

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robototechniky

**Konstrukční řešení segmentového kola pro pohyb po schodech**

The Mechanical Design of a Segmented Wheel for Stairs  
Climbing

Student  
Vedoucí diplomové práce

Bc. Jan Hajný  
Ing. Václav Krys, Ph.D.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra robototechniky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Hajný**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T013 Robotika  
Téma: **Konstrukční řešení segmentového kola pro pohyb po schodech**  
**The Mechanical Design of a Segmented Wheel for Stairs Climbing**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši aktuálních lokomočních subsystémů mobilních prostředků se schopností jízdy po schodech. Seznamte se s koncepčním řešením segmentového kola s proměnou geometrií pro jízdu po rovině a po schodech. Proveďte silový rozbor mechanismu navržené koncepce kola a specifikujte limitující parametry.
2. Realizujte testovací podvozek pro zmenšený prototyp segmentového kola a proveďte experimentální ověření funkčnosti kol. Na základě provedených testů specifikujte požadavky na zlepšení parametrů a funkcí segmentového kola. Realizovaný testovací podvozek doložte podrobným 3D modelem a výrobními výkresy.
3. Navrhněte varianty řešení segmentového kola a jeho vnitřního mechanismu v souladu se sestaveným požadavkovým listem. Proveďte vzájemné zhodnocení navržených variant na základě zvolených kritérií a vyberte z nich tu nejlepší.
4. Zvolenou variantu rozpracujte do úrovně podrobného 3D modelu s využitím dostupného CAD systému. Výkresovou dokumentaci zpracujte v rozsahu určeném vedoucím práce. Navržené technické řešení doložte podrobnými návrhovými a kontrolními výpočty.
5. Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu MS WORD.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 2007. 48 s.

ČSN ISO 690 *Informace a dokumentace - Pravidla pro bibliografické odkazy a citace informačních zdrojů*. Praha: Český normalizační institut, 2010.

SKAŘUPA, J.; MOSTÝN, V. *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. 1. vydání. Košice: Viena Košice, 2002. 190 s. ISBN 80-88922-55-0.

KÁRNÍK, L. *Servisní roboty*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. 139 s. ISBN 80-248-0626-6.

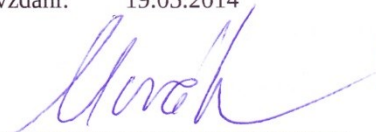
KRYS, V. *Servisní robotický systém pro pohyb v budovách*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2010. 95 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Václav Krys, Ph.D.**

Datum zadání: 31.10.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



prof. Dr.Ing. Petr Novák  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 19. 5. 2014

.....

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevydělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci, nebo poskytnou licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19. 5. 2014

.....

Jméno a příjmení autora práce: **Bc. Jan Hajný**

Adresa trvalého pobytu autora práce: **Luční 329/1, Hlučín – Darkovičky 748 01**

## ANOTACE DIPOMOVÉ PRÁCE

Hajný, Jan. *Konstrukční řešení segmentového kola pro pohyb po schodech*. Ostrava 2014. 114 s. Diplomová práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robototechniky

Vedoucí práce: Ing. Václav Krys, Ph.D.

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem segmentového kola pro pohyb po schodech. Součástí práce byla i realizace zmenšeného testovacího prototypu podvozku, podpořená v projektu Studentské grantové soutěže 2013. U úvodu je vypracována rešerše, věnovaná normám pro stavbu schodišť a mobilním systémům pro překonávání podobných překážek. Dále je proveden silový rozbor mechanismu kola, z něhož jsou určeny požadované síly a momenty. Je navrženo několik variant řešení dvou konstrukčních uzlů, které jsou rozpracovány ve formě 3D modelu v prostředí softwaru Creo. Výkresová dokumentace je součástí přílohy této práce. Na přiloženém CD se nachází 3D modely navržených řešení i celková koncepce podvozku.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

Hajný, Jan. *The Mechanical Design of a Segmented Wheel for Stairs Climbing*. Ostrava 2014. 114 p. Master Thesis. VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics

Thesis head: Ing. Václav Krys, Ph.D.

The thesis deals with the design of a segmental stair climbing wheel. As a part of this work a reduced trial prototype of an undercarriage was constructed, the project of which was lent support in the Student Grant Competition 2013. The introductory part of the thesis offers a summary of the standards of staircase construction and of mobile systems for overcoming similar obstacles. Next, a force analysis of the wheel mechanism is provided and desiderative forces and moments are pinpointed. Several solutions of two constructive nodes are proposed and developed in the form of a 3D model in the environment of the Creo software. The drawing documentation is a part of the thesis attachments. The enclosed CD carries 3D models of proposed solutions together with the overall concept of the undercarriage.

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval svému vedoucímu Ing. Václavu Krysovi Ph.D. za podmětné rady, ochotu a jeho čas věnovaný konzultacím, které pomohly zkvalitnit výsledky. Za veškerou podporu při svých studiích bych chtěl poděkovat své přítelkyni Kateřině Budíkové a své rodině.

# Obsah

<b>Seznam použitého značení.....</b>	<b>10</b>
<b>Úvod.....</b>	<b>12</b>
<b>1 Analýza současného stavu problematiky .....</b>	<b>13</b>
1.1 Schodiště – Základní charakteristiky a termíny .....	13
1.2 Příklady konstrukcí mobilních robotů pro jízdu do schodů .....	16
1.3 Závěr vyplývající z rešerše .....	23
1.4 Popis funkce současné konstrukce kola.....	24
<b>2 Zmenšený prototyp .....</b>	<b>27</b>
2.1 Požadavky na konstrukci podvozku .....	28
2.2 Zhodnocení montáže.....	28
2.3 Přehled vynaložených finančních prostředků na realizaci podvozku.....	33
2.4 Zhodnocení funkčnosti prototypu.....	33
<b>3 Silový rozbor mechanismu kola.....</b>	<b>35</b>
3.1 Situace 1 – podvozek na nakloněné rovině, kolo ve složeném stavu .....	36
3.2 Situace 2 – podvozek na schodech před dosednutím na další stupeň.....	44
3.3 Situace 3 – podvozek na schodech po dosednutí na další stupeň.....	53
3.4 Situace 4 – podvozek na schodech před dosednutím na další stupeň – směr 2.....	58
3.5 Situace 5 – podvozek na schodech po dosednutí na další stupeň – směr 2 .....	60
3.6 Ověření výpočtu pomocí simulace .....	61
3.7 Závěr silového rozboru .....	63
<b>4 Požadavky na konstrukci .....</b>	<b>66</b>
<b>5 Navrhované varianty řešení .....</b>	<b>67</b>
5.1 Analýza mechanismu pro přenos momentů mezi unášečem a segmenty kola .....	67
5.1.1 Mechanismus s použitím ozubení .....	68
5.1.2 Mechanismus s použitím principu sklíčidla .....	72
5.1.3 Mechanismus s použitím pohybových šroubů .....	75



5.1.4	Závěr analýzy mechanismu pro přenos krouticího momentu mezi unáščečem a segmenty kola.....	78
<b>6</b>	<b>Varianty řešení koncepce zpracování sestavy jednotky kola.....</b>	<b>79</b>
6.1	Varianta A – Použití dvou pohonných jednotek.....	85
6.2	Varianta B – Použití elektromagnetické brzdy pro řízení rekonfigurace .....	93
6.3	Varianta C – Použití západkového mechanismu .....	99
6.4	Závěr, výběr optimální varianty .....	102
<b>7</b>	<b>Závěr a zhodnocení dosažených výsledků.....</b>	<b>109</b>
<b>8</b>	<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>112</b>

## Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
$a, a_1, a_2$	Vzdálenosti od těžiště	[mm]
$a_{\text{krit}}$	Kritické zrychlení podvozku	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
$a_r$	Zrychlení podvozku	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
$b$	Šířka stupně schodiště	[mm]
$b_1, b_2$	Vzdálenost těžiště a kontaktního bodu zadního kola ve směru osy x a y	[mm]
$c$	Výška těžiště od podlahy	[mm]
$F_D$	Dynamická síla od zrychlení	[N]
$F_{D \text{ krit}}$	Kritická dynamická síla od zrychlení	[N]
$F_t$	Síla v ose táhla	[N]
$g$	Gravitační zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
$G$	Tíha podvozku	[N]
$h$	Výška schodišťového stupně	[mm]
$I_M$	Jmenovitý proud motoru	[A]
$i_{\text{oz}}$	Převodový poměr ozubení	[-]
$J_M$	Moment setrvačnosti rotoru motoru	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
$J_P$	Moment setrvačnosti převodovky	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
$M_{\text{kp}}$	Hnací moment pro přední kolo	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{\text{kz}}$	Hnací moment pro zadní kolo	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_M$	Jmenovitý krouticí moment motoru	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$m_M$	Hmotnost motoru	[kg]
$M_{\text{op}}$	Moment odporu předního kola	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{\text{oz}}$	Moment odporu zadního kola	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$m_p$	Hmotnost robotu	[kg]

