hodinách	[h]
$L_{10km}$	Trvanlivost ložisek v kilometrech	[km]
$p_D$	Dovolený tlak těsného pera	[MPa]
$\tau_D$	Dovolené stříhové napětí pera	[MPa]
$b$	Šířka pera	[mm]
$h$	Výška pera	[mm]
$l'_a$	Předběžná funkční délka pera	[mm]
$l_a$	Funkční délka pera	[mm]
$l$	Celková délka pera	[mm]
$d_{Hb}$	Průměr hřídele pod brzdou	[mm]
$d_3$	Malý průměr šroubu pro axiální zajištění	[mm]
$\sigma_{Kt}$	Mez kluzu šroubu pro axiální zajištění	[MPa]
$A_{d3}$	Plocha řezu šroubu	[mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{\xi}$	Napětí šroubu při jízdě zatáčkou	[MPa]
$k_{\xi}$	Koeficient statické bezpečnosti šroubu	[–]

## 1. Úvod

Obliba dětských čtyřkolek v posledních letech roste, pro rodiče je snadné svému dítěti dopřát jízdu na poháněném stroji již v brzkém věku. Dětská čtyřkolka je výborným transportním prostředkem pro děti na dlouhé procházky s rodiči. Uplatnění najde také v parcích či zahradách, kde se dítě na delší dobu zabaví ježděním a prozkoumáváním neobjevených míst. V dnešní době můžeme vidět dětské čtyřkolky různých typů, co se druhu pohonu, složitosti konstrukce, použitých materiálů, bezpečnosti, nebo designu týče. Nejčastější jsou se šlapacím nebo elektrickým pohonem pro děti od tří do osmi let. Design dětských čtyřkolek se obvykle odráží od těch velkých, proto na trhu můžeme najít jak typy pracovní, tak i závodní.

V mé práci se nejdříve věnuji průzkumu trhu dětských čtyřkolek, ze kterého déle vycházím, abych vypracoval celkový návrh pohonu, rámu a řízení. V návaznosti na aktuální trend elektromobility jsem se rozhodl použít elektrický motor, který se hodí pro tiché a bezemisní ježdění. Při vypracování návrhu je nutné klást důraz na bezpečnost, jelikož výrobek je určen pro děti.

Cílem této práce je navrhnout konstrukční řešení dětské čtyřkolky s elektrickým pohonem a pevnou ocelovou konstrukcí. Rám bude jednoduchý, bez odpružení, s pohonem zadní nápravy a jednou kotoučovou brzdou. Jako pohon použiji elektrický motor určený pro tento typ čtyřkolek.

## 2. Průzkum trhu

V této kapitole se zaměřím na průzkum aktuálního trhu prodeje dětských čtyřkolek. Uvedu různé typy a popíši jejich konkrétní výhody a nevýhody. Dále uvedu legislativní problémy spjaté s ježděním dětí na čtyřkolkách po veřejných komunikacích.

### 2.1. Typy dětských čtyřkolek

V dnešní době máme na trhu několik různých typů dětských čtyřkolek, které se od sebe odlišují jak drobnými, tak i velkými rozdíly. Konkrétní výběr závisí primárně na věku a váze dítěte. Rozhodující je při výběru také cena, ta se odvíjí od použitých materiálů, složitosti konstrukce a použitém pohonu. V následujících odstavcích budu uvádět konkrétní typy čtyřkolek na kterých budu demonstrovat jejich výhody či nevýhody a pro jaké děti jsou určeny. Začnu od nejlevnějších s jednoduchou konstrukcí.

#### 2.1.1. Odrážedlo – dětská čtyřkolka Quad BIG

Odrážedlo Quad Big je napodobenina čtyřkolky, určeno pro ty nejmenší děti zhruba okolo 3 let. Pohyb je realizován pomocí dětských nohou, dítě tak může trénovat svou motoriku a svaly. Jak můžeme vidět na Obr. 1., konstrukce je zcela jednoduchá, bez odpružení, brzd a pohonu. Přísné testování zaručuje vysokou kvalitu a bezpečnost. Cena těchto čtyřkolek je velmi nízká, okolo jednoho tisíce korun. [1]



Obr. 1.: Odrážedlo-čtyřkolka Quad BIG [1]

#### 2.1.2. Šlapací čtyřkolka – Falk QUAD Pirate 605

Čtyřkolka Falk reprezentuje typ čtyřkolek se šlapacím pohonem. Je určena pro děti od 3 let, maximální nosnost je 50 kg. Přestože konstrukce není nijak složitá, čtyřkolka díky své stabilitě, snadné manévrovatelnosti a propracovanému designu splňuje nejpřísnější bezpečnostní normy. Aby se čtyřkolka mohla pohybovat, musí dítě šlapat pedály, tím si

procvičuje motoriku a svaly na nohou. Čtyřkolka je velmi lehká a až na pár detailů vyrobena celá z plastu (Obr. 2.). Cena čtyřkolky se pohybuje ve stejné cenové kategorii jako čtyřkolky Quad BIG. [2]



Obr. 2.: Šlapací čtyřkolka Falk QUAD Pirate [2]

### 2.1.3. Dětská elektrická čtyřkolka – Shumee a STX

Dětské elektrické čtyřkolky Shumee a STX jsou určeny pro ty nejmenší děti od 3 do 10 let. Na rozdíl od čtyřkolky Falk QUAD (viz podkapitola 2.1.2) mají zabudované vlastní pohonné jednotky. Dítě se tedy nemusí soustředit na šlapání, pouze si užívat pocit z jízdy. Výhodou těchto čtyřkolek jsou zabudované ochranné prvky pro zamezení vysoké rychlosti při jízdě. Čtyřkolky mají maximální rychlost 3 km/h a zabrzdí automaticky, když dítě přestane mačkat knoflík na řídicích (u čtyřkolky Shumee) (Obr. 3.). Další výhodou je pevná ocelová náprava, bezpečně zakrytá ochranným plastem. [3]

Obdobou je čtyřkolka STX (Obr. 4.), která má na rozdíl od Shumee pro zajištění sepnutí pohonu pedál. Pokud je pedál sešlápnut, čtyřkolka se pohybuje. Dále má navíc složitější konstrukci v podobě odpružení předních kol. Cena těchto čtyřkolek se pohybuje okolo dvou tisíc korun. [4]



Obr. 3.: Dětská čtyřkolka Shumee [3]



Obr. 4.: Dětská čtyřkolka STX [4]

#### 2.1.4. Dětská elektrická čtyřkolka X-MAX 607

X-MAX 607 je propracovanější čtyřkolka pro děti od 3 do 10 let. Nabízí řadu zlepšení a je více realistická. Čtyřkolku pohání dva elektrické bezkartáčové stejnosměrné motory (BLDC) umístěny na zadní nápravě, které se spustí sešlápnutím pedálu. Při manuální jízdě je možnost využít volbu dvou rychlostních stupňů vpřed či vzad, maximální rychlost je 8 km/h. Čtyřkolka umožňuje také jízdu na dálkové ovládání. Konstrukce je více propracovaná, nejenže tu máme dva elektromotory, ale zadní náprava je odpružená a rám čtyřkolky je z oceli. Jak můžeme vidět (Obr. 5.), má i robustnější kola z pěnového materiálu. Cena této čtyřkolky je zhruba 4krát vyšší než cena čtyřkolek Shumee a STX. [5]



Obr. 5.: Dětská čtyřkolka X-MAX 607 [5]

#### 2.1.5. Dětská elektrická čtyřkolka – HECHT 56150

Čtyřkolka HECHT 56150 je určena starším dětem od 8 do 14 let. Je to opravdu propracovaná čtyřkolka s bezkartáčovým stejnosměrným elektromotorem o výkonu 1200 W. Velikostí je podobná benzínovým čtyřkolkám, na rozdíl od nich je ale tichá. Dítě tedy může jet s rodiči například do parku bez omezení, což s benzínovou mnohdy nelze. Má zcela kovový rám, všechna kola jsou odpružená, robustní a nevadí jim menší terén. Maximální rychlost je 40 km/h. Čtyřkolka je vybavena předními bubnovými a zadními kotoučovými brzdami. Jak můžeme vidět (Obr. 6.), ve výbavě nechybí ani světla pro jízdu ve tmě. K hlavním výhodám patří výkonný, tichý motor a design čtyřkolky, který připomíná čtyřkolku pro dospělé. Cena této čtyřkolky je ale podstatně vyšší, okolo padesáti tisíc korun. [6]



*Obr. 6.: Dětská elektrická čtyřkolka HECHT 56150 [6]*

#### **2.1.6. Dětská benzínová čtyřkolka Kayo 110**

Čtyřkolka Kayo 110 je zástupcem dětských čtyřkolek s benzínovým spalovacím motorem. Má propracovanou složitou ocelovou konstrukci s odpružením všech kol. Čtyřkolka je vhodná pro děti od 7 do 12 let. Použitý 4tákní motor zaručuje vysoký výkon 5,1 kW, a proto se tato čtyřkolka hodí pro malé závodníky, kteří mají s jízdou na strojích podobného typu již nějaké zkušenosti. Čtyřkolka je vybavena deskovými brzdami a kvalitními odolnými pneumatikami vhodnými do terénu. I když se jedná o benzínovou čtyřkolku, je kladen vysoký důraz na bezpečnost řidiče, jsou použity kvalitní materiály, pohodlné sedlo a rozměrné nášlapy (Obr. 7.). Cena čtyřkolky Kayo 110 a jím podobných typů je okolo padesáti tisíc korun. [7]



*Obr. 7.: Dětská benzínová čtyřkolka Kayo 110 [7]*

## **2.2. Shrnutí průzkumu trhu**

Díky průzkumu trhu jsem došel k závěru, že nejvíce dětských čtyřkolek se vyrábí s elektrickým motorem. Velké zastoupení mají složitější čtyřkolky s pevnou ocelovou konstrukcí, brzdami a odpruženými koly typu HECHT 56150 (viz podkapitola 2.1.5), které jsou určeny pro děti okolo 8 let a výš. Tyto čtyřkolky dosahují rychlosti okolo 40 km/h, a proto jsou taky poměrně drahé.

Podobné zastoupení mají ale i levnější čtyřkolky pro děti od 3 let jako například X-MAX 607 (viz podkapitola 2.1.4), které mají tělo z plastu, jednoduchý ocelový podvozek a jen některé jsou odpruženy. Tento typ čtyřkolek nemá takový výkon, a proto je jejich maximální rychlost okolo 8 km/h.

Na základě tohoto průzkumu se soustředím na návrh čtyřkolky pro děti s elektrickým pohonem a ocelovou konstrukcí bez odpružení. Velikostně podobné čtyřkolce X-MAX (2.1.4). Čtyřkolka bude určena pro děti od 3 do 8 let. Maximální nosnost čtyřkolky bude 50 kg a rychlost 8 km/h. Hmotnost těchto čtyřkolek se obvykle pohybuje okolo 30 kg.

## **2.3. Dětské čtyřkolky na veřejných komunikacích**

Silniční provoz je omezen různými právními normami, které se vztahují i na zmíněné dětské čtyřkolky. Všechna vozidla s jakýmkoli motorem, která jsou provozována na veřejných komunikacích, musí splňovat dané právní normy, pokud nespádají mezi výjimky.

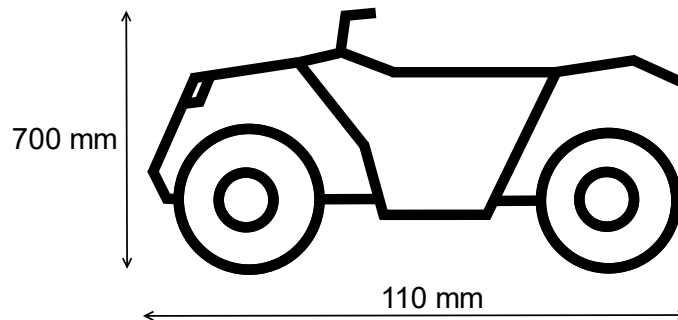
Dětská čtyřkolka, kterou budu konstruovat, spadá do kategorie L6e dle nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 168/2013 (Nařízení o schvalování dvoukolových nebo tříkolových vozidel a čtyřkolek) a zároveň spadá do výjimky tohoto nařízení, které říká, že se dané nařízení nevztahuje na vozidla určená výlučně pro ovládání pěšími osobami (například Bluetooth ovládání). Z toho vyplývá, že čtyřkolka jakožto dopravní prostředek je vyňata ze schvalovacího procesu neboli homologace a není určena k provozu na pozemních komunikacích. [8]

Dle mého názoru by děti do 8 let neměly vůbec jezdit po veřejných komunikacích v běžném provozu, proto bych z bezpečnostních důvodů dodával při výrobě konstruované čtyřkolky i dálkové ovládání pro okamžité zastavení či zpomalení rychlosti čtyřkolky rodičem.



### 3. Návrh čtyřkolky

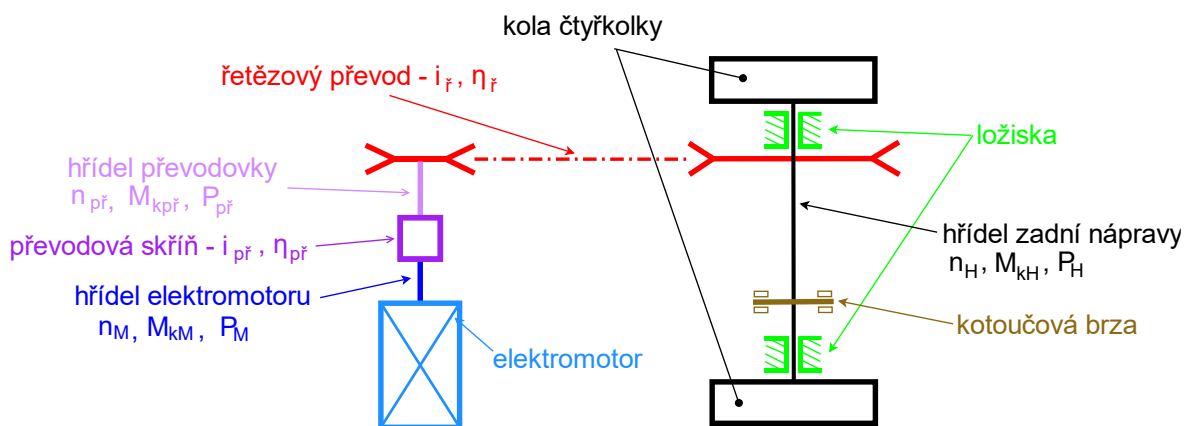
Návrh čtyřkolky navazuje na předešlou kapitolu 2.2 - shrnutí průzkumu trhu. Jelikož konstruovaná čtyřkolka má podobné jízdní vlastnosti a podobnou velikost jako čtyřkolka X MAX 607 (2.1.4), budu při návrhu z této čtyřkolky vycházet. Na Obr. 8. můžeme vidět skicu čtyřkolky s příslušnými rozměry. Šířka čtyřkolky je 600 mm.



Obr. 8.: Základní rozměry čtyřkolky

#### 3.1. Pohon

Celou čtyřkolku bude pohánět elektrický motor, jak můžeme vidět na Obr. 9.: Schéma uspořádání pohonu, motor bude přenášet kroutící moment přes řetězový převod na zadní hřídel nápravy. Hřídel zadní nápravy bude napevno spojena se zadními koly, přes která se celá sestava bude pohybovat. Jako první je nejdůležitější určit sílu, která bude schopna rozpohybovat celou sestavu, z ní se vypočítá příslušný moment, který musí motor mít, aby překonal všechny jízdní odpory. Následné výpočty provádím dle literatury: Dynamika motorových vozidel [9].



Obr. 9.: Schéma uspořádání pohonu

##### 3.1.1. Návrhový výpočet výkonu pohonu

Na začátek je důležité zvolit základní parametry, se kterými se dopracujeme k finálnímu návrhu motoru. Pro výpočet odporových sil a pro celkovou představu návrhu máme určené základní rozměry (Obr. 8.).