$M_p$	Jmenovitý krouticí moment převodovky	[N·m]
$m_p$	Hmotnost podvozku	[kg]
$M_{pj}$	Jmenovitý krouticí moment pohonné jednotky	[N·m]
$m_{pj}$	Hmotnost pohonné jednotky	[kg]
$M_{pj \max}$	Maximální krouticí moment pohonné jednotky	[N·m]
$M_s$	Moment působící na segment kola	[N·m]
$M_u$	Moment působící na unášec kola	[N·m]
$n_m$	Jmenovité otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{pj}$	Jmenovité otáčky pohonné jednotky	[min <sup>-1</sup> ]
$P_m$	Jmenovitý výkon motoru	[W]
$r$	Poloměr nerozloženého kola	[mm]
$R_p$	Reakce v místě kontaktu předního kola s podlahou	[N]
$r_s$	Nejkratší vzdálenost od bodu působení reakční síly ke středu otáčení segmentu	[mm]
$r_{sk}$	Nejkratší vzdálenost od bodu působení reakční síly ke středu otáčení kola	[mm]
$r_t$	Nejkratší vzdálenost od středu otáčení segmentu k ose táhla	[mm]
$r_u$	Nejkratší vzdálenost od osy táhla ke středu otáčení unášeče	[mm]
$R_z$	Reakce v místě kontaktu zadního kola s podlahou	[N]
$U_m$	Jmenovité napětí motoru	[V]
$w$	Osová vzdálenost ozubeného soukolí	[mm]
$\alpha$	Úhel sklonu rampy, schodiště	[°]
$\eta_m$	Účinnost motoru	[-]
$\eta_p$	Účinnost převodovky	[-]
$\xi$	Rameno valivého odporu	[mm]

# Úvod

Tato práce se zabývá konstrukčním řešením segmentového kola určeného pro pohyb po schodech. Projekt byl také podpořen v rámci Studentské grantové soutěže 2013, jehož cílem byla realizace testovacího podvozku se segmentovými koly. Toto kolo bylo předmětem zájmu již v disertační práci KRYŠ, V. *Servisní robotický systém pro pohyb v budovách*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, obhájené v roce 2010. Účelem práce bylo vyřešit technický rozpor pohybu mobilních robotických systému v budovách při jízdě na schodech a po rovině. Mobilní roboty totiž mají obecně s překážkou typu schodiště značné problémy anebo jsou neefektivní při jízdě po rovině. Podvozek osazený takovými koly, která by snadno zdolala nejrůznější schodiště, a zároveň by se dobře pohybovala mimo schody, by mohla být využita jako platforma pro mobilní servisní roboty. Úlohy, které by pak vykonával, by mohly mít široké uplatnění. Například jako zásahové servisní roboty do budov za účelem monitoringu, dopravy a manipulace objektů nebo osob.

Cílem této práce je posunout výzkum segmentového kola kupředu tím, že bude realizován zmenšený prototyp podvozku a prozkoumají se možná konstrukční řešení určitých uzlů sestavy kola.

# 1 Analýza současného stavu problematiky

Mobilní robot pohybující se v budovách a urbanistickém prostředí musí překonávat řadu překážek, zcela podstatnou je schodišťové rameno. Rešerše je zaměřena na schodiště jako takové, jsou definovány některé termíny a parametry potřebné pro určení požadavků na rozměry podvozku. Další část rešerše je zaměřena na analýzu kolových a speciálních podvozků s uvedením příkladu vybraných robotů určených pro podobný typ řešené úlohy.

## 1.1 Schodiště – Základní charakteristiky a termíny

Zcela zásadní překážkou pro podvozek budou schody, respektive schodiště. Proto je nutné provést rozbor a definovat jednotlivé parametry, důležité pro funkci kola. Rozměry a doporučení pro navrhování schodišť stanovuje norma ČSN 73 4130 - Schodiště a šikmé rampy, která je platná pro navrhování schodišť a šikmých ramp s funkcí komunikace pro pěší, které jsou trvalou součástí stavby. Nejdůležitějšími parametry schodiště jsou:

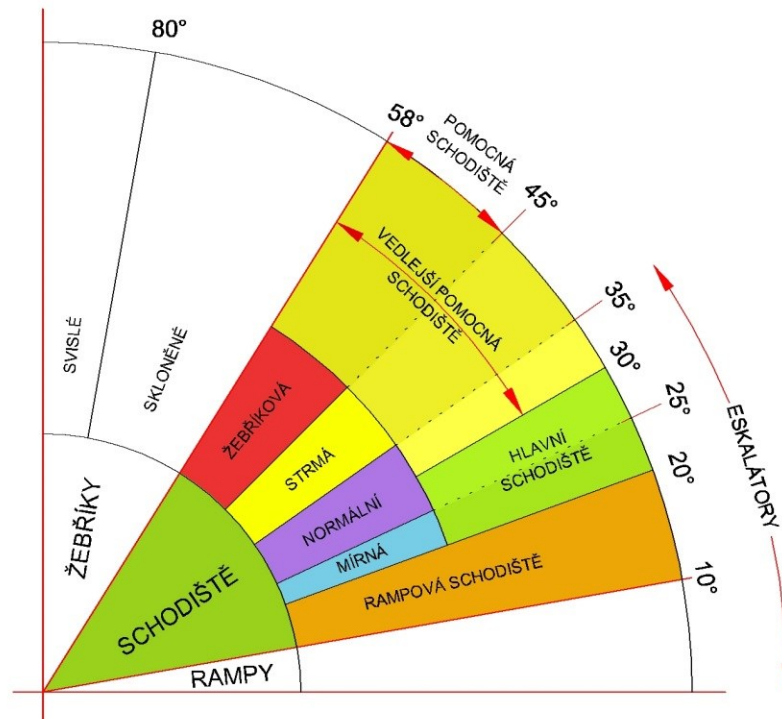
- Sklon schodů

Je úhel mezi vodorovnou rovinou a výstupní čarou a také se vyjadřuje jako podíl výšky a šířky schodišťového stupně. Optimální sklon interiérového schodiště je přitom cca 35°. [14]

Podle sklonu se schodiště rozdělují na – Tab. 1.1 a Obr. 1.1:

<b>Rampová</b>	sklon od 10° do 20°	výšky stupňů 80 – 130 mm
<b>Mírná</b>	sklon od 20° do 25°	výšky stupňů 130 – 150 mm
<b>Běžná</b>	sklon od 25° do 35°	výšky stupňů 150 – 180 mm
<b>Strmá</b>	sklon od 35° do 45°	výšky stupňů 180 – 250 mm
<b>Žebříková</b>	sklon od 45° do 60°	výšky stupňů 200 – 250 mm.

Tab. 1.1 – rozdělení schodiště podle sklonu



Obr. 1.1 – Rozdělení schodišťového ramene podle sklonu  
(zdroj <http://stavebnikomunita.cz/>)

- Průchodová šířka

Nejmenší dovolená průchodná šířka schodišťových ramen hlavních schodišť je u rodinných domů 900 mm, u pomocných schodišť 750 mm. U bytových domů nemá být nejmenší průchodná šířka ramen menší než 1100 mm. Průchodná šířka podest a mezipodest – Obr. 1.2, se musí minimálně rovnat průchozí šířce ramen u mezipodesty. Podlažní podesty by měly být o 100 až 200 mm hlubší než je průchodná šířka přilehlých ramen. [4]

- Schodišťové rameno

Souvislá konstrukce, která má min. 3 stupně, maximálně ovšem 16 schodišťových stupňů spojuje různé výškové úrovně. Hlavní schodiště v bytových domech nesmí mít zalomená ramena. [4]

- Schodišťový stupeň

Konstrukční prvek vytvářející schod a umožňuje překonat určitou výšku a délku jedním krokem. Horní plocha se nazývá stupnice. Nejmenší dovolená šířka je 210mm.

Všechny stupně schodišťového ramene (s výjimkou stupňů jalových a výstupních) musí mít stejnou šířku a mají mít stejně široké stupně. Rozdílné výšky lze vyrovnat změnou počtu stupňů. Hrana stupně může být zaoblená (největší dovolený poloměr je 10 mm) nebo zkosená (největší dovolený rozměr zkosení je 25 mm × 5 mm). [4]

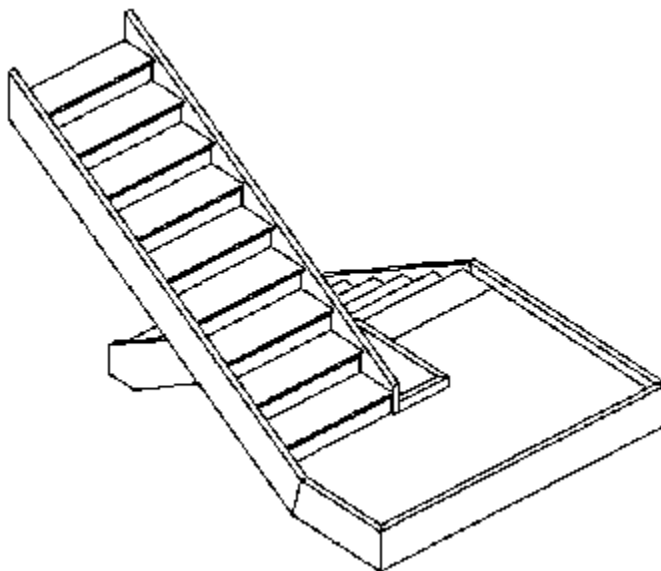
- Stupnice

Je horní nášlapná plocha schodišťového stupně, jejíž nejmenší dovolená délka je 250 mm. Vzájemný vztah mezi výškou  $h$  a šířkou  $b$  stupně schodiště vychází z průměrné délky lidského kroku, která činí 610 až 630 mm. [15]

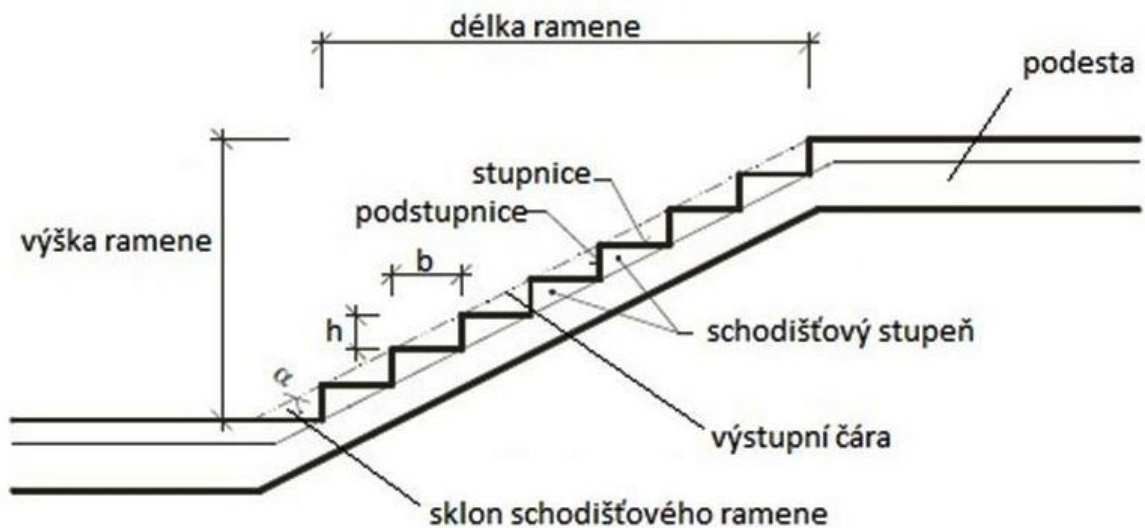
$$2 \cdot h + b = < 610 ; 630 > \quad (1.1)$$

- Povrch schodů

Protiskluzové úpravy předního okraje stupně a podesty nesmí vystupovat nad povrch více než 3 mm, přitom hrana takového výčnělku musí být od přední hrany stupně, popřípadě podesty, vzdálena 20 mm až 40 mm. V bezbariérově užívaných stavbách musí mít protiskluzovou úpravu celá plocha povrchu stupňů a podest. Povrch stupnice musí splňovat protiskluzové požadavky, součinitel smykového tření povrchu stupnice  $\mu > 0,6$ . [4]



Obr. 1.2 – Přímé schodiště s mezipodestou  
(zdroj <http://wikihelp.autodesk.com>)



Obr. 1.3 – Popis stupňů ve schodišťovém rameni

(zdroj <http://www.srubyservis.cz/aktuality-technicke-pozadavky-na-schodiste>)

Parametry schodiště, které významně ovlivňují konstrukci podvozku MR:

- sklon schodiště
- výška stupnice
- šířka stupnice
- průchodná šířka schodiště
- rozměr mezipodesty
- tvar stupně schodiště
- povrchová úprava schodiště.

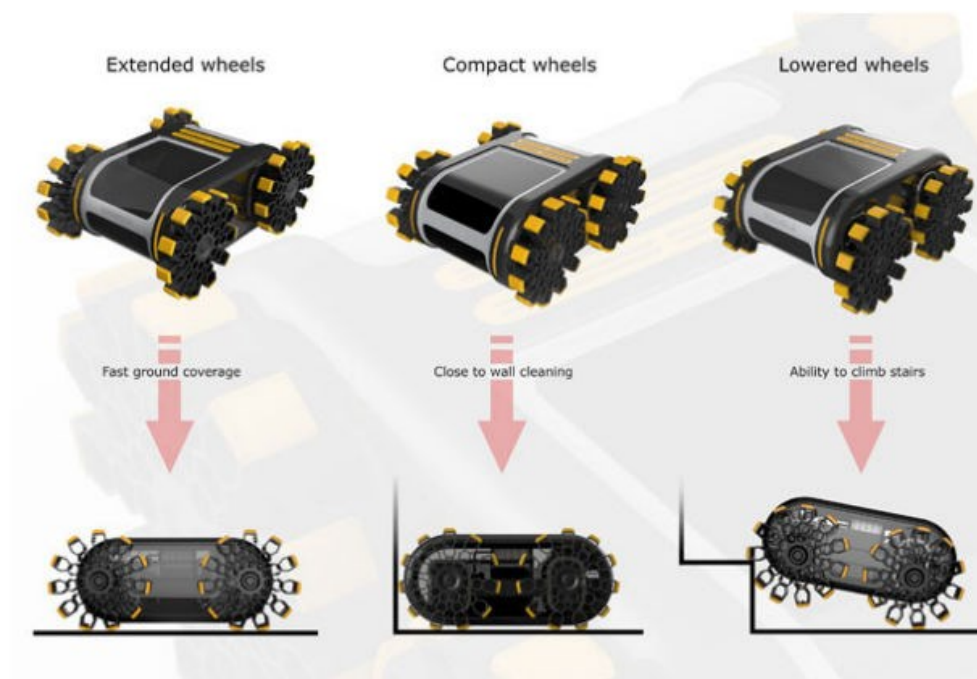
## 1.2 Příklady konstrukcí mobilních robotů pro jízdu do schodů

Pro pohyb v prostředí outdoor se systémy mobilních robotů musí vypořádat s nejrůznějšími požadavky. Tyto roboty musí být velmi pohyblivé, rychlé na rovném povrchu a současně, by měly být schopny se vyrovnat s velmi členitým terénem.

V březnu 2013 byl v Chicagu představen robotický systém s názvem Limbo, určený pro vakuové čištění a rovněž schopný zdolávat schody. Robot byl uveden pouze jako prototyp,



avšak ukazuje možnosti trendu vývoje domácích servisních robotů. Robot využívá pro překonávání schodů speciální konstrukci kol z pružného materiálu, hvězdicovitého tvaru. Každý cíp „hvězdy“ má takový tvar, který umožňuje možnost velké pružné deformace. Za pomoci tohoto efektu je robot schopen „vyškrábat se“ po schodech nahoru. Nepodařilo se najít žádné technické parametry robotu, snad proto že jde pouze o prototyp výrobku. [16]



Obr. 1.4 – Servisní robot Limbo

(zdroj <http://starspangle200.org/limbo-robot-by-elliott-cohen-and-neil-vincenti-bacterial-powered-robot-vacuum/>)

Další příkladem robotu se speciálními koly je třetí inovace robotu ASGUARD. Robot ASGUARD III - Obr. 1.5, je postaven na předešlé platformě a byl navržen pro použití v drsném venkovním prostředí se zaměřením na bezpečnostní a venkovní dohled, jakož i na mise pro zmírňování následků katastrof. Robot byl vyvinut na centru robotiky DFKI v Brémách a je schopen zdolat schody pomocí speciálních hvězdicovitých kol s pěti hroty. Na konci každého hrotu je pružný člen, který jednak tlumí rázy a taky zajišťuje lepší pohyb při zdolávání překážek. Navíc je schopen pohybovat se ve vodě případně pod hladinou, problémy mu nedělá ani provoz ve sněhu. Se stejnou konfigurací, může robot sjíždět rovný terén vysokou rychlostí. Pro inspekční činnosti může být vybaven kamerou, infrakamerou,

GPS systémem a čidlem pro biologické a chemické látky, je schopen autonomního provozu a plnit nejrůznější průzkumné mise. [17]



Obr. 1.5 – Mobilní robot ASGUARD III  
(zdroj <http://robotik.dfki-bremen.de>)

ASGUARD IV – Obr. 1.6, byl navržen na základě předchůdců v řadě ASGUARD. Hlavní zlepšení čtvrté verze systému je v modularitě subsystémů. Stejně jako verze III, má ASGUARD IV výkonný palubní PC. Ten slouží pro zpracování dat ze sensorů, jako je laserový dálkoměr, kamery, akcelerometr a GPS modul, takže systém může pracovat v neznámém terénu. Asguard může pracovat několik hodin s baterií na podvozku robotu. Systém může být ovládán přes Wi-Fi, ale také má schopnost autonomní navigace terénem s místním vyhýbáním se překážkám. Silné motory umožňují systému převážet náklad o hmotnosti několika kg hmotnosti. Další parametry jsou uvedeny v tab. 1.2. [18]



Obr. 1.6 – Mobilní robot ASGUARD IV  
(zdroj <http://robotik.dfki-bremen.de>)