Základní parametry:

- Maximální nosnost čtyřkolky  $m_{max} = 50 \text{ kg}$
- Předběžná hmotnost čtyřkolky  $m_{\xi} = 30 \text{ kg}$
- Předběžná účinnost řetězového převodu  $\eta_{\xi} = 0,96$
- Průměr kol  $D_k = 370 \text{ mm} = 0,37 \text{ m}$

Sečtením předběžné hmotnosti čtyřkolky a maximální nosnosti získáme celkovou předběžnou maximální hmotnost sestavy:

$$m_c = m_{\xi} + m_{max} = 30 + 50 = 80 \text{ kg} \quad (1)$$

Pokud chceme určit jízdní odpory, musíme uvažovat různé odporové vlivy, které čtyřkolka při jízdě musí překonávat. Jedná se primárně o valivý odpor, jízdu do kopce a odpor vzduchu. Proto si musíme určit základní hodnoty pro výpočet jízdních odporů:

- Maximální rychlost čtyřkolky  $v_{max} = 8 \text{ kmh}^{-1} = 2,22 \text{ ms}^{-1}$
- Úhel sklonu vozovky 5 %  $\alpha = 0,05 \text{ rad}$

Valivý odpor:

$$O_f = m_c \cdot g \cdot f_k \cdot \cos(\alpha) = 80 \cdot 9,81 \cdot 0,06 \cdot \cos(0,05) = 47,09 \text{ N} \quad (2)$$

kde  $f_k = 0,06$  je součinitel valivého odporu, který byl zvolen pro travnatý terén podle [9] a  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  je tíhové zrychlení.

Odpor stoupání:

$$O_s = m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha) = 80 \cdot 9,81 \cdot \sin(0,05) = 39,22 \text{ N} \quad (3)$$

Pro výpočet odporu vzduchu je zapotřebí určit čelní plochu čtyřkolky s dítětem, tu nahradíme dvěma obdélníky. Výška čtyřkolky je předběžně 0,7 m a šířka 0,6 m. Výška horní části těla dítěte je 0,6 m a šířka 0,4 m. Čelní plochu vypočteme jako obsahy příslušných obdélníků.

$$S = 0,7 \cdot 0,6 + 0,6 \cdot 0,4 = 0,66 \text{ m}^2 \quad (4)$$

Odpor vzduchu:

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vz} \cdot C \cdot S \cdot (v_{max})^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 0,6 \cdot 0,66 \cdot 2,22^2 = 1,22 \text{ N} \quad (5)$$

Odpor vzduchu závisí na druhé mocnině výsledné rychlosti vzduchu proudícího okolo čtyřkolky s dítětem. Pro můj návrh uvažuji stav bezvětrí, proto odpor vzduchu bude záviset pouze na maximální rychlosti čtyřkolky  $v_{max}$ .  $C = 0,6$  je součinitel odporu vzduchu pro závodní vůz s nekrytými koly, určený podle [9],  $S = 0,66 \text{ m}^2$  je čelní plocha čtyřkolky s dítětem. Hustotu vzduchu  $\rho_{vz} = 1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  jsem určil pro teplotu  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  při tlaku  $101,3 \text{ kPa}$  podle [9].

Součtem všech odporových sil, dostaneme hnací sílu  $F_k$  na kolech čtyřkolky, potřebnou k překonání jízdních odporů při jízdě do kopce.

$$F_k = O_f + O_s + O_v = 47,09 + 39,22 + 1,22 = 87,53 \text{ N} \quad (6)$$

Pro návrh motoru čtyřkolky je důležité při požadované maximální rychlosti  $v_{max}$  určit potřebný předběžný výkon  $P_{H'}$  na poháněné hřídeli, který musí být přiváděn na kola čtyřkolky k překonání jízdních odporů. Tento takzvaný hnací výkon se určuje pro jízdu po rovině, bez odporu větru a při ustáleném pohybu neboli konstantní rychlosti. [9]

$$\begin{aligned} P_{H'} &= m_c \cdot g \cdot f_k \cdot v_{max} + \frac{1}{2} \cdot \rho_{vz} \cdot C \cdot S \cdot v_{max}^3 \\ &= 80 \cdot 9,81 \cdot 0,06 \cdot 2,22 + \frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 0,6 \cdot 0,66 \cdot 2,22^3 \\ &= 107,24 \text{ W} \end{aligned} \quad (7)$$

Pro určení správného převodového poměru řetězového převodu  $i_{\ddot{r}}$  a převodové skříně  $i_{p\ddot{r}}$  je důležité znát požadovaný počet otáček za minutu  $n_{H'}$  hnané hřídele, kterou počítáme pro maximální rychlost  $v_{max} = 2,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Požadované otáčky zadní hřídele:

$$n_{H'} = \frac{60 \cdot v_{pr}}{\pi \cdot D_k} = \frac{60 \cdot 2,22}{\pi \cdot 0,37} = 114,59 \text{ min}^{-1} \quad (8)$$

Dále si určíme předběžný kroutící moment  $M_{kH'}$  zadní hřídele, který je potřebný pro rozjetí čtyřkolky. Kroutící moment vychází z předběžného hnacího výkonu  $P_{H'}$  a otáčkách za minutu  $n_{H'}$  zadní hřídele.

$$M_{kH'} = \frac{P_{H'} \cdot 9549 \cdot 10^{-3}}{n_{H'}} = \frac{107,24 \cdot 9549 \cdot 10^{-3}}{114,59} = 8,94 \text{ Nm} \quad (9)$$

Nakonec si určíme předběžný výkon motoru  $P_{M'}$ , se kterým budeme pracovat v následné kapitole, výkon  $P_{M'}$  je dán podílem účinností řetězového převodu  $\eta_{\ddot{r}} = 0,96$ , účinností převodové skříně, kterou jsem předběžně určil na hodnotu  $\eta_{p\ddot{r}} = 0,9$  a hnacím výkonem  $P_{H'}$ . Účinnost ložisek v tomto případě zanedbáme.

$$P_M' = \frac{P_H'}{\eta_{\dot{\gamma}} \cdot \eta_{p\dot{\gamma}'}} = \frac{107,24}{0,96 \cdot 0,9} = 124,12 \text{ W} \quad (10)$$

Z těchto výpočtů jsme získali klíčové vlastnosti a hodnoty, které jsou důležité pro zvolení příslušného výkonu motoru, který bude celou sestavu pohánět.

### 3.1.2. Volba motoru

Pro bezproblémové fungování poháněného stroje je správný výběr typu elektromotoru zásadní. Nezáleží pouze na výběru velikosti výkonu, záleží především na výběru motoru dle jeho konkrétních vlastností a vhodnosti použití. Na trhu najdeme velké množství různých typů motorů, které se liší zásadními konstrukčními, provozními a výkonnostními vlastnostmi. Z nabízených kategorií máme na výběr ze střídavých (synchronní/asynchronní) nebo stejnosměrných elektromotorů.

Klíčové požadavky elektromotoru:

- nízká hmotnost
- umožnění hladké změny otáček
- vstupní napětí na 12, nebo 24 V
- co možná nejvyšší účinnost
- co možná nejnižší cena

Na základě zmíněným požadavkům a rešerše, ve které jsem zjistil, jaké motory se používají pro pohon dětských elektrických čtyřkolek, jsem se rozhodl, použít bezkartáčový stejnosměrný elektromotor známý pod zkratkou BLDC (Brushless direct current).

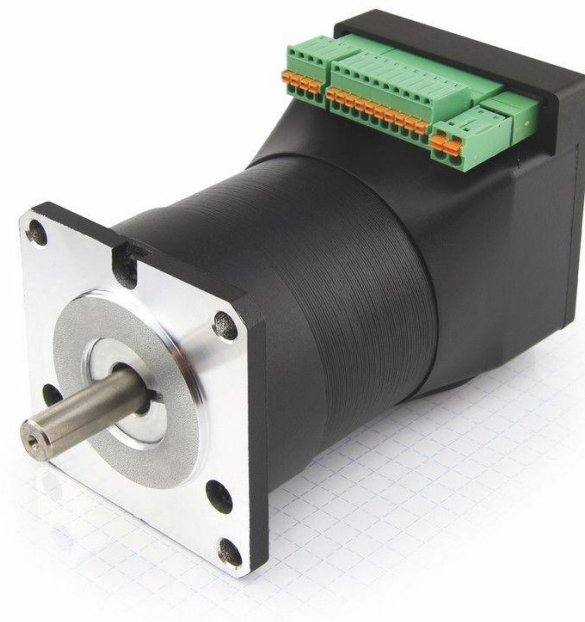
Bezkartáčové stejnosměrné motory BLDC jsou moderní variantou synchronních motorů. Nevyžadují pro komutaci kartáče, ale komutace je realizována elektronicky v nadřazené řídicí jednotce. Díky tomu jsou snadno říditelné a jejich výkon lze lehce regulovat. Velkou výhodou je výrazně delší životnost a také vyšší účinnost oproti běžným kartáčovým motorům. Důležitá vlastnost BLDC motorů je v téměř lineárním točivém momentu ve velkém rozsahu otáček, proto jsou pro poháněné stroje vhodné. Lze je napájet z baterie a mají skoro bezúdržbový provoz. [10]

Volba motoru je závislá především na předběžném výkonu motoru  $P_M'$ , který jsme vypočítali v kapitole 3.1.1. Předběžný výkon motoru nám vyšel  $P_M' = 124,12 \text{ W}$ , nominální výkon konkrétního motoru bychom měli určit stejný nebo vyšší.

Volím kompaktní elektrický BLDC motor **NANOTECH PD4-CB59M024035-E-01** s integrovaným řízením (Obr. 10.). [11]

*Tab. 1.: Vlastnosti BLDC motoru s integrovaným řízením NANOTECH PD4-CB59M024035-E-01 [11]*

Typ motoru	PD4-CB59M024035-E-01
Napájecí napětí	24 V
Jmenovitý výkon $P_M$	135 W
Jmenovité otáčky $n_M$	3500 min <sup>-1</sup>
Maximální výkon	338 W
Jmenovitý moment $M_{kM}$	0,37 Nm
Hmotnost motoru	0,9 kg
Délka motoru	95 mm



*Obr. 10.: BLDC motor s integrovaným řízením PD4-CB59M024035-E-01 [11]*

### 3.1.3. Volba převodové skříně

Jelikož motory o výkonech desítkách wattů mají vysoké otáčky za minutu, je nutné vybrat k motoru kompaktní převodovou skříň, pro tento případ potřebujeme reduktor (redukuje vysoké otáčky na menší). Proto volím planetovou převodovou skříň **SESAME PGH-60** (Obr. 11.), která je plně kompatibilní s příslušným motorem. [12]

Tab. 2.: Vlastnosti převodové skříně SESAME PGH-60 [12]

Převodový poměr $i_{př}$	25
Účinnost převodové skříně $\eta_{př}$	0,92
Délka převodové skříně	120 mm
Průměr výstupní hřídele	12 mm
Maximální radiální zatížení hřídele	1 570 N



Obr. 11.: Planetová převodová skříň SESAME PGH-60 [12]

Hodnoty z Tab. 1. a Tab. 2. budeme dále potřebovat pro návrh řetězového převodu, kotoučové brzdy a zadní hřídele. Je zapotřebí znát výkon, kroučící moment a počet otáček na výstupu převodové skříně.

### 3.2. Stanovení výkonů, kroučících momentů a počtu otáček

Díky hodnotám z kapitoly 3.1 můžeme určit zbylé výkony, počty otáček a kroučící momenty viz Obr. 9.: Schéma uspořádání pohonu. Zejména nás zajímá výsledný kroučící moment  $M_{kH}$  a počet otáček zadní hřídele  $n_H$ . Zmíněné hodnoty jsou počítány pro jmenovité parametry motoru.

#### 3.2.1. Stanovení výkonů

$$P_M = 135 \text{ W} \quad (11)$$

$$P_{př} = P_M \cdot \eta_{př} = 135 \cdot 0,92 = 124,2 \text{ W} \quad (12)$$

$$P_H = P_{př} \cdot \eta_{ř} = 124,2 \cdot 0,96 = 119,23 \text{ W} \quad (13)$$

### 3.2.2. Stanovení kroutících momentů

Převodový poměr řetězu volím  $i_{\dot{\gamma}} = 1,2$ . Kroutící moment motoru  $M_{kM} = 0,37 \text{ Nm}$  je určen z Vlastnosti motoru DKM 9DCHP12-200-30.

$$M_{kM} = 0,37 \text{ Nm} \quad (14)$$

$$M_{kp\dot{\gamma}} = M_{kM} \cdot i_{p\dot{\gamma}} \cdot \eta_{p\dot{\gamma}} = 0,37 \cdot 25 \cdot 0,92 = 8,51 \text{ Nm} \quad (15)$$

$$M_{kH} = M_{kp\dot{\gamma}} \cdot i_{\dot{\gamma}} \cdot \eta_{\dot{\gamma}} = 8,51 \cdot 1,2 \cdot 0,96 = 9,8 \text{ Nm} \quad (16)$$

Pro kontrolu můžeme výsledný kroutící moment na zadní hřídeli porovnat s předběžným moment  $M_{kH'} = 8,94 \text{ Nm}$ , který je potřebný pro rozjetí čtyřkolky. Kroutící moment  $M_{kH}$  vyšel větší, podmínka rozjetí čtyřkolky je tedy splněna.

### 3.2.3. Stanovení otáček

$$n_M = 3500 \text{ min}^{-1} \quad (17)$$

$$n_{p\dot{\gamma}} = \frac{n_M}{i_{p\dot{\gamma}}} = \frac{3500}{25} = 140 \text{ min}^{-1} \quad (18)$$

$$n_H = \frac{n_{p\dot{\gamma}}}{i_{\dot{\gamma}}} = \frac{140}{1,2} = 116,66 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

## 3.3. Návrh řetězového převodu

Řetězové převody se používají k přenosu a transformaci malých a středních výkonů, mají nízkou pořizovací cenu, snadnou údržbu a relativně dobrou účinnost. Jak můžeme vidět na Obr. 9.: Schéma uspořádání pohonu, řetězový převod přenáší výkon z převodové skříně na zadní poháněnou hřídel.

### 3.3.1. Volba řetězu

Při výběru řetězového převodu se zpravidla vychází ze zadaného výkonu a otáček na hnacím řetězovém kole (v mém případě výkonu  $P_{p\dot{\gamma}}$  a otáček  $n_{p\dot{\gamma}}$  na výstupu převodové skříně), dále z převodového poměru  $i_{\dot{\gamma}}$  a z osové vzdálenosti  $a$ . Převodový poměr řetězu volím  $i_{\dot{\gamma}} = 1,2$ . Je důležité navrhnout takový řetěz, aby vydržel přenos příslušného výkonu.

Je požadováno, aby počet zubů malého kola  $z_1$  byl co největší, avšak většina aplikací vyžaduje, aby řetězová kola byla co nejmenší, toho lze však dosáhnout pouze s malým počtem zubů. Pokud chceme, aby převod byl klidný, mělo by mít menší kolo minimálně 17 zubů, tím se zajistí vyšší životnost řetězu a menší hlučnost, proto volím  $z_1 = 17$ . [13]

Následné výpočty provádím dle online návodu od firmy ČZ Chains [14], který vychází z norem ČSN 01 4809 a DIN 8195.

Počet zubů velkého řetězového kola:

$$z_2 = i_{\text{ř}} \cdot z_1 = 1,2 \cdot 17 = 20,4 \quad (20)$$

Volím  $z_2 = 21$

Skutečný převodový poměr:

$$i_{\text{řsk}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{21}{17} = 1,23 \quad (21)$$

Pro určení správného řetězu je důležité určit návrhový výkon  $P_D$ . Návrhový výkon vychází z výkonu  $P_{př}$ , který je podělený součinitelem výkonu  $\chi$ , součinitelem provedení  $\varphi$  a součinitelem mazání  $\mu$ .