#### Asguard IV – technické parametry

<b>Celkové rozměry</b>	935mm x 560mm x 500mm
<b>Rozvor náprav</b>	520mm
<b>Průměr kola</b>	416mm
<b>Napájení</b>	Li-Po baterie, 4 x Kokam 15V 5000mAh
<b>Použitá PJ</b>	Dynamixel Rx-28, DC-Motor: Faulhaber 3863 024 CR + planetary gear 66:1+ optical incremental Encoder Agilent AEDB-9140
<b>Hmotnost</b>	16 Kg
<b>Laserový scanner</b>	Hokuyo –UTM-30LX
<b>Kamery</b>	2 x Guppy F-036C / objective: TS4124-4mm Pentax
<b>Komunikace</b>	mobile router: ASUS WL-330N3G, Long Range radio RF Modem: AMBER Wireless AMB8385

Tab. 1.2 – Technické parametry robotu ASGUARD IV

Dalším zástupcem robotů se speciálními koly je Recon Scout XL - Obr. 1.7. Jedná se o robustní mikro robot, který může přejít rozmanitý terén. Je využíván především pro průzkumné účely při vojenských misích. Konstrukce je velmi lehká, avšak odolná proti pádu z výšky až 9,1 m a dobře odolává vodě. Jeho kola mohou překonat překážku vysokou až 10,2 cm. Provozovatelům poskytují bezprostřední video a audio přenos v rizikových situacích – tab. 1.3. [19]

---

**Recon Scout XL - základní technické parametry**

---

<b>Délka</b>	300 mm
<b>Šířka</b>	216 mm
<b>Výška (průměr kola)</b>	140 mm
<b>Max. rychlost</b>	1,65 km/h
<b>Váha</b>	0,64 kg
<b>Provozní doba</b>	až 60 min
<b>Vybavení</b>	Kamera, infrakamera, mikrofon

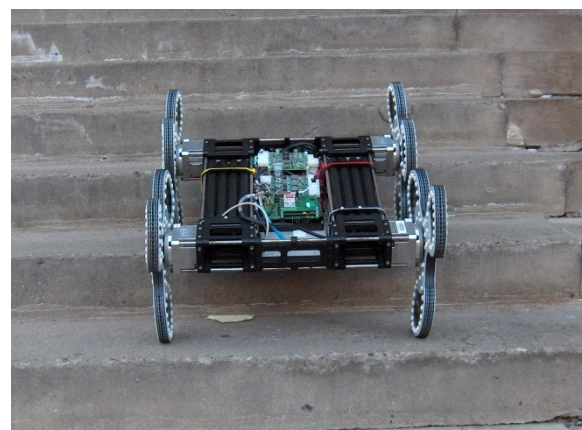
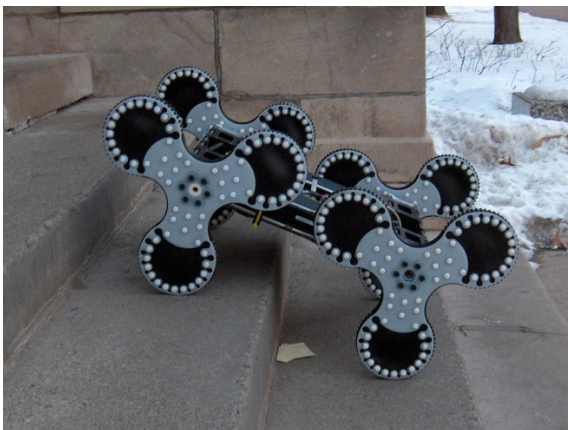
Tab. 1.3 – Technické parametry robotu Recon Scout XL



Obr. 1.7 – Robot Recon Scout XL

(zdroj [http://www.reconrobotics.com/products/Recon\\_Scout\\_XL.cfm](http://www.reconrobotics.com/products/Recon_Scout_XL.cfm))

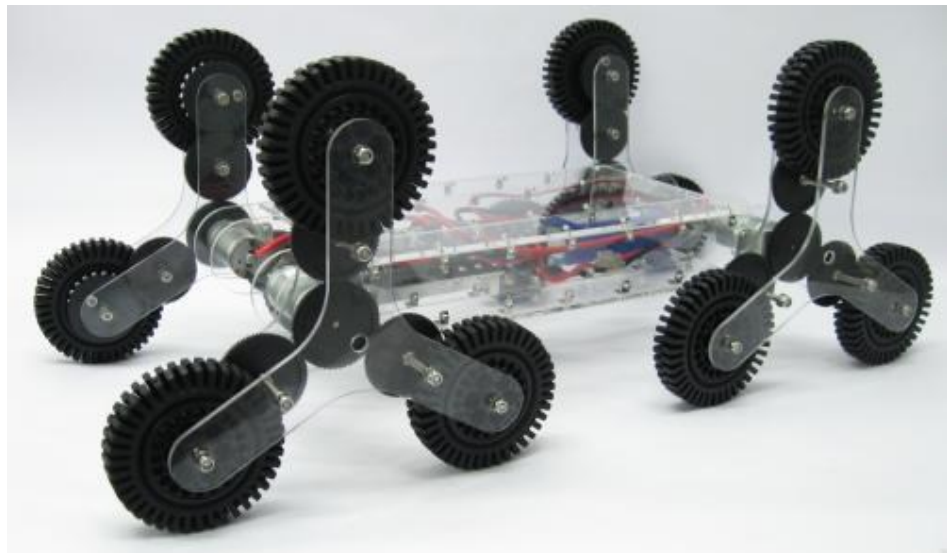
Mobilní robot Loper - Obr. 1.8, je univerzální robotická platforma určená pro provoz v celé řadě vnitřních i venkovních prostředí. Speciálně však právě pro schody, tento robot se po nich dokáže pohybovat rychlostí až 6 schodů za sekundu. Z bezpečnostních důvodů je však rychlost omezena na 3 schody za sekundu. Konstrukce kol připomíná Weinsteinova kola, ale není tomu tak, tato konstrukce umožňuje pouze jeden stupeň volnosti. Tím pádem je pohyb po rovině trhavý, a přitom robot dosahuje rychlosti až 8 km/h. Jeho využití je opět především pro monitoring v urbanistickém prostředí. Byl vyvíjen na univerzitě v Minnesotě. [20]



Obr. 1.8 – Mobilní robot Loper při zdolávání schodů

(zdroj <http://distrib.cs.umn.edu/>)

Jednou z možných variant zdolávání schodů je použití Weinsteinových kol. Weinsteinova kola mají speciální uspořádání kol s pozitivním vlivem na pohyb po členitém terénu nebo schodech. Nejčastěji se konstrukce Weinsteinových kol používá při pohybu po schodech. Této schopnosti se využívá při konstrukci transportních vozíků pro tělesně postižené nebo na rudlách. Princip weinsteinových kol spočívá ve třech kolech uložených ve vrcholech pomyslného rovnostranného trojúhelníku, přičemž všechny tři kola jsou poháněna jednou hnací hřídelí umístěnou v těžišti pomyslného trojúhelníku. Krouticí moment je z hnací hřídele na kola přenášen obvykle pomocí ozubených kol popřípadě řemenem či řetězem.



Obr. 1.9 – Příklad robotu s využitím weinsteinových kol

*(zdroj <http://letsmakerobots.com/>)*

Příkladem robou využívajícího Weinsteinova kola je Tri-wheel stair climber - Obr. 1.9. Podvozek robotu má celkem 12 kol. Výška robotu je 390 mm, délka 900 mm a šířka 450 mm. Robot váží 30 kg a je poháněný stejnosměrnými 24V servomotory. Každou stranu robotu lze samostatně ovládat z důvodu zvýšení manévrovacích schopností. Robot je ovládán dálkovým ovládáním, ale jinak nedisponuje žádnými přídatnými senzory. [21]

### 1.3 Závěr vyplývající z rešerše

V první části analýzy je rozebrána zásadní překážka, kterou představují schodiště a rampy. Uvedeno bylo rozdělení schodiště podle parametrů stoupání. Následovalo objasnění základních pojmů a terminologie. Pro stavbu schodišť a ramp také existuje norma ČSN 73 4130 - Schodiště a šikmé rampy, která stanovuje mj. minimální průchodovou šířku schodišťového ramene. Zejména při navrhování vnějších rozměrů celkové konstrukce mobilního zařízení jsou tato omezení směrodatná.

Dále bylo popsáno několik typů různých konstrukcí robotů se speciálními koly pro pohyb po schodech nebo i v členitém terénu. Většina z nich je využívána především pro monitoring a jsou řízené dálkově operátorem, některé slouží pouze pro laboratorní účely. Mnoho speciálních kol je schopno zdolávat nejrůznější překážky, ovšem při jízdě po rovině vykazují některé konstrukce značné komíhání celé konstrukce.

Obecně lze tedy konstatovat, že hlavním cílem mobilních robotů v této kategorii je monitorování okolí při současné schopnosti zdolávat určité překážky a dostat se tam, kam jiné typy konstrukcí nemohou. Velikost a hmotnost těchto systémů se pohybuje v řádech maximálně desítek kilogramů při malých vnějších rozměrech a poloměrech kol. Na základě vypracované analýzy mobilních robotů pro pohyb po schodech je uveden příklad jejich typických parametrů:

- Rychlost - Až 8 km/h
- Rozměry - Celková šířka max. 900 mm  
Celková délka max. 1100 mm
- Hmotnost - Až 30 kg (v řádech desítek kg)
- Průměr kol - Podle rozměrů schodiště
- Typ servisní úlohy - Monitoring
- Způsob řízení - Dálkové řízení teleoperátorem
- Doba provozu - Okolo 60 min

- Způsob řízení náprav - Smykem
- Použitá elektronika a senzory - GPS, laserový scanner, kamery

Tyto parametry později budou upřesněny a doplněny v požadavkovém listu práce.

## 1.4 Popis funkce současné konstrukce kola

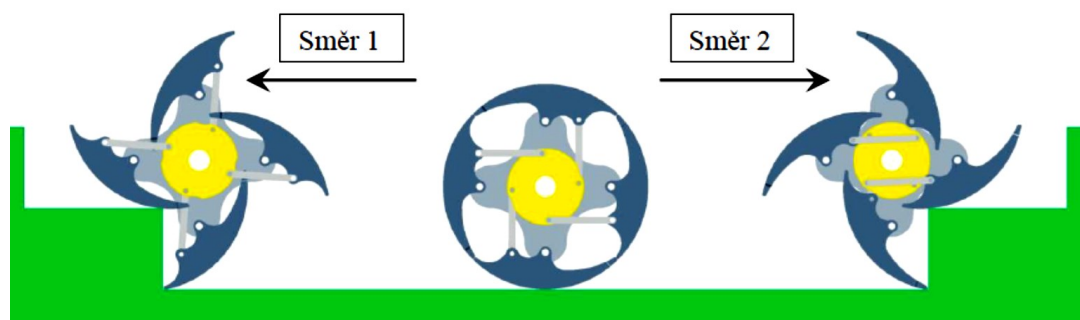
V úvodu podkapitoly je popsán stav konstrukce na počátku řešení. Seznámení s funkcemi a principy, na kterých technický systém kola funguje.

Tato práce navazuje na disertační práci - KRYS, V. *Servisní robotický systém pro pohyb v budovách*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2010. Práce se postupně zabývá všemi detaily konstrukce, jako je počet segmentů, úhel jejich natočení, vzdálenost segmentů od středu otáčení kola i průměr kola, tak aby ideálně segmenty dosedaly na nášlapnou plochu schodu daných parametrů. Kolo s kruhovými segmenty také vykazuje menší vertikální komíhání středu kola i těžiště podvozku při jízdě po schodech než tomu bylo u jiných zkoumaných řešení.

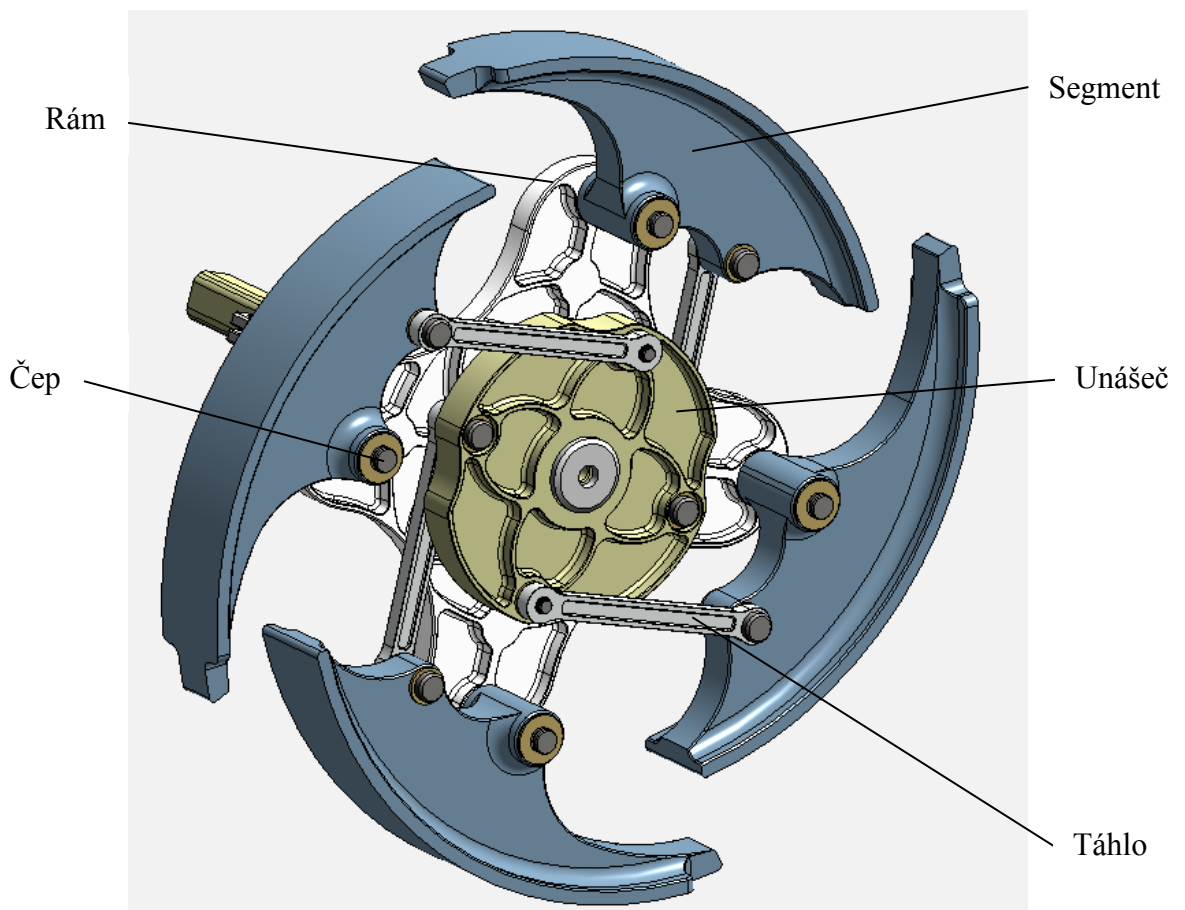
Navržená konstrukce kola sestává z rámu, na kterém jsou otočně uloženy čtyři kruhové segmenty. Vnitřní mechanismus kola zajišťuje, aby se segment kola mohl z nulové polohy (konfigurace pro jízdu po rovině) natočit o  $\pm 55,6^\circ$ , tedy do ideálního tvaru pro vyjetí schodiště s šířkou stupnice 290 mm a výškou podstupnice 170 mm. Kolo je v obou pracovních polohách uzpůsobeno pro jízdu vpřed i vzad, tedy bez nutnosti otáčení celého podvozku, jak znázorňuje obrázek 1.10. Pro natočení segmentů kola do konfigurace pro jízdu po schodech ve „Směru 1“ se musí unášec pootočit o úhel  $60,3^\circ$  v příslušném směru. Pro dosažení stejné konfigurace pro „Směr 2“ se musí unášec pootočit o úhel  $53,5^\circ$  v opačném směru. Unášec je propojen se segmenty pomocí čtyř táhel, opět uložených na otočných čepech. Na výstupu jsou dva hřídele vložené do sebe uložené na kluzných ložiskách. Dutá hřídel má za úkol přenášet krouticí moment na rám kola a zajistit tak jeho odvalování po podložce. Vložená hřídel přenáší krouticí moment na unášec tehdy, je-li potřeba rozložit kolo do pracovní polohy pro jízdu do schodů. V režimu jízdy musí být hřídele vůči sobě spojeny, aby



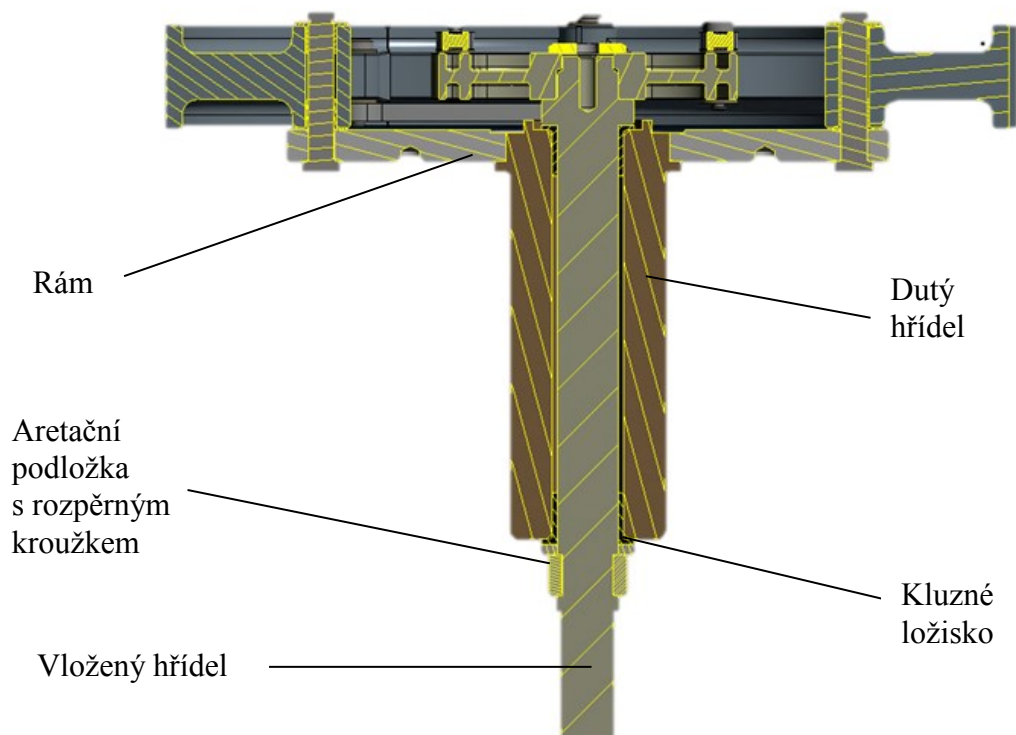
segmenty držely svou nastavenou polohu. Celá konstrukce kola je znázorněná na obrázcích 1.11 a 1.12.