Tab. 3.: Součinitel výkonu  $\chi$  [14]

Převodový poměr $i$	Činitel rázu $Y = 1$ Počet zubů $z_1$ malého kola					Činitel rázu $Y = 2$ Počet zubů $z_1$ malého kola					Činitel rázu $Y = 3$ Počet zubů $z_1$ malého kola					Činitel rázu $Y = 4$ Počet zubů $z_1$ malého kola				
	13	17	19	21	$\geq 25$	13	17	19	21	$\geq 25$	13	17	19	21	$\geq 25$	13	17	19	21	$\geq 25$
1	(0,39)	0,73	0,83	0,93	1,11	(0,28)	0,53	0,60	0,67	0,81	(0,24)	0,42	0,52	0,58	0,70	(0,21)	0,34	0,43	0,53	0,64
2	0,50	0,82	0,93	1,04	1,26	(0,36)	0,60	0,68	0,76	0,92	(0,30)	0,50	0,59	0,66	0,80	(0,26)	0,44	0,52	0,61	0,73
3	0,57	0,88	1,00	1,12	1,36	0,42	0,65	0,73	0,82	0,99	(0,35)	0,55	0,63	0,71	0,86	(0,29)	0,51	0,58	0,65	0,79
5	0,64	0,96	1,09	1,22	1,49	0,47	0,71	0,80	0,89	1,09	0,40	0,61	0,69	0,77	0,94	(0,33)	0,57	0,63	0,71	0,86
$\geq 7$	0,67	1,02	1,15	1,30	1,59	0,49	0,75	0,85	0,95	1,16	0,42	0,64	0,73	0,82	1,00	(0,35)	0,59	0,67	0,75	0,92

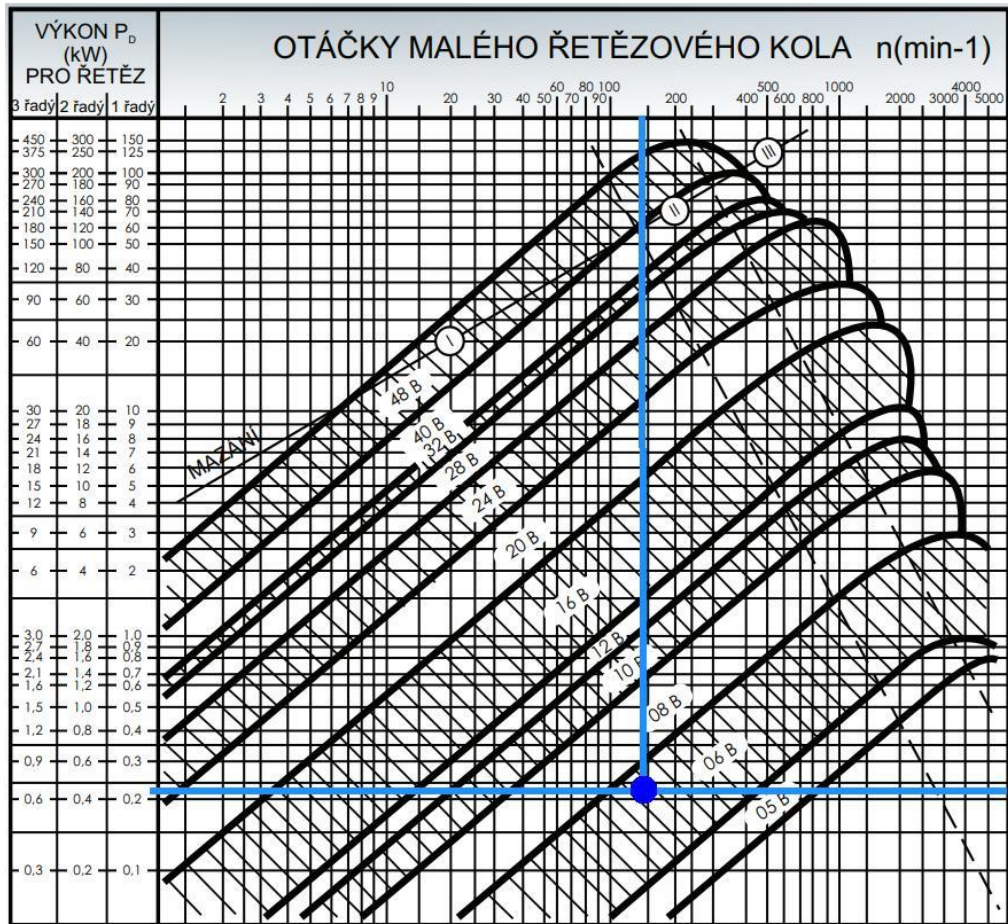
Z Tab. 3. je určen součinitel výkonu  $\chi$  pro počet zubů  $z_1 = 17$  a součinitel rázu  $Y = 2$  pro chod řetězu s lehkými rázy. Převodový poměr  $i = 1,2$  v tabulce není, určil jsem tedy součinitel výkonu  $\chi = 0,57$  jako aritmetický průměr mezi  $i = 1$  a  $i = 2$ .

Jelikož obvodová rychlost řetězu je velmi nízká, volím součinitel mazání  $\mu = 1$ . Činitel provedení volím  $\varphi = 1$  dle [14].

Návrhový výkon  $P_D$ :

$$P_D = \frac{P_{př}}{\varphi \cdot \chi \cdot \mu} = \frac{124,2}{1 \cdot 0,57 \cdot 1} = 217,89 \text{ W} \quad (22)$$





Obr. 12.: Diagram návrhu řetězového převodu [14]

Pro návrhový výkon  $P_D = 217,89 \text{ W}$  a pro otáčky  $n_{př} = 140 \text{ min}^{-1}$  na menším řetězovém kole volím dle Obr. 12. jednořadý řetěz **06 B-1 ČSN 02 3311.2** [15], s parametry:

- rozteč  $p = 9,525$
- síla při přetržení  $F_{pt} = 8,9 \text{ kN}$
- hmotnost 1 m řetězu  $m_{ř} = 0,41 \text{ kg}$
- plocha kloubu  $S_{ř} = 28 \text{ mm}^2$

Pro vybraný řetěz si vypočítáme potřebné parametry pro kontrolní výpočty a určení celkové velikosti řetězového převodu:

Střední průměr malého řetězového kola:

$$d_{ř1} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 51,84 \text{ mm} \quad (23)$$

Střední průměr velkého řetězového kola:

$$d_{\dot{r}2} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{21}\right)} = 63,91 \text{ mm} \quad (24)$$

Obvodová rychlost řetězu:

$$v_{\dot{r}} = \frac{d_{\dot{r}1} \cdot n_{p\dot{r}}}{19100} = \frac{69,116 \cdot 140}{19100} = 0,5 \text{ ms}^{-1} \quad (25)$$

### 3.3.2. Výpočtová kontrola zvoleného řetězu

Proto abychom mohli s jistotou zvolit příslušný řetěz, je nutné provést výpočet skutečných sil a tlaků v řetězovém převodu a porovnat je s hodnotami dovolenými. Pokud navržený řetěz nebude splňovat dané hodnoty, musí se zvolit řetěz o vyšší rozteči nebo pevnosti.

#### 3.3.2.1. Kontrola tlaku v kloubu

Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu:

$$F_o = \frac{P_{p\dot{r}}}{v_{\dot{r}}} = \frac{124,2}{0,5} = 248,4 \text{ N} \quad (26)$$

Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly:

$$F_{oc} = v_{\dot{r}} \cdot m_{\dot{r}} = 0,5 \cdot 0,41 = 0,21 \text{ N} \quad (27)$$

Celková tahová síla:

$$F_t = F_o + F_{oc} = 248,4 + 0,21 = 248,61 \text{ N} \quad (28)$$

Výpočtový tlak v kloubu řetězu:

$$p_p = \frac{F_t}{S_{\dot{r}}} = \frac{248,61}{28} = 8,88 \text{ MPa} \quad (29)$$

Dovolený tlak v kloubu řetězu:

$$p_{dk} = p_1 \cdot \lambda = 27,76 \cdot 0,54 = 14,99 \text{ MPa} \quad (30)$$

kde  $\lambda = 0,54$  je součinitel tření určen z Tab. 4. pro součinitel rázů  $Y = 2$  a  $i = 1,2$ .  
Směrný tlak v kloubu řetězu  $p_1 = 27,76 \text{ MP}$  je určen pro  $z_1 = 17$  a  $v_{\dot{r}} = 0,5 \text{ ms}^{-1}$ .

Tab. 4.: Součinitel tření  $\lambda$  [14]

Čini- tel rázů Y	Řetězy podle ČSN	Činitel tření $\lambda$																			
		$a = 20 \cdot p$					$a = 40 \cdot p$					$a = 80 \cdot p$					$a = 160 \cdot p$				
		i					i					i					i				
		1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7
1	02 3311, 02 3321	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57
	02 3315	0,55	0,64	0,70	0,78	0,82	0,66	0,74	0,80	0,87	0,92	0,80	0,90	0,95	1,02	1,06	0,99	1,10	1,16	1,22	1,26
2	02 3311, 02 3321	0,50	0,58	0,64	0,72	0,76	0,60	0,68	0,73	0,79	0,84	0,73	0,82	0,87	0,93	0,97	0,91	1,01	1,06	1,12	1,15
	02 3315	0,40	0,46	0,51	0,58	0,61	0,48	0,55	0,58	0,63	0,67	0,58	0,66	0,70	0,75	0,78	0,73	0,81	0,85	0,90	0,92

Dle hodnoty dovoleného tlaku v kloubu řetězu  $p_{dk} = 14,99 \text{ MPa}$ , která nám vyšla vyšší, než  $p_p = 8,88 \text{ MPa}$ , můžeme konstatovat, že vybraný řetěz příslušný tlak v kloubu vydrží.

### 3.3.2.2. Kontrola pevnosti řetězu při statickém zatížení

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení:

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_t} = \frac{8\,900}{248,61} = 36 \quad (31)$$

Součinitel bezpečnosti při statickém zatížení by neměl vyjít menší než 7, tuto podmínku zvolený řetěz splňuje s velkou rezervou.

### 3.3.2.3. Kontrola pevnosti řetězu při dynamickém zatížení

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení:

$$k_d = \frac{F_{Pt}}{F_t \cdot Y} = \frac{8\,900}{248,61 \cdot 2} = 18 \quad (32)$$

Zvolený řetěz splňuje podmínku pro součinitel bezpečnosti při dynamickém zatížení, který by měl být vyšší než 5.

### 3.3.3. Stanovení počtu článků a délky řetězu

Nejdříve je nutné stanovit přibližnou osovou vzdálenost  $a_0 = 140 \text{ mm}$ . Obvykle se volí sudý počet článků řetězu, aby se předešlo nutnosti použití spojovacího článku. [13]

Počet článků:

$$X_0 = 2 \cdot \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a_0} \quad (33)$$

$$= 2 \cdot \frac{140}{9,525} + \frac{17 + 21}{2} + \left( \frac{21 - 17}{2\pi} \right)^2 \frac{9,525}{140} = 46,6$$

Po zaokrouhlení počtu článků na celé číslo  $X = 48$ , se skutečná osová vzdálenost  $a$  stanoví ze vztahu: [13]

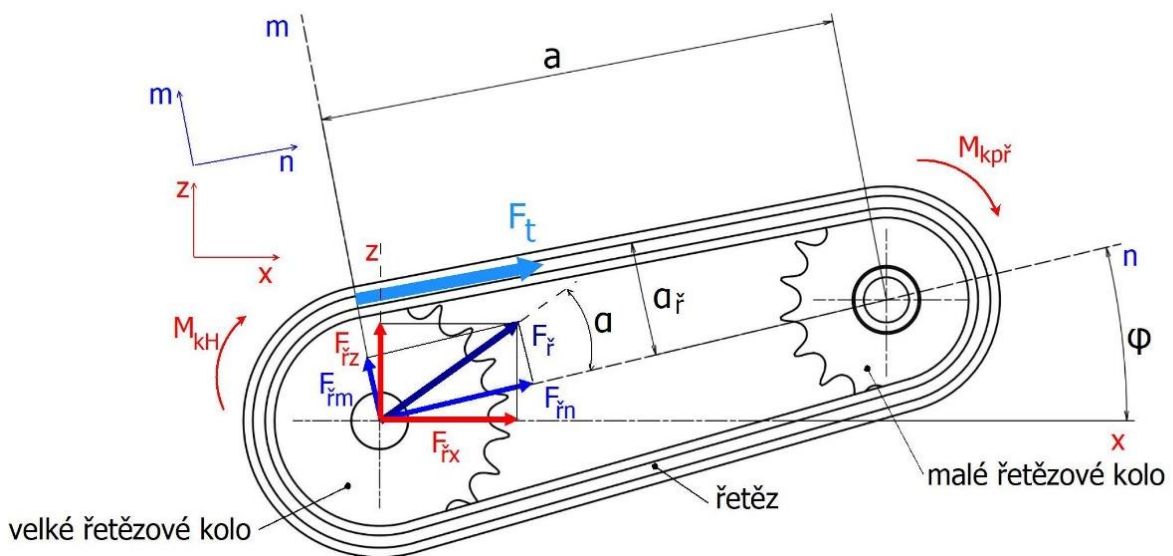
$$a = \frac{p}{4} \left[ \left( X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$= \frac{9,525}{4} \left[ \left( 48 - \frac{17 + 21}{2} \right) + \sqrt{\left( 48 - \frac{17 + 21}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{21 - 17}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (34)$$

$$= 137,98 \text{ mm}$$

### 3.3.4. Stanovení sil působících na hnanou hřídel při akceleraci motoru

Pro statickou kontrolu zadní hřídele je nutné stanovit všechny síly, které na ni působí. Při akceleraci motoru se nám výkon přenáší přes řetězový převod na hnanou hřídel, tím na ni působí kroutící moment  $M_{kH}$  a tahová síla řetězu  $F_t$  vypočítaná rovnicí 28. Jelikož je konstrukcí čtyřkolky dáno, že osa hřídele malého řetězového kola je výš, než osa zadní hřídele, je nutné vypočítat zatěžující sílu řetězu  $F_r$  ve směru osy  $x$  a  $z$  pomocí geometrie. Tento přepočít je nutný pro výpočet sil působících na ložisek a pro statickou kontrolu hřídele.



Obr. 13.: Rozložení působící síly  $F_t$  od řetězového převodu na hnanou hřídel

Úhel sklonu  $\alpha_r$ :

$$\alpha_r = \arcsin \left( \frac{d_{r2} - d_{r1}}{2 \cdot a} \right) = \arcsin \left( \frac{63,91 - 51,81}{2 \cdot 137,98} \right) = 2,51^\circ \quad (35)$$

Pro výpočet výsledné síly  $F_{\check{r}}$ , jež zatěžuje hnaný hřídel je třeba provést rozklad sil  $F_{\check{r}n}$  a  $F_{\check{r}m}$  podle Obr. 13.:

$$F_{\check{r}n} = \cos \alpha_{\check{r}} \cdot F_t = \cos 2,51^\circ \cdot 248,61 = 248,37 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{\check{r}m} = \sin \alpha_{\check{r}} \cdot F_t = \sin 2,51^\circ \cdot 248,61 = 10,89 \text{ N} \quad (37)$$

Vektorovým součtem dostaneme výslednou sílu  $F_{\check{r}}$ :

$$F_{\check{r}} = \sqrt{F_{\check{r}n}^2 + F_{\check{r}m}^2} = \sqrt{248,37^2 + 10,89^2} = 248,6 \text{ N} \quad (38)$$

Můžeme si všimnout, že síla  $F_{\check{r}}$  je stejně velká jako síla  $F_t$ , tento výsledek je očekávaný, jelikož úhel  $\alpha$  je velmi malý. Abychom získali chtěné síly  $F_{\check{r}x}$  a  $F_{\check{r}z}$ , je nutné provést opět rozklad sil dle Obr. 13. Tentokrát rozložíme výslednou sílu  $F_{\check{r}}$  do os x a z. K tomu je potřeba z konstrukce čtyřkolky znát úhel  $\varphi = 13,4^\circ$ .

$$F_{\check{r}x} = \cos(\varphi + \alpha_{\check{r}}) \cdot F_{\check{r}} = \cos(13,4^\circ + 2,51^\circ) \cdot 248,6 = 239,08 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{\check{r}z} = \sin(\varphi + \alpha_{\check{r}}) \cdot F_{\check{r}} = \sin(13,4^\circ + 2,51^\circ) \cdot 248,6 = 68,15 \text{ N} \quad (40)$$

### 3.3.5. Kontrola hřídele převodové skříně

Díky zákonu akce a reakce, můžeme konstatovat, že síla, která zatěžuje hřídel na výstupu z převodové skříně je stejná, jako síla  $F_{\check{r}} = 248,6 \text{ N}$  vypočítaná rovnicí 38. Můžeme tedy říci, že hřídel vydrží radiální zatížení, jelikož maximální radiální zatížení dle výrovce je 1570 N (Tab. 2.: Vlastnosti převodové skříně SESAME PGH-60 ).