Obr. 1.10 – Princip najíždění kola na schodišťový stupeň [1]



Obr. 1.11 – Kolo s kruhovými segmenty



Obr. 1.12 – Kolo s kruhovými segmenty v řezu

## 2 Zmenšený prototyp

V rámci projektu Studentské grantové soutěže (SGS), jehož úkolem byla realizace prototypu podvozku osázeného zmenšenými koly s kruhovými segmenty, je i součástí zadání této práce.

Rameno schodiště na centru robototechniky, na němž bude probíhat ověřování funkce prototypu kola je vidět na obrázcích 2.4 a 2.5. Schody jsou vyrobeny ze svařovaných ocelových profilů ošetřených základovou barvou. Schodiště má tyto hlavní geometrické parametry:

- Celkový počet schodů 12
- Celková šířka 990 mm
- Výška podstupnice 55 mm
- Délka stupnice 111 mm
- Sklon schodů 26,4 °

Jednotlivé parametry kola, především poloměr středu natáčení segmentů, úhel natočení segmentů a poloměr kola je navržen přesně pro rozměry testovacího schodiště v laboratořích katedry robototechniky. Prototyp zmenšeného kola – obr. 2.1 má následující parametry:

- Průměr nerozloženého kola 210 mm
- Šířka segmentu 20 mm
- Vzdálenost osy otáčení kola a osy otáčení segmentu 52 mm
- Rozsah natočení segmentu +/- 55,6°

## 2.1 Požadavky na konstrukci podvozku

Před návrhem realizace byly stanoveny požadavky na konstrukci podvozku. Některé z nich se odvíjejí z parametrů schodiště, na kterém bude probíhat testování. Zejména pak vzdálenost mezi přední a zadní nápravou, která musí přesně odpovídat vzdálenosti mezi třemi nebo čtyřmi schodišťovými stupni. Požadavky pak byly stanoveny takto:

- Konstrukce s použitím pro kola daných parametrů
- Osová vzdálenost přední a zadní nápravy 383,6 mm
- Šířka maximálně 700 mm
- Návrh 3 kolové varianty s vlečným kolem a 4 kolové varianty
- Použití dostupných PJ Maxon
- Podvozek řízený smykem
- Celková hmotnost (4 kolová varianta) do 20 kg
- Jednoduchá konstrukce rámu s možností snadné přestavby
- Možnost rychlé a snadné montáže celé sestavy jednotky kola
- Napájení a komunikace po kabelu

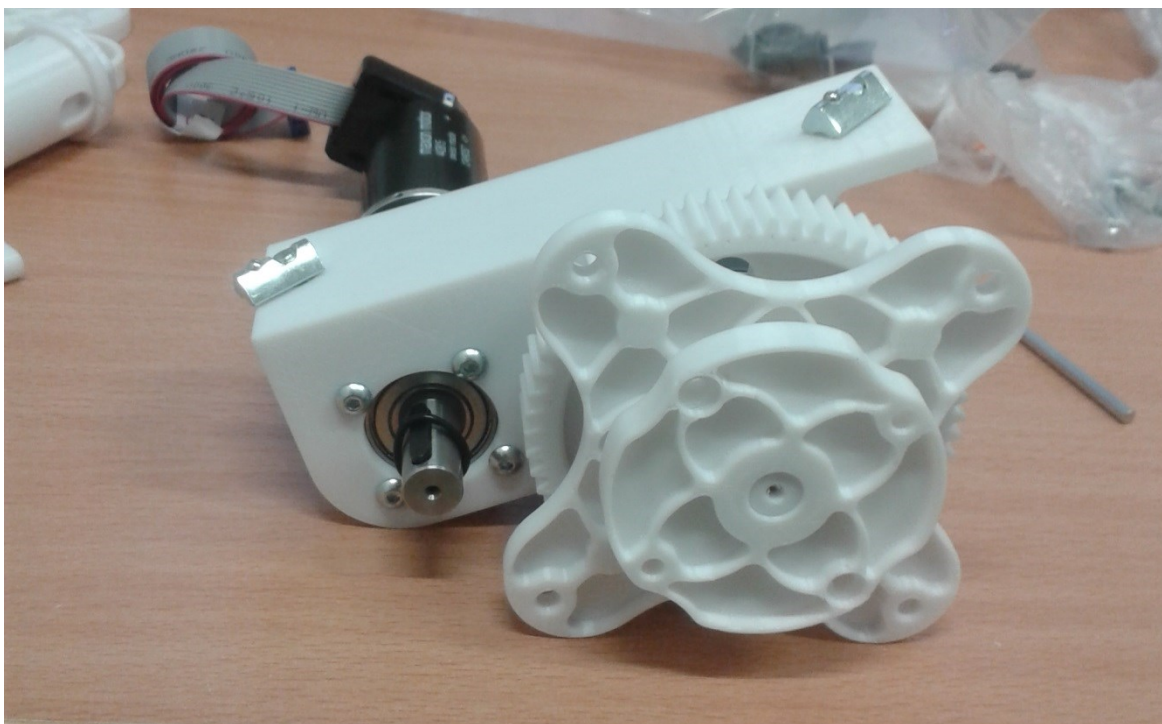
## 2.2 Zhodnocení montáže

Zmenšený prototyp kola o průměru 210 mm byl realizován zhruba v říjnu roku 2013. Součásti byly zhotoveny technologií 3D tisku a model byl doplněn o ocelové čepy, pojistné kroužky a plastová kluzná ložiska. Montáž výrazně komplikovala řada problémů zejména s dodávkou čepů a kvalitou povrchu zhotovenou v 3D tiskárně. Sestavu kola ukazuje obr. 2.1.



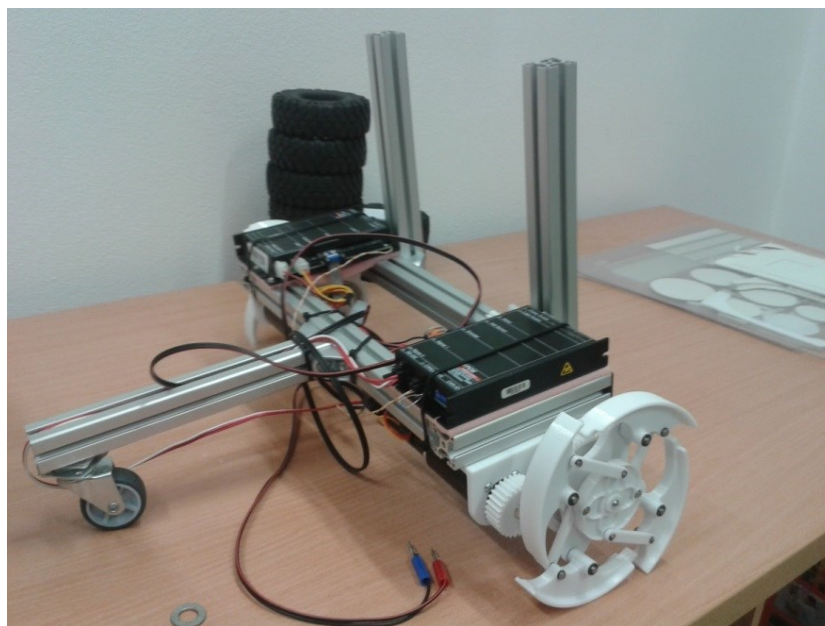
Obr. 2.1 – Sestava zmenšeného kola s kruhovými segmenty

Sestava, která měla propojit kolo s nosným rámem a zajistit uložení do ložisek - obr. 2.2, byla realizována s důrazem na jednoduchost a snadnou montáž. Požadavek byl zakomponovat do sestavy pohonnou jednotku Maxon, dostupnou na katedře robototechniky. Tato PJ pohání kolo pro jízdu, samotná rekonfigurace kola probíhá ručním nastavením pootočení vložené hřídele. Aretace hřídele je řešena dotažením šroubů na rozpěrném kroužku vytvářející tření. Tento způsob aretace byl ale nespolehlivý, a tak bylo navrženo jiné řešení objímky s tvarovou vazbou na dutou hřídel a stavěcími šrouby dosedajícími na vloženou hřídel. Obě hřídele přenáší krouticí moment přes tvarovou vazbu. Použitá PJ tak musela být vedena mimo osu kola. To bylo vyřešeno přichycením PJ na plochu ložiskového domku a bylo navrženo ozubeného soukolí mezi pohybovými osami. V ložiskovém domku je pro vedení hřídele kola dvojice kuličkových ložisek. Tyto jsou axiálně jištěny distančními prsteny a pojistnými kroužky. Celá sestava jednotky kola je takto přišroubována do drážky rámu podvozku dvěma šrouby se speciálními vodícími kameny. I při montáži této podsestavy vyvstalo několik komplikací. Povrch vytištěných vložených hřídelů byl ve velmi špatné kvalitě a tak se musel upravovat na přijatelnou hranici. V průběhu testování pak došlo k ulomení vložené hřídele při aretaci a bylo nutné vytvořit výkresovou dokumentaci, součást vyrobit z oceli a vyřešit jiný způsob aretace jak již bylo zmiňováno.



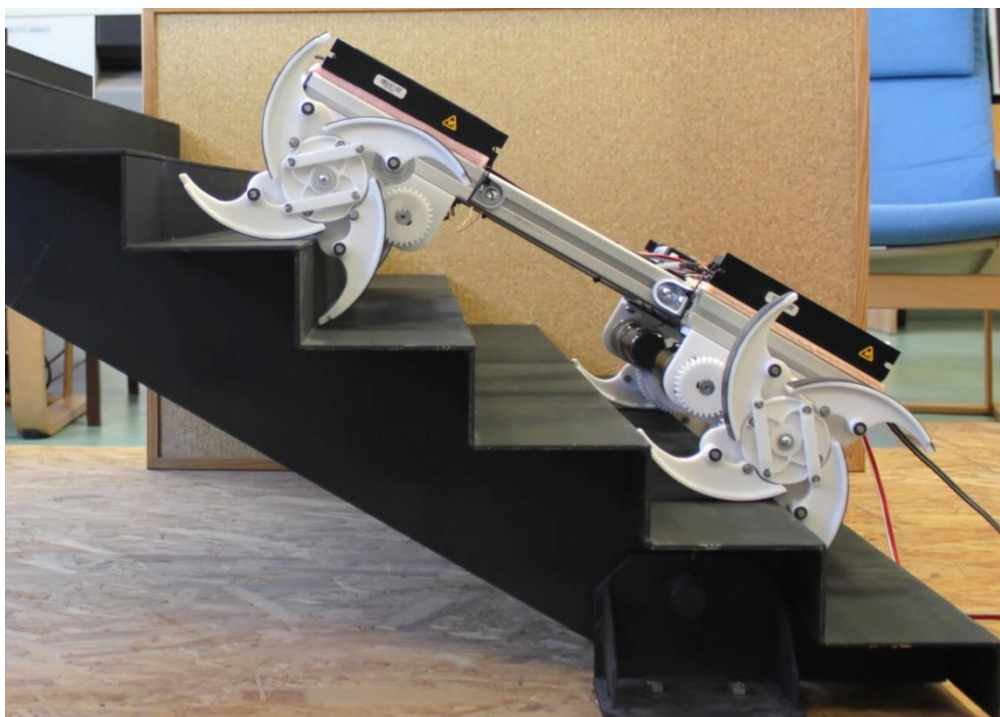
Obr. 2.2 – Sestava jednotky kola s pohonnou jednotkou Maxon při montáži

Nosný rám konstrukce podvozku je navržen ze standardizovaných hliníkových profilů, snadno smontovatelných díky drážkám v profilu a systému šroubovatelných spojek. Použitý profil má vnější rozměry 30 x 30 mm a byl dodaný od firmy Haberkorn - Ulmer. Důraz byl kladen na jednoduchost s možností rychlé přestavby z tříkolové varianty s jedním vlečným kolem na čtyřkolovou. Sestava tříkolového podvozku na obr. 2.3, pak byla doplněna o řídicí jednotky Epos, pro řízení každého servopohonu.

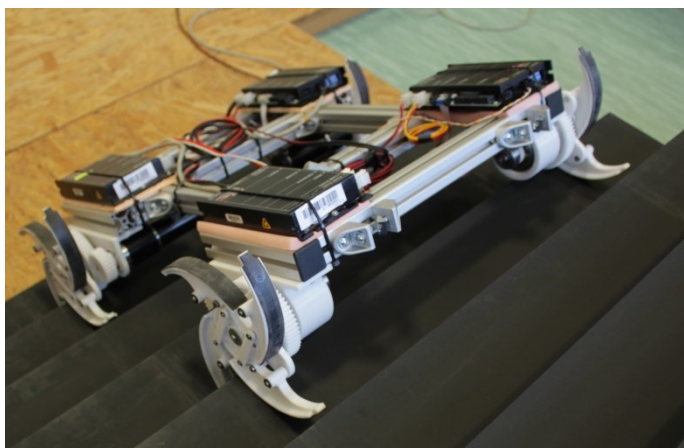
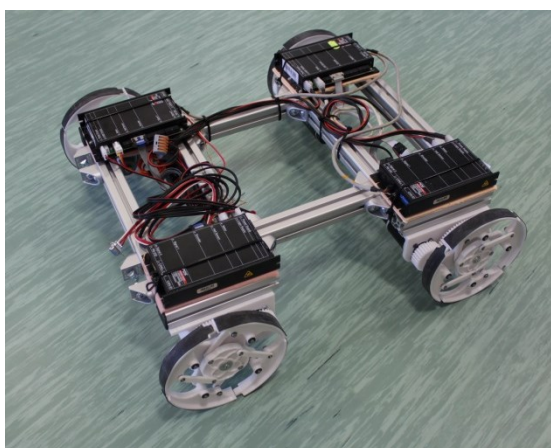


Obr. 2.3 – Ukázka sestavy tříkolové varianty podvozku

Pro čtyřkolovou variantu je podvozek doplněn o druhou polovinu rámu, která je shodná s první. Středové díly rámu jsou posunuty symetricky od středu pro větší tuhost. Vzdálenost přední a zadní nápravy lze korigovat v drážkách profilu podle rozměrů schodiště. Kvůli lepšímu tření mezi kolem a podložkou byly na segmenty přilepeny pryžové pásy. Napájení i komunikace s řídicími jednotkami probíhala po kabelu. Zhotovený čtyřkolový podvozek je vidět na obr. 2.4 a 2.5.



Obr. 2.4 – Čtyřkolová konfigurace testovacího podvozku při poloze na schodech



Obr. 2.5 – Testovací podvozek se složenými koly a při jízdě do schodů



## 2.3 Přehled vynaložených finančních prostředků na realizaci podvozku

V tab. 2.3 jsou uvedeny nákladové položky vyráběných a nakupovaných dílů pro projekt realizace testovacího podvozku. Jedná se o výdaje za období červenec až únor 2013. U pohonů není zahrnuta cena řídicích jednotek EPOS, které byly vypůjčeny z jiných realizovaných projektů. Jejich ceny se pohybují okolo 15 000,- Kč za kus. Pro každý jeden motor je přitom potřeba samostatná jednotka EPOS.

Položka	Cena
Hliníkové profily ITEM a jejich příslušenství	4 928 Kč
Výroba čepů	3 500 Kč
Výroba dílů technologií 3D tisku - 3 kolová varianta	12 193 Kč
Výroba dílů technologií 3D tisku - 4 kolová varianta	9 459 Kč
Výroba vložené hřídele	4 800 Kč
Výroba zajišťovací členy	1 500 Kč
8x Kuličková ložiska ČSN 6006	416 Kč
Spojovací materiál	162 Kč
4x PJ Maxon (motor maxon RE 35; 90W, převodovka GP 42 C, 7.5Nm, 2 St, i=36, enkodér; 500Imp 3K LD)	39 199 Kč
<b>CELKEM</b>	<b>76 157 Kč</b>

Tab. 2.3 – Celkové náklady na realizaci prototypu

## 2.4 Zhodnocení funkčnosti prototypu

K procesu konstruování podvozku určeného k testování funkčnosti kol nutno říci, že jeho realizace zabrala mnohem více času, než se původně plánovalo. Především vinou velkých průtahů při čekání na zhotovení některých součástí. Závěrečné testování čtyřkolové

varianty na zkušebních schodech, ve spolupráci s dalšími pracovníky katedry, proběhla až v průběhu února 2014. Testování potvrdilo funkci podvozku se segmentovými koly při pohybu po schodech. Ovšem pouze na omezenou ujetou vzdálenost, a to zejména vinnou dvou příčin. První z nich jsou výrobní nepřesnosti konstrukce kola, které se v řetězci segment, čep, táhlo, čep, unášeč sčítají a vzniká tak velká odchylka od požadovaného natočení segmentů. Také vůle ve spojení mezi vloženou hřídelí a unášečem měla zásadní vliv na geometrii segmentů. Druhou hlavní příčinou byla velká pružnost materiálu kola, to se po zatížení podvozkem deformovalo, konstrukce tak byla málo tuhá. Výsledek součtu těchto dvou aspektů byl takový, že podvozek urazil několik málo schodišťových stupňů a došlo k posunutí nájezdové polohy až do míry, kdy hrozil pád podvozku z hrany schodu. Při řízení směru v režimu jízdy podvozku (řízení smykem) také docházelo ke značnému ohýbání celé pohyblivé části kola ve směru kolmém na osu otáčení.