## 3.4. Návrh kotoučové brzdy

Jelikož je nutné zajistit dostatečnou bezpečnost při jízdě na poháněné dětské čtyřkolce, rozhodl jsem se na zadní hřídel umístit kotoučovou brzdou, která při nutnosti rychlého zastavení celou sestavu zabrzdí. Tato brzda bude klasického kotoučového stylu, kterou můžeme znát například z jízdních kol.

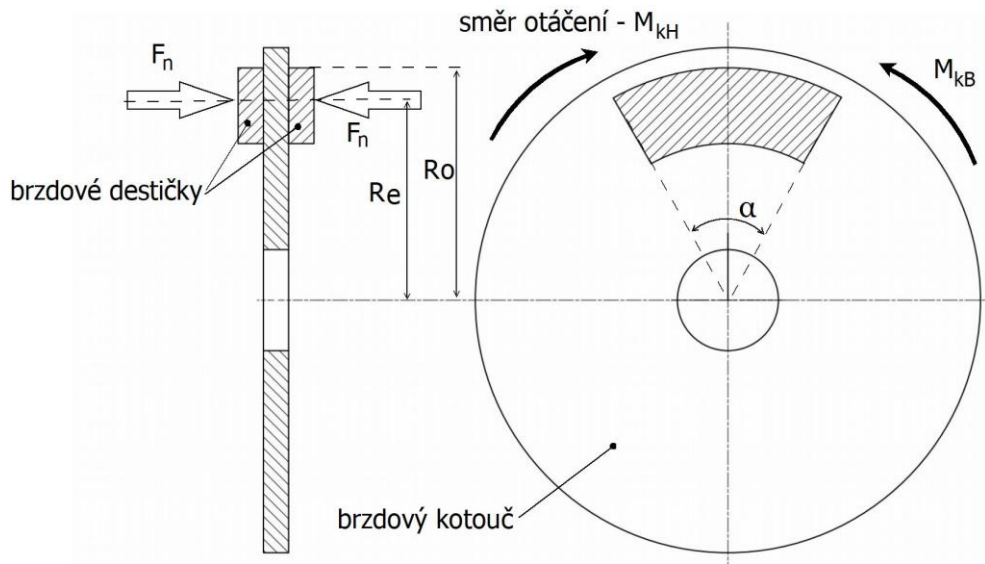
Činností brzdy se snižuje pohybová energie rotačních hmot a mění se v tepelnou energii. Bržděním se zpomaluje otáčivý pohyb kol vyvozením brzdného momentu  $M_{kB}$ , který působí proti hnacímu krouticímu momentu. V našem případě se jedná o kroutící moment na zadní hřídeli  $M_{kH}$ . Aby bylo zastavení pohybu bezpečné, musí být moment  $M_{kB}$  větší, nebo alespoň stejný, jako je kroutící moment  $M_{kH}$  na příslušné hřídeli. Pro výpočet a návrh brzdy jsou nutné tři základní parametry: kinetická energie mechanismu, počet otáček hřídele a požadovaný čas brždění.

### 3.4.1. Koeficient tření

Koeficient tření se odvíjí od vlastností požitého materiálu. Brzdové destičky se vyrábí z materiálu s vysokým koeficientem smykového tření. Na trhu najdeme destičky z celokovových, polokovových nebo organických materiálů [16]. Pro moji aplikaci volím destičky z organického materiálu, které mají součinitel tření při styku s ocelí  $f = 0,35$  dle softwaru MITCalc [17].

### 3.4.2. Tvar brzdových destiček

Jelikož potřebujeme znát velikost plochy destiček pro výpočet tlaku, je pro nás důležité zvolit jejich tvar. Můžeme vybrat z tvaru mezikruhové výseče, kružnice, nebo mezikruží. Nejčastěji se můžeme setkat s brzdovými destičkami ve tvaru mezikruhové výseče, proto tento tvar také použiji, viz Obr. 14.



Obr. 14.: Schéma kotoučové brzdy

K následnému určení velikosti brzdových destiček použiji návod a program MITCalc [17], ze kterého získám jejich základní rozměry (Obr. 14.).

Základní návrhovou hodnotou je kinetická energie mechanismu vypočítaná vztahem:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_c \cdot v_{max}^2 = \frac{1}{2} \cdot 80 \cdot 2,22^2 = 197 \text{ J} \quad (41)$$

V programu je dále potřeba zadat počet otáček hřídele  $n_H = 116,66 \text{ min}^{-1}$  a požadovaný čas brždění, který jsem zvolil na dvě sekundy. Z těchto hodnot nám program určí, jak velkou plochu destiček musíme použít a z ní si zvolíme příslušné rozměry mezikruhové výseče. V Tab. 5. můžeme vidět vlastnosti kotoučové brzdy navržené v programu MITCalc.

Tab. 5.: Parametry kotoučové brzdy navržené pomocí programu MITCalc

**2.0 Diskové (kotoučové) brzdy / spojky**
**2.1 Základní vstupní hodnoty**

2.2 Brzděný / přenášený moment	Mk [Nm]	16,126	16,12559
2.3 Koeficient tření	f [~]	0,35	0.30-0.40

**2.4 Definice třecího segmentu**

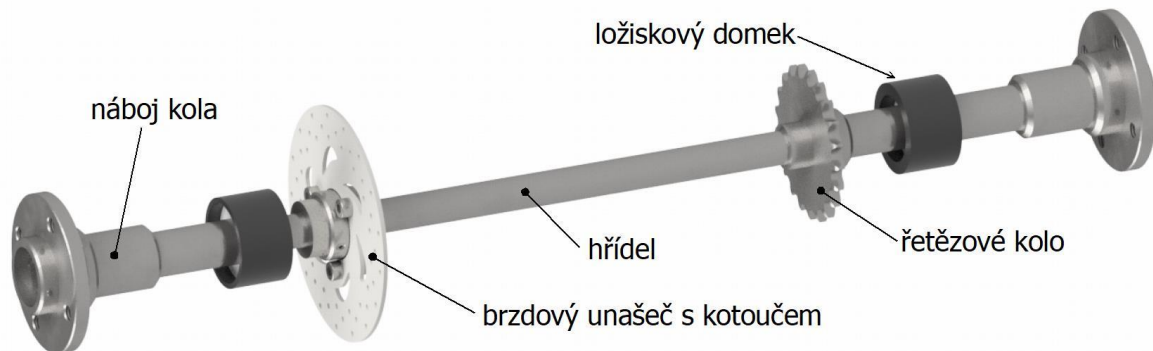
2.5 Tvar třecího segmentu	A. Mezikruhová výseč		
2.6 Způsob výpočtu	B. Rovnoměrný tlak		
2.7 Počet třecích ploch	N	2	[~]
2.8 Vnější poloměr třecího segmentu	Ro	50,000	[mm]
2.9 Výška třecího segmentu	H [mm]	14,000	~21,15
2.10 Vnitřní poloměr třecího segmentu	Ri	36,000	[mm]
2.11 Úhel segmentu	$\alpha$	52,00	[°]
2.12 Ekvivalentní poloměr	Re	43,380	[mm]
2.13 Poloměr působíště normálové síly Fn'	R'	41,539	[mm]
2.14 Doplnkové úhly	$\theta_{1,02}$	64   116	[°]
2.15 Šířka segmentu	L	43,837	[mm]
2.16 Koeficient vyplnění	cF [~]	1,00	~ 1
2.17 Styková plocha jednoho třecího segmentu	S	546,357869	[mm <sup>2</sup> ]
2.18 Skluzová plocha pro třecí segment	S''	3782,477555	[mm <sup>2</sup> ]

**2.19 Hodnoty pro jednu třecí plochu**

2.20 Brzděný / přenášený moment	Mk'	8,063	[Nm]
2.21 Třecí síla	Ft'	185,865	[N]
2.22 Normálová síla	Fn'	531,043	[N]
2.23 Třecí rychlost	vmax [m/s]	0,611	< 40
2.24 Maximální tlak	pmax [MPa]	0,972	< 1
2.25 Hustota tepelného toku plochou S''	q	0,026	[W/mm <sup>2</sup> ]
2.26 Přibližný nárůst teploty	$\Delta T_1$	5,34	[°C]
2.27 Oteplení povrchu třecí plochy	$\Delta T_2$	1,46	[°C]

**3.5. Návrh zadní hřídele**

Zadní hřídel je stěžejní část sestavy, zejména pak pohonu. Přenáší výkon z řetězového převodu na kola čtyřkolky viz Obr. 9. Na hřídeli jsou upevněny náboje kol, brzdový unašeč a řetězové kolo. Hřídel je uložena v ložiskových domcích, jak můžeme vidět na Obr. 15. Pro správný chod je důležité, aby hřídel zvládla zatížení a přenos výkonu s dostatečnou bezpečností. Proto bude hřídel podrobena statické kontrole napětí.



Obr. 15.: Sestava zadní hřídele

### 3.5.1. Návrh průměru hřídele

Prvotní návrh průměru hřídele navrhne ze znalosti příslušného kroutícího momentu na hřídeli a doporučeného dovoleného smykového napětí  $\tau_{DH}$  podle [15]:

$$\tau_{DH} = 25 \text{ MPa} \quad (42)$$

Předběžný minimální průměr hřídele:

$$d'_H = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kH}}{\pi \cdot \tau_{DH}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 9,8 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 12,59 \text{ mm} \quad (43)$$

Volím minimální průměr zadní hřídele  $d_H = 15 \text{ mm}$ .

### 3.5.2. Materiál zadní hřídele

Jako materiál hřídele volím konstrukční ocel ČSN 11500. Tato ocel je vhodná pro strojní součásti namáhané staticky i dynamicky, u kterých se nevyžaduje svařitelnost. [18]

Mechanické vlastnosti:

- Pevnost v tahu:  $R_m = 470 \text{ MPa}$
- Mez kluzu:  $R_e = 275 \text{ MPa}$

#### 3.5.2.1. Stanovení působících sil a momentů na zadní hřídel

Váha dítěte a konstrukce čtyřkolky se rozloží na všechny čtyři kola, z toho vyplývá, že zadní náprava bude nést jen část z celkové hmotnosti.

Hmotnost konstrukce čtyřkolky nesou obě nápravy stejným dílem. Ovšem kola čtyřkolky se do této váhy nepočítají. Hmotnost jednoho kola je 1 kg a předběžná váha celé čtyřkolky  $m_{\zeta} = 30 \text{ kg}$ . Po odečtení a vydělení nám vychází, že předběžná váha konstrukce, kterou zadní náprava nese, je  $m_{\zeta z} = 14 \text{ kg}$ .

Jelikož dítě nesedí přesně mezi přední a zadní nápravou, bude na zadní nápravu působit jen podíl jeho váhy. Vzhledem ke zjednodušení výpočtu jsem se rozhodl, že budu počítat se dvěma třetinami váhy dítěte působící na zadní poháněnou hřídel. Maximální váha dítěte nesena zadní hřídelí je  $m_{maxz} = 33,3 \text{ kg}$ .

Celková hmotnost zatěžující zadní hřídel:

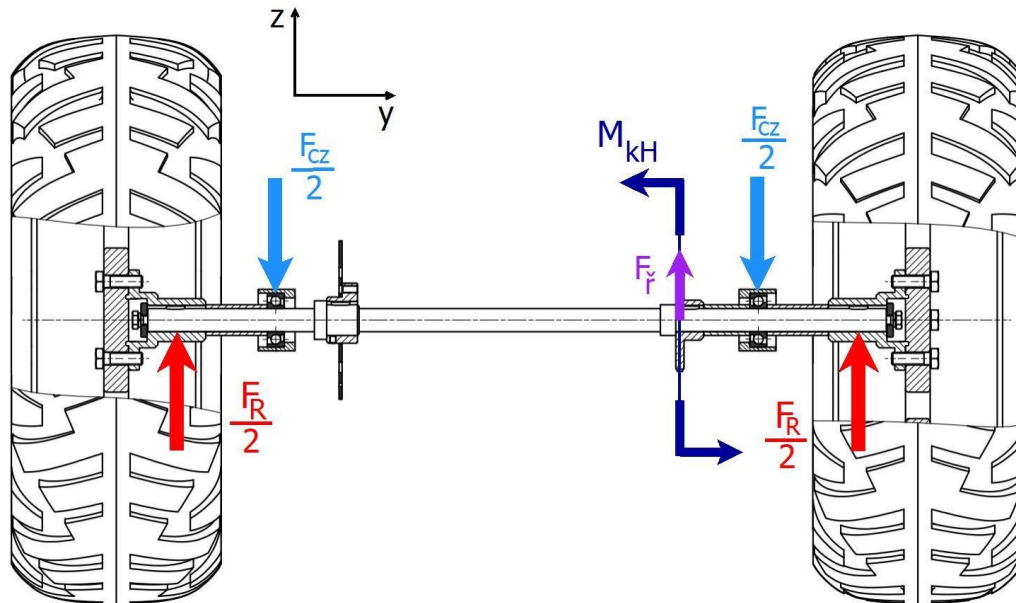
$$m_{cz} = m_{\zeta z} + m_{maxz} = 14 + 33,3 = 47,33 \text{ kg} \quad (44)$$



Tíhová síla působící na hřídel:

$$F_{Cz} = F_R = m_{Cz} \cdot g = 47,3 \cdot 9,81 = 464,31 \text{ N} \quad (45)$$

Dále nám na hřídel působí kroutící moment  $M_{kH} = 9,8 \text{ Nm}$ , vypočítaný rovnicí 16 a síla od tohoto momentu  $F_{\tilde{y}} = 248,6 \text{ N}$ , určena v kapitole: 3.3.4 Stanovení sil působících na hnanou hřídel při akceleraci motoru. Pro statickou kontrolu použijeme složky síly  $F_{\tilde{y}}$  promítnuté do osy x a z viz Obr. 13.



Obr. 16.: Zobrazení silových účinků od akcelerace motoru na zadní hřídeli

### 3.5.3. Statická kontrola napětí hřídele

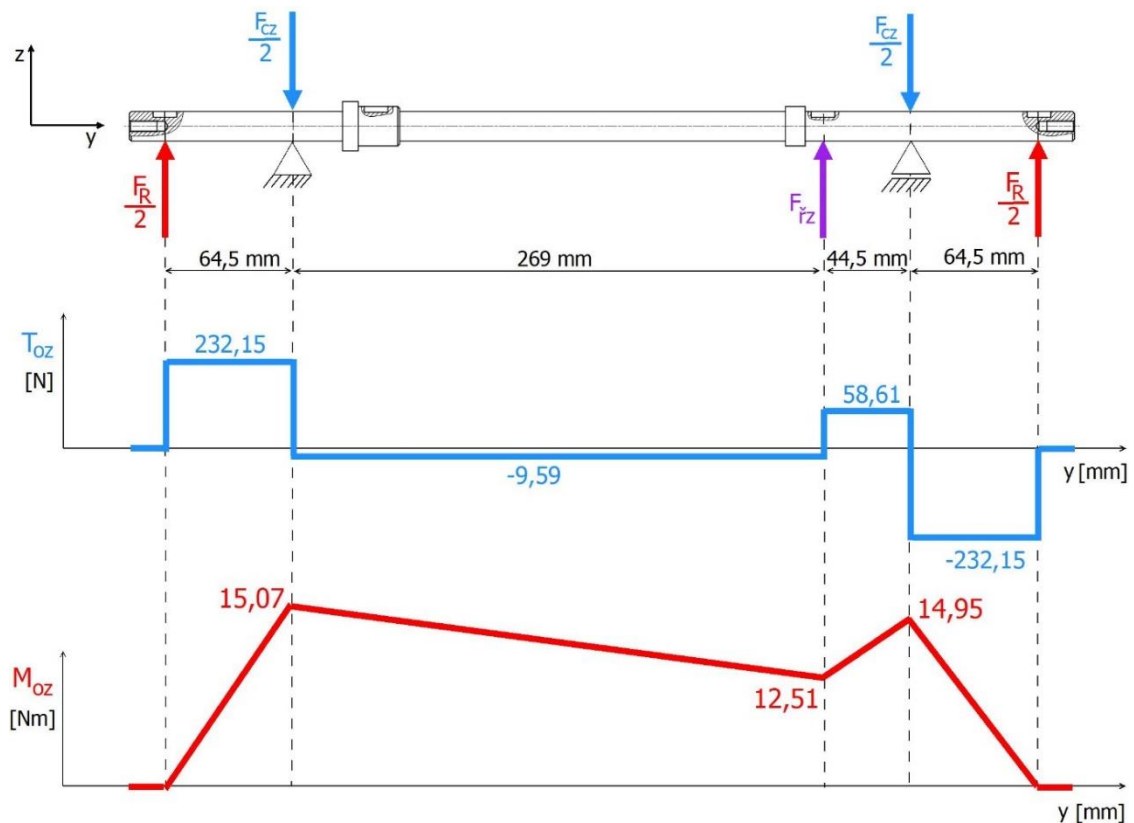
Cílem statické kontroly napětí zadní hřídele je získat redukované napětí hřídele a porovnat ho s mezí kluzu  $R_e$ , tím získáme informaci o tom, zdali hřídel vydrží příslušné zatížení při akceleraci motoru.

Pokud se čtyřkolka nepohybuje, hřídel je namáhána pouze na ohyb od tíhy vlastní váhy a dítěte. Tíha je přenášena přes kola na povrch vozovky s účinkem reakční síly  $F_R$ .

Jakmile dítě začne zvyšovat výkon motoru, nebo brzdit, je hřídel namáhána kombinací ohybu a krutu. Výkon elektromotoru, prostřednictvím řetězového převodu, působí na hřídel, ta je namáhána na krut od kroutícího momentu  $M_{kH}$  a na ohyb od ohybového momentu  $M_{o\tilde{r}}$ , jež je vyvolaný silou  $F_{\tilde{y}}$ , jak můžeme vidět na Obr. 13.: Rozložení působící síly  $F_t$  od řetězového převodu na hnanou hřídel.

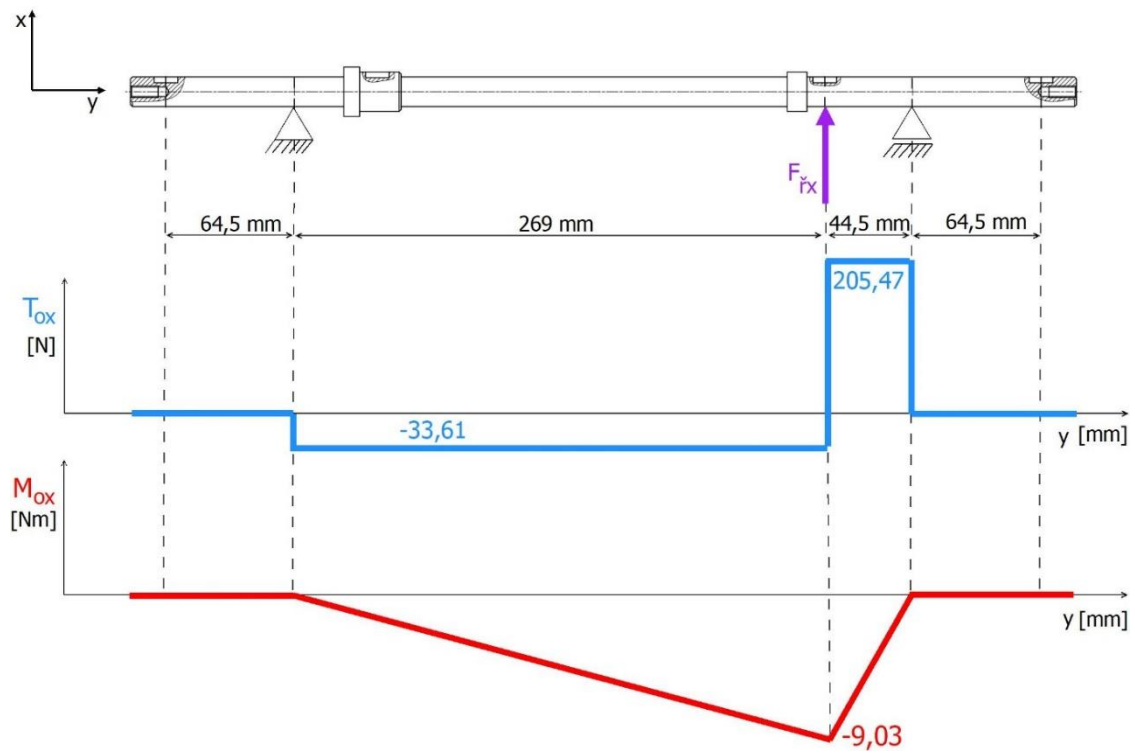
Pro výpočet redukovaného napětí, které se porovnává s mezí kluzu  $R_e$ , potřebujeme znát maximální ohybový moment. Pro zjednodušení výpočtu si rozložíme průběhy ohybového momentu do dvou rovin, jak můžeme vidět na Obr. 17. a Obr. 18. Tento rozklad následně sečteme a získáme celkový průběh ohybového momentu (Obr. 19.) a určíme z něj jeho maximální hodnotu. K určení průběhu ohybových momentů používám program MITCalc a redukované napětí je vypočítané dle [19].

**Průběhy vnitřních účinků v rovině zy:**



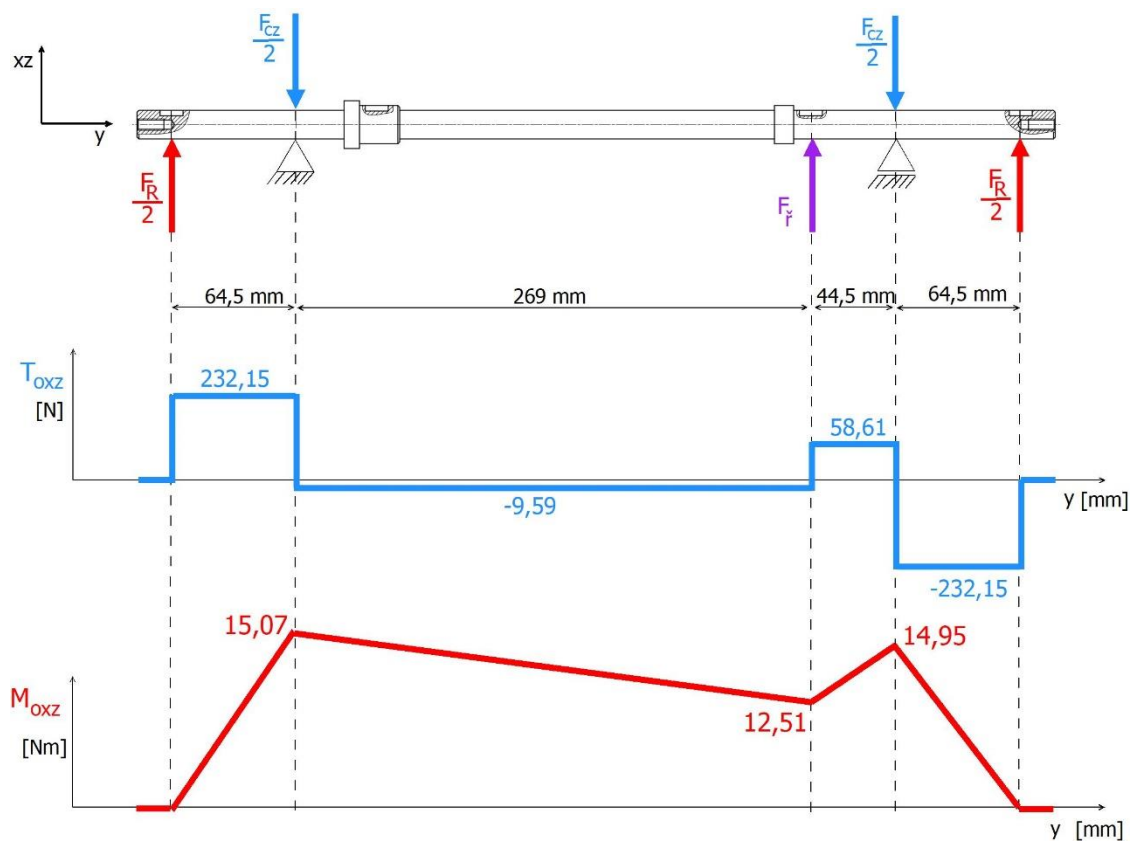
Obr. 17.: Vnitřní účinky v ose zy

**Průběhy vnitřních účinků v rovině xy:**



Obr. 18.: Vnitřní účinky v ose xy

**Součet průběhů vnitřních účinků rovin xy a zy:**



Obr. 19.: Součet vnitřních účinků rovin xy a zy

Z průběhu součtu ohybového momentu (Obr. 19.) získáme maximální ohybový moment:

$$M_{omax} = 15,33 \text{ Nm} \quad (46)$$

Kroutící moment  $M_{kH} = 9,8 \text{ Nm}$  je po celé délce hřídele stejný.

K dílčím výpočtům redukovaného napětí potřebujeme znát průřezové charakteristiky hřídele. Charakteristiky počítám pro průměr hřídele  $d_H = 15 \text{ mm}$ .

Modul průřezu v ohybu  $W_O$ :

$$W_O = \frac{\pi \cdot d_H^3}{32} = \frac{\pi \cdot 15^3}{32} = 331,34 \text{ mm}^3 \quad (47)$$

Modul průřezu v krutu  $W_K$ :

$$W_K = \frac{\pi \cdot d_H^3}{16} = \frac{\pi \cdot 15^3}{16} = 662,68 \text{ mm}^3 \quad (48)$$

Na základě definovaných průřezových charakteristik a určeného maximálního ohybového a kroutícího momentu vypočítáme hodnoty napětí  $\sigma$  v ohybu a krutu na místě, které je nejvíce namáháno.

Ohybové napětí  $\sigma_o$  vyvolané ohybem:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_O} = \frac{15,33 \cdot 10^3}{331,34} = 46,27 \text{ MPa} \quad (49)$$

Smykové napětí  $\tau_k$  vyvolané krutem:

$$\tau_k = \frac{M_{kH}}{W_K} = \frac{9,8 \cdot 10^3}{662,68} = 14,79 \text{ MPa} \quad (50)$$

Pro získání výsledného redukovaného napětí  $\sigma_{red}$  použijeme podmínku pevnosti dle HMMH (Huber, von Mises, Hencky), pro kterou platí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{46,27^2 + 3 \cdot 14,79^2} = 52,89 \text{ MPa} \quad (51)$$

Podílem redukovaného napětí a mezí kluzu získáme bezpečnostní koeficient  $k$ , který by neměl být menší než 1,3.

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{275}{52,89} = 5,2 \quad (52)$$

$$k \geq k_{smin} = 1,3 \quad (53)$$

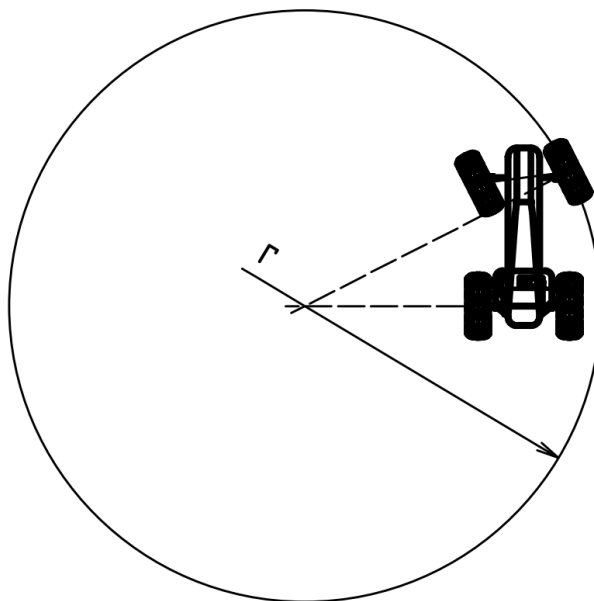
Díky statické kontrole napětí jsme zjistili, že hřídel zatížení při akceleraci motoru vydrží se značnou rezervou. Jelikož bezpečnostní koeficient je dostatečně velký, můžeme se domnívat, že hřídel vydrží zatížení také při brždění.

### 3.6. Návrh ložisek zadní nápravy

Jak můžeme vidět na Obr. 9.: Schéma uspořádání pohonu, hřídel zadní nápravy je uložena v ložiskách, která mají zásadní vliv na plynulou jízdu čtyřkolky. Pokud chceme, aby sestava pracovala po celou dobu bezchybně, je nutné spočítat trvanlivost příslušných ložisek a ověřit tak, zdali jsou ložiska vhodně zvolena.

Ložiska zadní nápravy přenáší jak radiální síly, tak při zatáčení čtyřkolky i axiální. Pro výpočet jejich trvanlivosti musíme nejdříve určit velikost těchto sil. Pro výpočet axiální síly budeme potřebovat znát boční neboli odstředivou sílu, která vzniká při zatáčení čtyřkolky. Zmíněnou odstředivou sílu počítáme pro rychlost  $v_{max} = 2,22 \text{ m s}^{-1}$  a hmotnost  $m_c$ . Další veličina, která nám odstředivou sílu ovlivňuje je poloměr  $r$ . Poloměr otáčení  $r$  nám charakterizuje kružnici, opsanou čtyřkolkou při maximálním natočení kol viz Obr. 20. Návrh ložisek je počítán pro případ akcelerace motoru a je postupováno dle katalogu firmy SKF.

Trvanlivost ložisek zadní hřídele porovnáváme s trvanlivostí z katalogu SKF [20]. Doporučená trvanlivost domácích zařízení, zemědělských strojů a technického vybavení je 3 000 provozních hodin.



*Obr. 20.: Poloměr kružnice  $r$  při maximálním natočení kol*

Odstředivá síla [21]:

$$F_o = \frac{m_c \cdot v_{max}^2}{r} = \frac{80 \cdot 2,22^2}{1,86} = 211,97 \text{ N} \quad (54)$$

Odstředivou sílu zachytává jak přední, tak i zadní náprava. Pro výpočet ložisek zadní hřídele uvažujeme pouze poloviční axiální zatížení od odstředivé síly.

Axiální síla působící na ložisko zadní hřídele od odstředivé síly:

$$K_a = \frac{F_o}{2} = \frac{211,97}{2} = 105,99 \text{ N} \quad (55)$$

Radiální síla v ložiskách se skládá ze dvou sil. Na ložiska působí tíhová síla čtyřkolky a dítěte  $F_{cz}$ , při akceleraci motoru také síla  $F_{\ddot{r}}$  od kroutící momentu  $M_{kH}$ , viz Obr. 16. Díky rozložení síly  $F_{\ddot{r}}$  do směrů x a z v kapitole 3.3.4 můžeme určit výsledné radiální síly  $F_{rA}$  a  $F_{rB}$  působící na ložiska zadní hřídele.

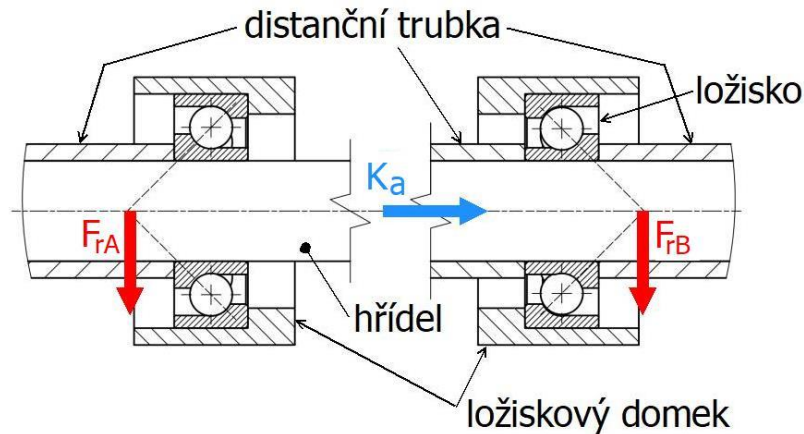
$$F_{rA} = F_{rB} = \frac{\sqrt{(F_{cz} - F_{\ddot{r}z})^2 + F_{\ddot{r}x}^2}}{2} = \frac{\sqrt{(464,31 - 68,15)^2 + 239,08^2}}{2} \quad (56)$$

$$= 231,36 \text{ N}$$

Pro uložení zadní hřídele volím jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem **7202 BE-2RZP** od firmy SKF, ložiska jsou uspořádána v tandemu, zády k sobě (do „O“) viz Obr. 21. Ložiska jsou vybavena těsnění pro zamezení vniknutí prachu a nečistot. Velikost ložiska jsem zvolil na základě nejmenšího průměru hřídele  $d_H = 15 \text{ mm}$ .

Tab. 6.: Vlastnosti ložiska 7202 BE-2RZP [20]

Typ ložiska	7202 BE-2RZP
Dynamická únosnost $C_l$	8,32 kN
Statická únosnost $C_o$	4,4 kN
Mocnitel pro kuličková ložiska $p_l$	3
Výpočtový součinitel $e$	1,14
Výpočtový součinitel $X_l$	0,57
Výpočtový součinitel $Y_1$	0,55
Výpočtový součinitel $Y_2$	0,93



Obr. 21.: Uspořádání ložisek zadní hřídele

Při zatěžování ložisek radiální silou vzniká v ložiskách vzájemná vnitřní axiální síla. Tato síla ovlivňuje únosnost ložisek a je proto nezbytné ji zahrnout do výpočtu. Velikost axiálního zatížení jednoho ložiska závisí na stykovém úhlu, vzájemnému uspořádání obou ložisek, na velikosti radiálních sil ( $F_{rA}$ ,  $F_{rB}$ ), na směru působení a velikosti vnější axiální síly  $K_a$ . [20]

Živostnost ložisek se počítá pomocí ekvivalentního dynamického zatížení  $P$ . Jakou bude mít velikost nám určí poměr mezi radiálním a axiálním zatížením, které porovnáme s výpočtovým koeficientem  $e$ . Kontrolu ložisek provádím dle katalogu SKF [20].

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \text{ pak } P = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad (57)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \text{ pak } P = X_1 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (58)$$

### Ložisko A

Pro výpočet ekvivalentního zatížení je důležité znát výpočtový koeficient  $R$ , který nám určí, jak velká bude axiální síla od zatížení ložisek. Výpočtový koeficient  $R = 0,88$  je zvolen pro stykový úhel  $40^\circ$ .

$$F_{rA} = 231,36 \text{ N} \quad (59)$$

$$F_{aA} = R \cdot F_{rA} = 0,88 \cdot 231,36 = 203,60 \text{ N} \quad (60)$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{203,60}{231,36} = 0,88 < e = 1,14 \quad (61)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A:

$$P_A = F_{rA} + Y_1 \cdot F_{aA} = 231,36 + 0,55 \cdot 203,60 = 343,34 \text{ N} \quad (62)$$

### Ložisko B

$$F_{rB} = 231,36 \text{ N} \quad (63)$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 203,60 + 105,99 = 309,59 \text{ N} \quad (64)$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{309,59}{231,36} = 1,34 > e = 1,14 \quad (65)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B:

$$P_B = X_1 \cdot F_{rB} + Y_2 \cdot F_{aB} = 0,57 \cdot 231,36 + 0,93 \cdot 309,59 = 410,51 \text{ N} \quad (66)$$

Vypočítané ekvivalentní dynamické zatížení použijeme pro finální výpočet trvanlivost ložisek v hodinách:

$$L_{10h} = \left( \frac{C_l}{P} \right)^{p_l} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_H} \quad (67)$$

$$L_{10hA} = \left( \frac{8\,320}{343,34} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 116,66} = 2,0 \cdot 10^6 \text{ h} \quad (68)$$

$$L_{10hB} = \left( \frac{8\,320}{410,51} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 116,66} = 1,2 \cdot 10^6 \text{ h} \quad (69)$$

Pro lepší představu si můžeme trvanlivost vypočítat na počet kilometrů:

$$L_{10km} = \left( \frac{C_l}{P} \right)^{p_l} \cdot \pi \cdot D_k \cdot 10^3 \quad (70)$$

$$L_{10kmA} = \left( \frac{8\,320}{343,34} \right)^3 \cdot \pi \cdot 0,37 \cdot 10^3 = 16,5 \cdot 10^6 \text{ km} \quad (71)$$

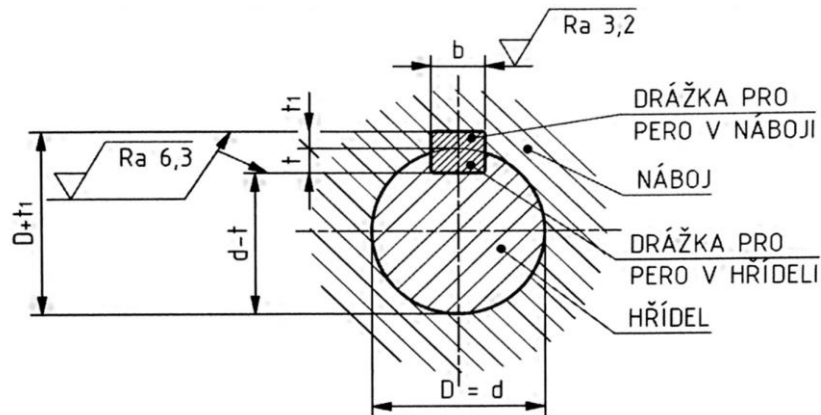
$$L_{10kmB} = \left( \frac{8\,320}{410,51} \right)^3 \cdot \pi \cdot 0,37 \cdot 10^3 = 9,7 \cdot 10^6 \text{ km} \quad (72)$$

Po určení trvanlivosti ložisek můžeme konstatovat, že je vyšší než trvanlivost doporučená (3 000 h). Ložiska 7202 BE-2RZP namáhání od tíhy sestavy a akcelerace motoru vydrží s velkou bezpečností. Jelikož je trvanlivost ložisek dostatečně velká, můžeme říci, že ložiska vydrží i namáhání při brzdění, kdy vznikne brzdňný moment a od něj příslušná brzdňná síla působící na hřídel, stejně jako u akcelerace motoru.



### 3.7. Spojení hřídelů s náboji

Na základě vypočítaných hodnot z kapitoly 3.2.2. Stanovení kroutících momentů, můžeme navrhnout spojení hřídele s náboji. Jak můžeme vidět na Obr. 9.: Schéma uspořádání pohonu, budeme řešit spojení malého řetězového kola s hřídelem převodové skříně, velkého řetězového kola, brzdového unašeče a unašeče kol se zadní poháněnou hřídelí. Všechna spojení přenáší kroutící moment pomocí těsných per (Obr. 22.) dle [22].



Obr. 22.: Příklad spojení pomocí pera [23]

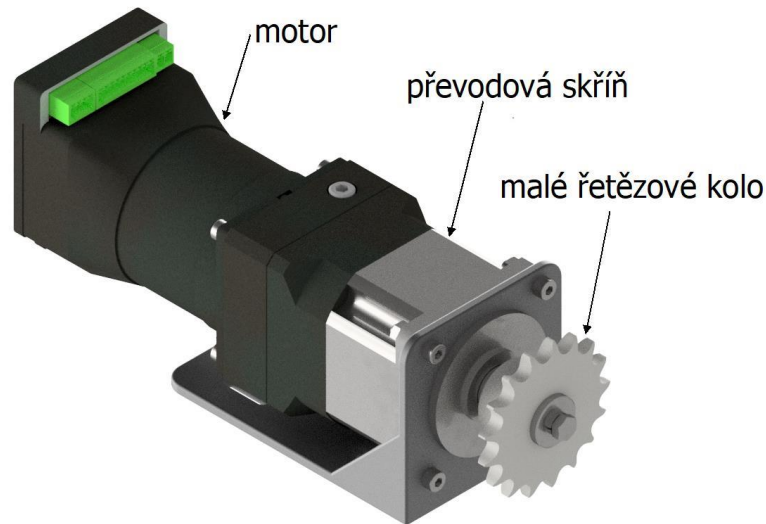
Dále nesmíme zapomenout, že nám na hřídelích mohou vznikat axiální síly. Axiální pohyb náboje ve směru osy hřídele je nutné zajistit jednou z dostupných metod:

- Pojistná deska se šroubem
- KM matice s KB podložkou
- Dvě obyčejné matice
- Stavěcí šroub
- Pojistný kroužek

#### 3.7.1. Spojení malého řetězového kola s hřídelí převodové skříně

Vstupní zadání spoje:

- Průměr hřídele převodové skříně  $d_{př} = 12 \text{ mm}$
- Kroutící moment na hřídeli  $M_{kpř} = 8,51 \text{ Nm}$
- Materiál pera: ocel 11600
- Dovolený tlak  $p_D = 120 \text{ MPa}$
- Dovolené sřihové napětí  $\tau_D = 60 \text{ MPa}$



Obr. 23.: Sestava motoru s převodovou skříňí a malým řetězovým kolem

### 3.7.1.1. Přenos kroutícího momentu

Na základě průměru hřídele převodové skříňě (Obr. 23.) volím pro radiální zajištění náboje pero dle ČSN 02 2562 o šířce  $b = 4$  a výšce  $h = 4$ .

Předběžná funkční délka pera:

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_{kpř}}{d_{př} \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 8,51 \cdot 10^3}{12 \cdot 4 \cdot 120} = 5,9 \text{ mm} \quad (73)$$

Volím:  $l_a = 6 \text{ mm}$

Celková délka pera:

$$l = l_a + b = 6 + 4 = 10 \text{ mm} \quad (74)$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kpř}}{d_{př} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 8,51 \cdot 10^3}{12 \cdot 4 \cdot 6} = 118,2 \text{ MPa} < p_D \rightarrow \text{Pero vyhovuje} \quad (75)$$

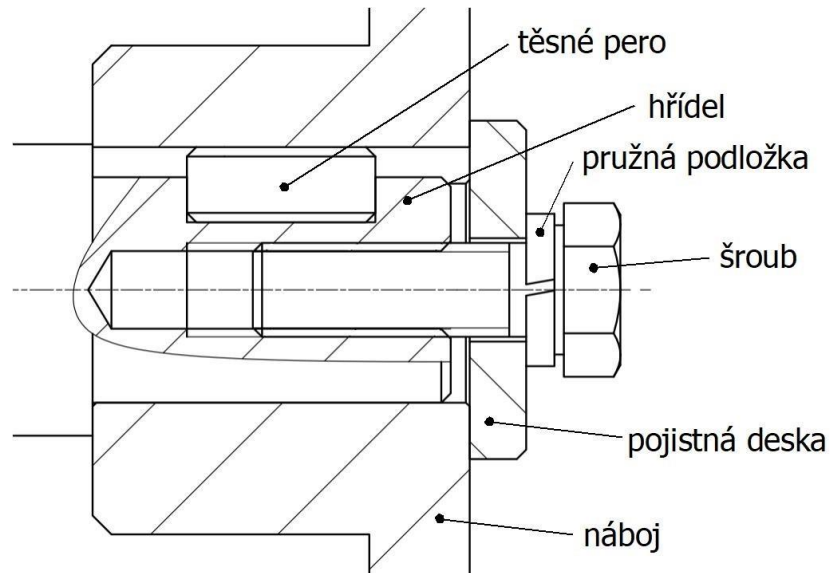
Kontrola pera na stříh:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kpř}}{d_{př} \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 8,51 \cdot 10^3}{12 \cdot 4 \cdot 6} = 59,1 \text{ MPa} < \tau_D \rightarrow \text{Pero vyhovuje} \quad (76)$$

Pro přenos kroutícího momentu volím **PERO ČSN 02 2562-4 e7 x 4 x 10**

### 3.7.1.2. Axiální zajištění

Pro zamezení axiálního pohybu malého řetězového kola a hřídele převodové skříně volím zajištění pomocí pojistné desky s pružnou položkou a šroubem s šestihrannou hlavou podle normy ČSN 02 2703. Celkové spojení náboje s hřídelí můžeme vidět na Obr. 24.



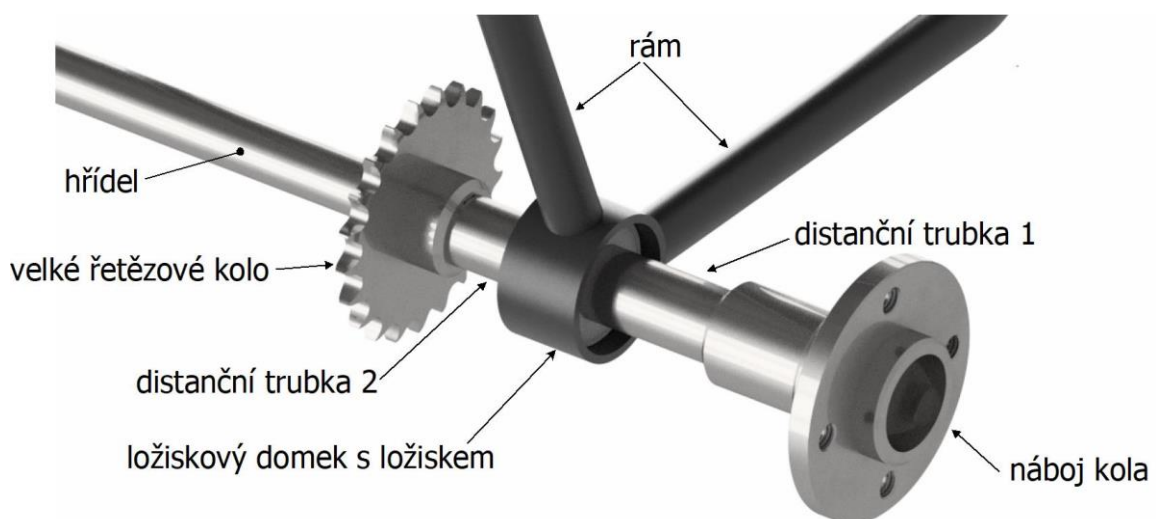
Obr. 24.: Spojení pomocí pojistné desky, pružné podložky a šroubu.

### 3.7.2. Spojení velkého řetězového kola se zadní poháněnou hřídelí

Vstupní zadání spoje:

- Průměr zadní hřídele  $d_H = 15 \text{ mm}$
- Kroutící moment na hřídeli  $M_{kH} = 9,8 \text{ Nm}$

Materiál pera, dovolený tlak a stříhové napětí jsou stejné jako v kapitole 3.7.1.



Obr. 25.: Sestava spojení zadní hřídele s řetězovým kolem, ložiskem a nábojem kola

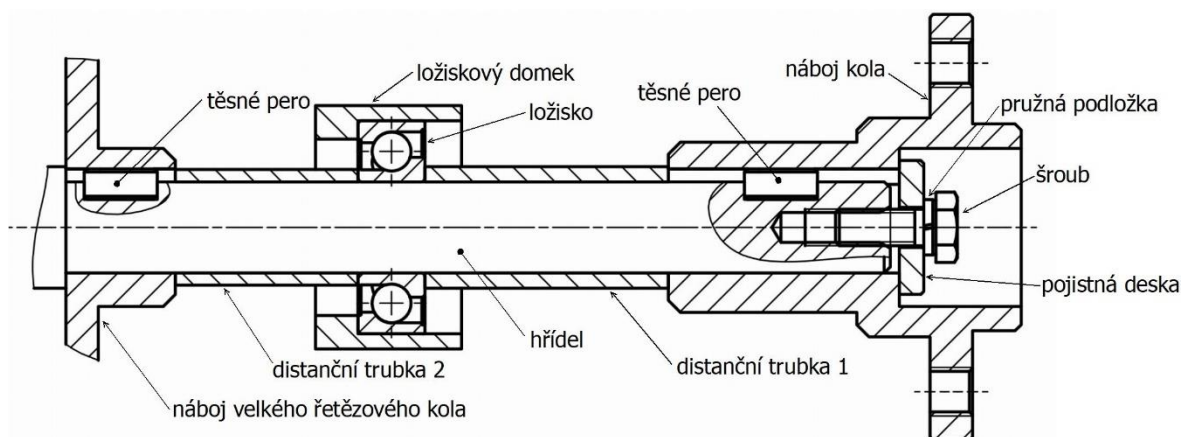
### 3.7.2.1. Přenos kroutícího momentu

Na základě průměru hřídele volím pro radiální zajištění náboje pero dle ČSN 02 2562 o šířce  $b = 5$  a výšce  $h = 5$ . Zároveň velikost pera tohoto spojení platí i pro náboje kol na zadní hřídeli, jelikož jsou zde stejné hodnoty momentu a průměru hřídele. Postup návrhového a kontrolního výpočtu je stejný jako v kapitole 3.7.1.1.

Pro přenos kroutícího momentu volím **PERO ČSN 02 2562-5 e7 x 5 x 12**

### 3.7.2.2. Axiální zajištění

Axiální zajištění v tomto případě řeší opět pojistná deska s pružnou podložkou a šroubem. Díky distančním trubkám a osazení hřídele, jak můžeme vidět na Obr. 26., jsou všechny součásti o sebe opřené. Ložisko a náboj zadního kola je tedy rovněž zajištěno proti axiálnímu pohybu. Axiální zajištění je řešeno pomocí pojistné desky i na druhé straně hřídele, kde opět zajišťuje přes distanční trubku ložisko s nábojem kola.



Obr. 26.: Schéma axiálního zajištění náboje velkého řetězového kola, ložiska a náboje kola

### 3.7.2.3. Kontrola šroubu pro axiální zajištění zadní hřídele

Jak můžeme vidět na Obr. 26., axiální zajištění zadní hřídele je realizováno pomocí šroubu, pojistné desky a pružné podložky. Na šroub nám při jízdě zatáčkou působí odstředivá síla  $F_o$ . Pro výpočet napětí jednoho šroubu uvažujeme pouze poloviční axiální zatížen. Axiální síla  $K_a = 105,99 \text{ N}$  (Obr. 21.) působící na jeden šroub byla vypočítaná vztahem 55 v kapitole 3.6.

Pro zajištění je použit ŠROUB SE ŠESTIHRANOU HLAVOU ISO 4017-M6x16-4.6.

Vlastnosti šroubu:

- Malý průměr závitu  $d_3 = 4,773 \text{ mm}$
- Mez kluzu [23]  $\sigma_{Kt} = 240 \text{ MPa}$

Napětí šroubu:

$$\sigma_s = \frac{K_a}{A_{d3}} = \frac{105,99}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{105,99}{\frac{\pi \cdot 4,773^2}{4}} = 5,9 \text{ MPa} \quad (77)$$

Statická bezpečnost šroubu:

$$k_s = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_s} = \frac{240}{5,9} = 40,7 \quad (78)$$

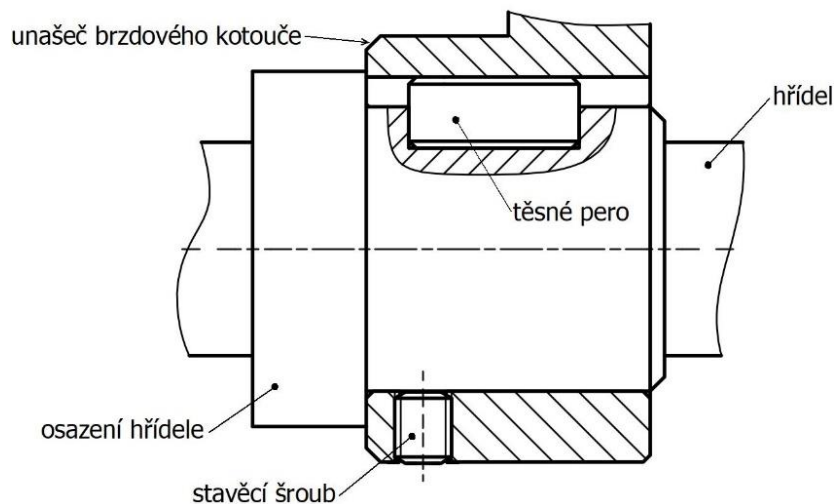
Koeficient statické bezpečnosti  $k_s$  vyšel dostatečně vysoký. Šrouby o stejné velikosti jsou použity také pro zajištění předních kol. Můžeme konstatovat, že šrouby vydrží.

### 3.7.3. Spojení brzdového unašeče se zadní poháněnou hřídelí

Vstupní zadání spoje:

- Průměr hřídele pod brzdou  $d_{Hb} = 20 \text{ mm}$
- Brzdný moment  $M_{kB} = 16,126 \text{ Nm}$

Materiál pera, dovolený tlak a dovolené stříhové napětí je stejné jako v kapitole 3.7.1. Při návrhu radiálního zajištění počítám s brzdovým momentem  $M_{kB}$  viz Tab. 5.: Parametry kotoučové brzdy navržené pomocí programu MITCalc.



Obr. 27.: Schéma spojení brzdového unašeče se zadní hřídelí

#### 3.7.3.1. Přenos kroutícího momentu

Při návrhu a kontrolních výpočtech pera pro zajištění brzdového unašeče je postupováno dle kapitoly 3.7.1.1.

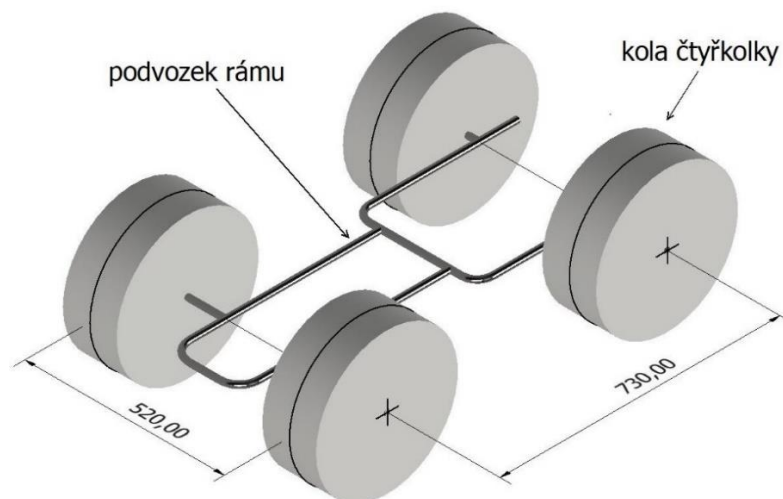
Pro tento spoj volím **PERO ČSN 02 2562-5 e7 x 5 x 12**.

### 3.7.3.2. Axiální zajištění

Jak můžeme vidět na Obr. 27., axiální zajištění brzdového unašeče je řešeno pomocí stavěcího šroubu, který nedovolí žádný pohyb v ose hřídele.

## 3.8. Návrh rámu čtyřkolky

Rám je základní část čtyřkolky, navazují na něj všechny ostatní komponenty, zejména však plastové tělo, které bude tvořit samotný design, dále pak sedátko, sestava řízení, kola atd. Rám je zhotoven z trubkových profilů, které jsou ohnuty do příslušných tvarů, které jsou k sobě následně svařeny jednou ze svařovacích metod, např. metodou MIG nebo MAG. Trubkové rámy jsou pro čtyřkolky ideální, jelikož mají vysokou pevnost, dostatečnou tuhost a jsou lehké. Výhoda spočívá také v jejich kusové i sériové výrobě, bez velkých výrobních nákladů. Na trhu se můžeme setkat s trubkami z nelegovaných a legovaných ocelí nebo hliníku. Základ rámu tvoří podvozek, který můžeme vidět na Obr. 28. Rozchod čtyřkolky je 520 mm a rozvor 730 mm. Celá konstrukce je z ocelových trubek o průměru 15 mm s šířkou stěny 2 mm.

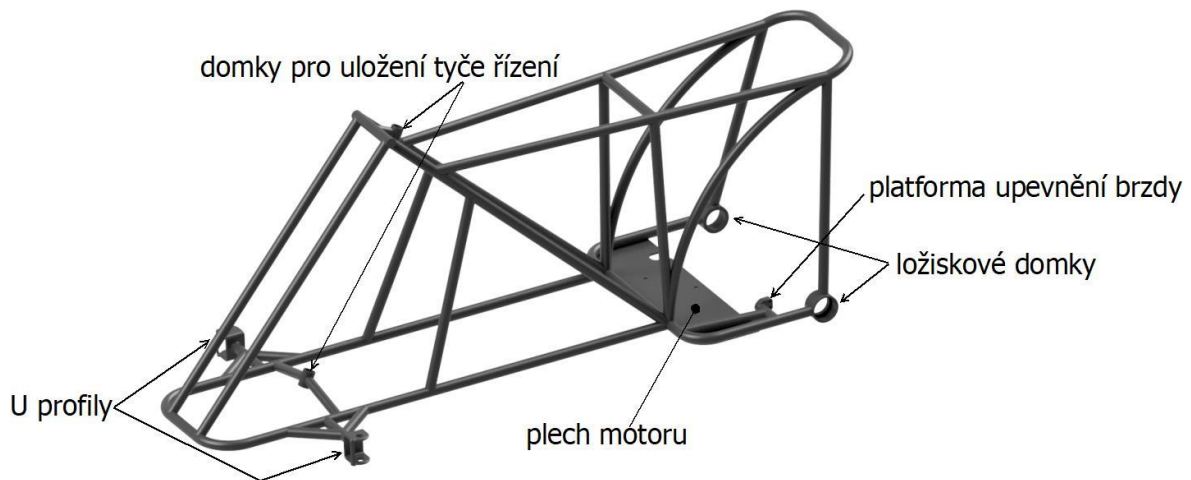


Obr. 28.: Prvotní návrh podvozku rámu

Nedílnou součástí rámu tvoří platformy, které jsou k rámu přivařeny a slouží k upevnění konstrukčních součástí. V těchto platformách jsou na zadní nápravě uloženy ložiska, v tomto případě se jedná o ložiskové domky. Na zadní nápravě můžeme vidět také platformu k upevnění brzdy a další ve tvaru U sloužící na přední nápravě k uložení pák řízení. Dále je k podvozku rámu přivařen plech, ke kterému je přišroubován elektromotor.

Na rám bude nasazeno plastové tělo tvořící celkový design čtyřkolky, jak můžeme vidět například u čtyřkolky X-MAX 607 (Obr. 5.). Plastové tělo bude obsahovat i sedačku, je tedy nezbytné, aby bylo vyztuženo. Tíha dítěte bude zatěžovat přímo ocelovou konstrukci pod sedačkou. Dalším důvodem proto, aby tělo čtyřkolky bylo vyztuženo je uložení řízení.

Toto uložení musí být pevné, a proto jak můžeme vidět na Obr. 29., k ocelovému rámu jsou přivařeny domky, které vedou tyč řízení.



*Obr. 29.: Rám čtyřkolky*

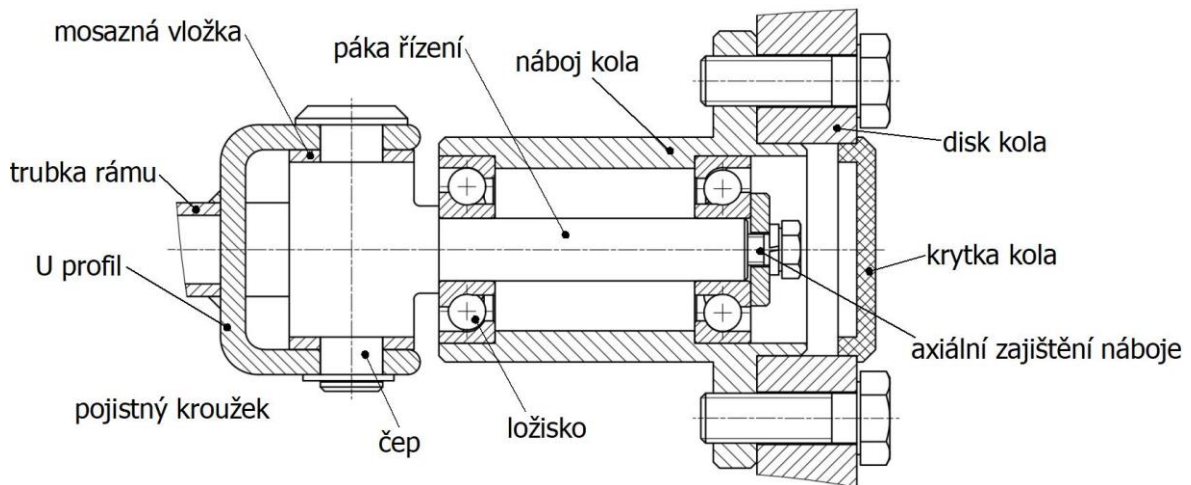
### 3.9. Návrh řízení

Celá sestava řízení čtyřkolky je zhotovena z ocelových a mosazných dílů, to nám zaručuje dostatečnou pevnost a trvanlivost. U návrhu řízení jsem se inspiroval již prověřeným klasickým mechanismem, jak můžeme vidět například na běžně prodávaných motokárách viz Obr. 30.



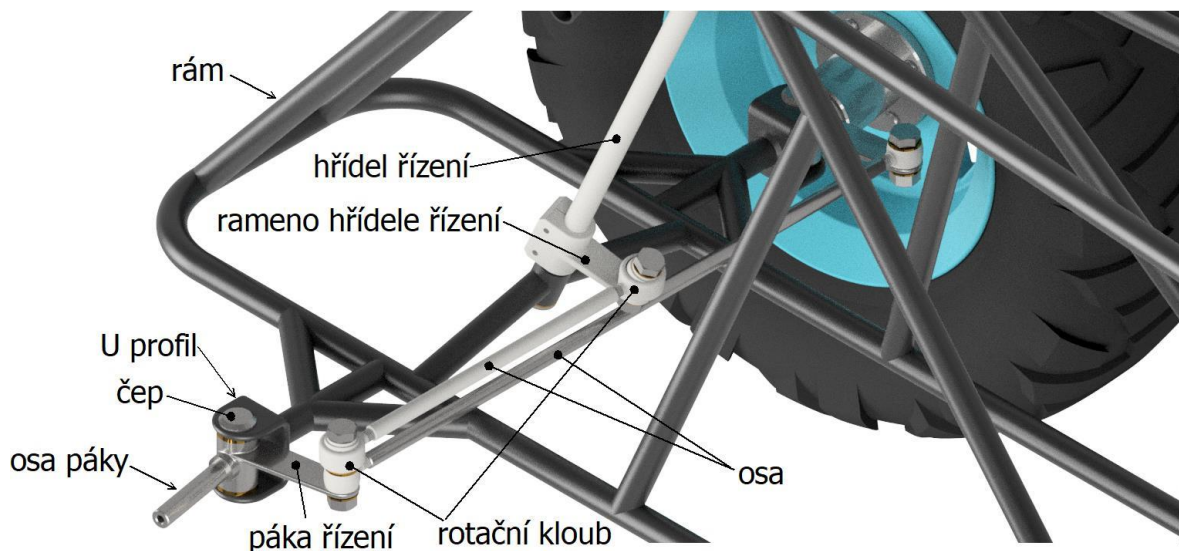
*Obr. 30.: Příklad sestavy řízení na motokáře Madman Kart 200cc [24]*

Základ přední nápravy tvoří na obou stranách páka řízení, ta přenáší celkovou tíhu čtyřkolky na kola. Páka je s U profilem spojena pomocí čepu uloženého v mosazných vložkách pro hladký pohyb. Čep je proti vysunutí zajištěn pojistným kroužkem.



Obr. 31.: Uložení nábojů předních kol

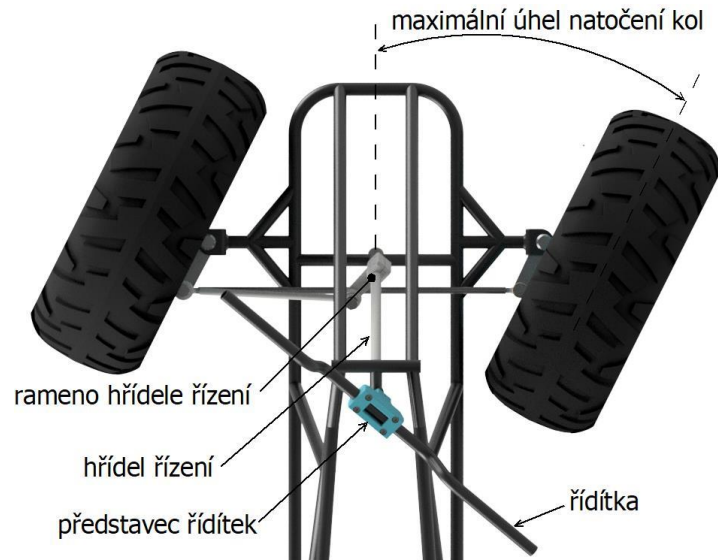
Na osu páky je nasunut pár ložisek s kosoúhlým stykem uspořádaných do tandemu zády k sobě, které jsou uloženy v nábojích kol. Toto uložení je opět pojištěno pojistnou deskou, pružnou podložkou a šroubem. Ke zmíněnému náboji je přišroubováno samotné přední kolo pomocí čtyř šroubů. Celé toto spojení můžeme vidět na Obr. 31.



Obr. 32.: Sestava přední nápravy

Jak můžeme vidět na Obr. 32, aby se obě kola přední nápravy při zatočení natočila o stejný úhel, jsou páky řízení spojeny osou pomocí rotačních kloubů. Osou je také spojena levá páka řízení a rameno hřídele, kterým když otočíme, natočíme obě kola o příslušný úhel. Rameno je spojeno s hřídelí pomocí svěrného spoje. Hřídel je uložena v profilech řízení přivařenými k rámu (Obr. 29). Jak je patrné z Obr. 33, na konci je hřídel spojena pomocí představce s řídítky.





Obr. 33.: Sestava řízení, maximální natočení kol

Na Obr. 33 je také znázorněn maximální úhel natočení kol, jehož hodnota je  $23^\circ$ . Při tomto úhlu natočení čtyřkolka opíše kružnici o poloměru  $r$ , viz Obr. 20.

#### 4. Celková sestava čtyřkolky



Obr. 34.: Celková sestava čtyřkolky

Na základě předešlých kroků jsem dospěl k základnímu návrhu dětské čtyřkolky, kterou můžeme vidět na Obr. 34. Celková hmotnost konstrukce má 25 kg. Pokud bychom počítali se zbylými komponenty, které by obsahovala finální verze čtyřkolky (plastové tělo, sedátko, baterie atd.), dostali bychom se na navrhovanou váhu (30 kg) celé sestavy.

## 5. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout konstrukční řešení dětské čtyřkolky s elektrickým pohonem. Nejdříve jsem se zabýval rešerší, která se týkala zejména aktuálního trhu prodeje dětských čtyřkolek, popsal jsem konkrétní typy a uvedl jejich výhody a nevýhody. Z této rešerše jsem vycházel pro určení předběžných rozměrů, hmotnosti a maximální rychlosti mé konstruované čtyřkolky. Inspiraci jsem hledal zejména u čtyřkolky X-MAX 607 (odstavec 2.1.4). Tyto parametry jsem použil pro návrh celkového pohonu, především velikosti výkonu motoru. Vybral jsem bezemisní elektromotor určený pro tento typ poháněných strojů. Díky tomu je čtyřkolka při jízdě tichá a nevypouští žádné zplodiny. V návaznosti na určení motoru jsem mohl navrhnout řetěz, který přenáší výkon na poháněnou zadní hřídel. Pomocí programu MITCalc jsem také navrhl kotoučovou brzdu umístěnou rovněž na zadní hřídeli. Dále jsem navrženou hřídel podrobil statické kontrole při akceleraci motoru a určil živostnost ložisek, ve kterých je hřídel uložena. V neposlední řadě jsem navrhl celkový design rámu s platformami pro upevnění zmíněných komponentů. Práci jsem zakončil návrhem řízení čtyřkolky, který využívá jednoduchou mechaniku.

Bakalářská práce odpovídá určenému cíli, který obsahuje návrh konstrukce dětské čtyřkolky s elektrickým pohonem, bez odpružení, s pohonem zadní nápravy a kotoučovou brzdou. Včetně základních návrhových a kontrolních výpočtů, společně s vyřešením konstrukčních detailů (uložení, zajištění apod.).

V dalších krocích by bylo vhodné doplnit některé kapitoly o zbylé kontrolní výpočty. Určitě by nebylo od věci použít metodu konečných prvků pro kontrolu únosnosti rámu. Dále pak doplnit dynamickou kontrolu zadní hřídele. Určit živostnost ložisek na přední nápravě a pevnost svarů na páce řízení a ramenu hřídele. Pro samotnou jízdu by bylo zapotřebí zvolit správné baterie a vybrat pedál k ovládání rychlosti. Další důležitý krok by se zabýval celkovým designem čtyřkolky. Bylo by zapotřebí navrhnout plastové tělo se sedátkem, které by krylo celý ocelový rám a kola. Nedílnou součástí dalších kroků by mělo být zaměření na bezpečný kontakt dítěte s konstrukčními celky celé čtyřkolky a navrhnout kryty všech pohyblivých částí o které by se dítě mohlo zranit.

## Použitá literatura

- [1] Set odrážedlo čtyřkolka Quad BIG. In: *Medvidkovehracky* [online]. Bratislava: DaRya, s.r.o., 2012 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: [https://www.medvidkovehracky.cz/set-odrazedlo-ctyrkolka-quad-56410-2/?gclid=CjwKCAjwlcaRBhBYEiwAK341jRsnMpdJc6FxoKYLE5ZYsUN5hN64MI9NNU3MMhN\\_d8pC4eSM6pJ3PBoCAxgQAvD\\_BwE](https://www.medvidkovehracky.cz/set-odrazedlo-ctyrkolka-quad-56410-2/?gclid=CjwKCAjwlcaRBhBYEiwAK341jRsnMpdJc6FxoKYLE5ZYsUN5hN64MI9NNU3MMhN_d8pC4eSM6pJ3PBoCAxgQAvD_BwE)
- [2] Falk Šlapací čtyřkolka QUAD PIRATE Black 605. In: *Svet-trampolin* [online]. Český Těšín: Aga24, s.r.o., 2012 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: <https://www.svet-trampolin.cz/falk-slapaci-ctyrkolka-quad-pirate-black-605/>
- [3] Shumee Dětská čtyřkolka elektrická. In: *MALL.CZ* [online]. Praha: Internet Mall, a.s., 2000 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: <https://www.mall.cz/motorova-vozikta/shumee-detska-ctyrkolka-elektricka-cerveno-cerna-100019165200?tab=description>
- [4] Dětská čtyřkolka STX Elektrická čtyřkolka žlutá. In: *Bscom* [online]. Trutnov: BScom s. r. o., 2003 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: [https://www.bscom.cz/detska-ctyrkolka-stx-elektricka-ctyrkolka-zluta-un216xmyellow\\_d1375019/](https://www.bscom.cz/detska-ctyrkolka-stx-elektricka-ctyrkolka-zluta-un216xmyellow_d1375019/)
- [5] DĚTSKÁ ELEKTRICKÁ ČTYŘKOLKA X-MAX 607. In: *Bezvazbozi* [online]. Dubí: andos s.r.o., 2019 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: <https://www.bezvazbozi.cz/detska-vozikta/detska-elektricka-ctyrkolka-x-max-607-s-2-4g-dalkovym-ovladanim-cervena/>
- [6] Dětská elektrická čtyřkolka Hecht 56150. In: *MOTOSLUŽBY CHRUDIM* [online]. Chrudim: MOTOSLUŽBY CHRUDIM s.r.o, 2000 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: <https://www.motosluzby.cz/detska-elektricka-ctyrkolka-hecht-56150-tri-barevne-moznosti/pro6479.html>
- [7] Dětská čtyřkolka Kayo 110. In: *DIRTBIKES* [online]. Opava: www.eshop-rychle.cz, 2005 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: <https://www.dirtbikes.cz/detska-ctyrkolka-Kayo-110-d14305.htm#detail-anchor-description>
- [8] *NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (EU) č. 168/2013 ze dne 15. ledna 2013 o schvalování dvoukolových nebo tříkolových vozidel a čtyřkolek a dozoru nad trhem s těmito vozidly*. In: . Česká republika: EVROPSKÝ PARLAMENT A RADA EVROPSKÉ UNIE, 2013, ročník 2013, 168/2013. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32013R0168&from=SV>
- [9] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: F. Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [10] BLDC - Stejnoseměrné bezkartáčové motory. In: *MBM Technik* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.mbmtechnik.cz/elektromotory/bldc-stejnosemerne-bezkartacove-motory>
- [11] Katalog\_PD4-CB. In: *MBM Technik* [online]. Brno: MBM Technik, 2021 [cit. 2022-04-22]. Dostupné z: [https://www.mbmtechnik.cz/client/7\\_mbmtechnik/uploads/data/PRODUKTY/Elektromotory/BLDC%20-](https://www.mbmtechnik.cz/client/7_mbmtechnik/uploads/data/PRODUKTY/Elektromotory/BLDC%20-)

%20Stejnospmerne%20bezkartacove%20motory/BLDC%20motory%20s%20integrovany%20  
rizenim/PD4-CB%20-%20NEMA%2023/Katalog\_PD4-CB.pdf

- [12] Kompletní katalog SESAME. In: *MBM Technik* [online]. Brno: MBM Technik, 2021 [cit. 2022-04-23]. Dostupné z:  
[https://www.mbmtechnik.cz/client/7\\_mbmtechnik/uploads/data/PRODUKTY/Prevodovky/P  
lanetove%20prevodovky/Kompletni%20katalog%20SESAME.pdf](https://www.mbmtechnik.cz/client/7_mbmtechnik/uploads/data/PRODUKTY/Prevodovky/P<br/>lanetove%20prevodovky/Kompletni%20katalog%20SESAME.pdf)
- [13] *Konstruování strojních součástí*. 1. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [14] VÝPOČET ŘETĚZOVÝCH PŘEVODŮ. In: *ČZ Chains CZECH REPUBLIC* [online]. Strakonice: ČZ  
Řetězy, s. r. o., 2012 [cit. 2022-04-20]. Dostupné z:  
[https://www.czretezy.cz/docs/prum\\_vypocet\\_retezoveho\\_prevodu.pdf](https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf)
- [15] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*.  
Šestá vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [16] *Types of Mountain Bike Disc Brake Pads - The Pro's and Con's* [online]. Los Angeles: Blue Sky  
Cycling, 2016 [cit. 2022-04-26]. Dostupné z: [https://www.linkedin.com/pulse/types-  
mountain-bike-disc-brake-pads-pros-cons-edward-aguilar](https://www.linkedin.com/pulse/types-<br/>mountain-bike-disc-brake-pads-pros-cons-edward-aguilar)
- [17] Třecí brzdy a spojky. In: *MITCalc* [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z:  
<https://www.mitcalc.com/doc/brakesclutches/help/cz/brakesclutches.htm>
- [18] ČSN 11500 – konstrukční ocel. In: *Cz ferro steel* [online]. Napajedla: CZ FERRO - STEEL, spol. s  
r.o., 1999 [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11500.pdf>
- [19] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009.  
ISBN 978-80-01-04224-3.
- [20] Valivá ložiska. In: *SKF* [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z:  
[https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---  
17000\\_1-CS\\_tcm\\_54-121486.pdf#cid-121486](https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---<br/>17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486)
- [21] Centripetal Force. In: *Libretexts* [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z:  
[https://phys.libretexts.org/Bookshelves/University\\_Physics/Book%3A\\_University\\_Physics\\_\(  
OpenStax\)/Book%3A\\_University\\_Physics\\_I\\_-  
\\_Mechanics\\_Sound\\_Oscillations\\_and\\_Waves\\_\(OpenStax\)/06%3A\\_Applications\\_of\\_Newton's  
\\_Laws/6.06%3A\\_Centripetal\\_Force](https://phys.libretexts.org/Bookshelves/University_Physics/Book%3A_University_Physics_(<br/>OpenStax)/Book%3A_University_Physics_I_-<br/>_Mechanics_Sound_Oscillations_and_Waves_(OpenStax)/06%3A_Applications_of_Newton's<br/>_Laws/6.06%3A_Centripetal_Force)
- [22] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České  
vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [23] PETR, Karel. *Strojírenské konstruování: tvorba výkresové dokumentace dle ISO norem*. V  
Praze: České vysoké učení technické, 2020. ISBN 978-80-01-06715-4.
- [24] Madman Kart 200cc. In: *Tokopedia* [online]. [cit. 2022-05-06]. Dostupné z:  
<https://www.tokopedia.com/joobahonaibaho86/madman-kart-200cc>

## Seznam obrázků

Obr. 1.: Odrážedlo-čtyřkolka Quad BIG [1] .....	5
Obr. 2.: Šlapací čtyřkolka Falk QUAD Pirate [2] .....	6
Obr. 3.: Dětská čtyřkolka Shumee [3] .....	6
Obr. 4.: Dětská čtyřkolka STX [4] .....	6
Obr. 5.: Dětská čtyřkolka X-MAX 607 [5] .....	7
Obr. 6.: Dětská elektrická čtyřkolka HECHT 56150 [6] .....	8
Obr. 7.: Dětská benzínová čtyřkolka Kayo 110 [7] .....	8
Obr. 8.: Základní rozměry čtyřkolky .....	10
Obr. 9.: Schéma uspořádání pohonu .....	10
Obr. 10.: BLDC motor s integrovaným řízením PD4-CB59M024035-E-01 [11] .....	14
Obr. 11.: Planetová převodová skříň SESAME PGH-60 [12] .....	15
Obr. 12.: Diagram návrhu řetězového převodu [14] .....	18
Obr. 13.: Rozložení působící síly $F_t$ od řetězového převodu na hnanou hřídel .....	21
Obr. 14.: Schéma kotoučové brzdy .....	23
Obr. 15.: Sestava zadní hřídele .....	24
Obr. 16.: Zobrazení silových účinků od akcelerace motoru na zadní nápravě .....	26
Obr. 17.: Vnitřní účinky v ose zy .....	27
Obr. 18.: Vnitřní účinky v ose xy .....	28
Obr. 19.: Součet vnitřních účinků rovin xy a zy .....	28
Obr. 20.: Poloměr kružnice $r$ při maximálním natočení kol .....	30
Obr. 21.: Uspořádání ložisek zadní hřídele .....	32
Obr. 22.: Příklad spojení pomocí pera [23] .....	34
Obr. 23.: Sestava motoru s převodovou skříní a malým řetězovým kolem .....	35
Obr. 24.: Spojení pomocí pojistné desky, pružné podložky a šroubu .....	36
Obr. 25.: Sestava spojení zadní hřídele s řetězovým kolem, ložiskem a nábojem kola .....	36
Obr. 26.: Schéma axiálního zajištění náboje velkého řetězového kola, ložiska a náboje kola .....	37
Obr. 27.: Schéma spojení brzdového unašeče se zadní hřídelí .....	38
Obr. 28.: Prvotní návrh podvozku rámu .....	39
Obr. 29.: Rám čtyřkolky .....	40
Obr. 30.: Příklad sestavy řízení na motokáře Madman Kart 200cc [24] .....	40
Obr. 31.: Uložení nábojů předních kol .....	41
Obr. 32.: Sestava přední nápravy .....	41
Obr. 33.: Sestava řízení, maximální natočení kol .....	42
Obr. 34.: Celková sestava čtyřkolky .....	42

## Seznam tabulek

Tab. 1.: Vlastnosti BLDC motoru s integrovaným řízením NANOTECH PD4-CB59M024035-E-01 [11] .....	14
Tab. 2.: Vlastnosti převodové skříně SESAME PGH-60 [12] .....	15
Tab. 3.: Součinitel výkonu $\chi$ [14] .....	17
Tab. 4.: Součinitel tření $\lambda$ [14] .....	20
Tab. 5.: Parametry kotoučové brzdy navržené pomocí programu MITCalc .....	24
Tab. 6.: Vlastnosti ložiska 7202 BE-2RZP [20] .....	31

## Seznam příloh

Příloha 1.: Sestavný výkres
Příloha 2.: Kusovník
Příloha 3.: Výrobní výkres – ZADNÍ HŘÍDEL
Příloha 4.: Výrobní výkres – UNAŠEČ ZADNÍHO KOLA