Výše uvedené příčiny omezující funkci podvozku se odstraní zvýšením tuhosti konstrukce a také pečlivým návrhem a následným dodržením výrobních tolerancí a vhodnou volbou materiálu.

Má účast na projektu realizace a testování zkušebního podvozku pro segmentové kolo skončila v únoru 2014. Práce na testování prototypu stále probíhají. Obsahem příloh práce jsou výkresy vyráběných dílů pro konstrukci podvozku.

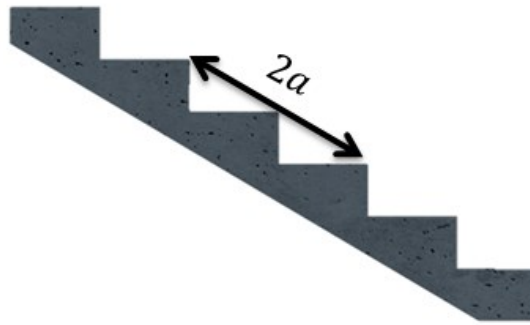
### 3 Silový rozbor mechanismu kola

Úvodem této kapitoly chci uvést fakt, že výpočet sil v mechanismu kola byl proveden v rámci disertační práce KRYS, V. *Servisní robotický systém pro pohyb v budovách*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2010. Analýza silového rozboru však zde proběhla pouze formou výpočetních simulací v programu MSC Adams. Také zatížení vycházející z hmotnosti robotu a poloha těžiště byla v tomto případě odlišná.

Silový rozbor mechanismu vychází z kinematického schématu (obr. 3.2 a 3.3). Situace, která mj. v praxi nastane, je jízda složeného kola po rovině. Výpočet bude probíhat pro stav, kdy je podvozek situován na rampě s náklonem  $10^\circ$ , kde budou výkonové požadavky na kolo vyšší než na nulovém sklonu podlahy. Účelem rozboru je zjistit potřebné krouticí momenty na obě hřídele mechanismu, pro potřeby následného dimenzování pohonu nebo samotného mechanismu pro rekonfiguraci. Následně bude provedena obdobná analýza pro maximálně rozložený stav v krajních polohách na schodech.

Co se týká navrhovaných rozměrů podvozku, ty vycházejí především z požadavku, který předpokládá pohyb ve vnitřním prostředí budov. Maximální šířka podvozku by proto neměla přesáhnout hranici 900 mm, která odpovídá minimální průchodové šířce mezipodesty a šířce většiny použitých dveřních zárubní.

Z principu pohybu kol vychází, že celková vzdálenost mezi osami otáčení obou kol musí být násobkem vzdálenosti mezi dvěma schodišťovými stupni. Zároveň by celková délka neměla přesáhnout 1100 mm, to je hodnota minimální hloubky mezipodesty u bytových domů. Proto připadá v úvahu pouze hodnota vzdálenosti mezi třemi schody – obr. 3.1. Její hodnota je  $2a = 672 \text{ mm}$  při výšce schodu 170 mm a délce nášlapné plochy 290 mm. Předběžná váha byla stanovena na 170 kg, na základě podobných konstrukcí.



Obr. 3.1 – Délka mezi třemi schodišťovými stupni

Zpracování výpočtu je sestaveno tak, že určuje hodnoty výsledných momentů jak na hřídel kola, tak na vloženou hřídel unášeče, pro krajní polohy v režimu jízdy po rovině a následně maximálně rozloženého kola při jízdě do schodů. Cílem je analyzovat, jak významné budou rozdíly v daných situacích a kdy jsou hodnoty momentu nejvyšší.

### **3.1 Situace 1 – podvozek na nakloněné rovině, kolo ve složeném stavu**

Tato situace, schematicky znázorněná na obr. 3.2, simuluje stav, kdy je kolo ve složeném stavu, ale podvozek jede po nakloněné rovině. Z rešerše je dán úhel sklonu, který může být u ramp až  $10^\circ$ .

Vzdálenosti určující polohu těžiště a také všechny následující délkové parametry použité ve výpočtech, byly odměřeny z 3D modelu v prostředí Creo. Všechny výpočty byly provedeny ve výpočetním prostředí Mathcad. Tyto soubory jsou obsahem elektronické přílohy práce na CD.

Je zřejmé, že poloha těžiště bude procházet středem vzdálenosti rozvoru kol, v důsledku toho lze výpočet zjednodušit na výpočet jednostopého vozidla, ovšem při zahrnutí pouze poloviny váhy podvozku.

Tíha podvozku pro silové působení se pak vypočte jako polovina hmotnosti robotu vynásobená gravitačním zrychlením  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ .

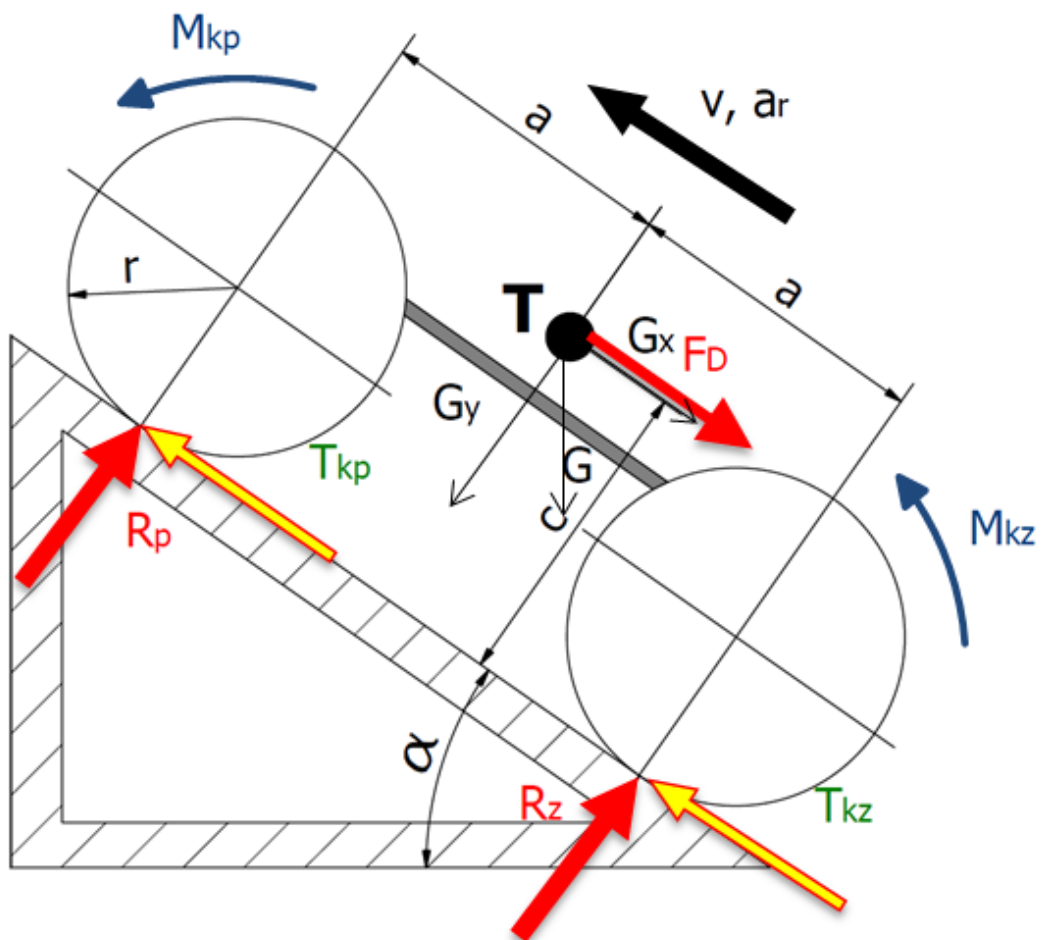
$$G = \frac{m_p}{2} \cdot g$$

(3. 1)

$$G = \frac{170}{2} \cdot 9,81$$

$$G = 833,565 \text{ N}$$

Velikost zrychlení je pro tuto situaci stanovena na  $0,5 \text{ m/s}^{-2}$ . Výpočet dynamické síly je uveden níže (kap. 3.2). Ostatní vstupní parametry výpočtu jsou shrnuty v tab. 3.1.



Obr. 3.2 – Schéma silového působení na nakloněné rovině

$\alpha = 10^\circ$	úhel sklonu rampy
$a = 336 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště a kontaktního bodu kola s podkladem
$c = 240 \text{ mm}$	výška těžiště od podkladu
$r = 215 \text{ mm}$	poloměr nerozloženého kola
$G = 833,565 \text{ N}$	tíha zahrnující polovinu váhy podvozku při $m_p = 170 \text{ kg}$
$F_D = 42,5 \text{ N}$	dynamická síla pro zrychlení $a_r = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Tab. 3.1 – Parametry podvozku pro případ jízdy po nakloněné rovině

Pro výpočet reakcí  $R_z$  a  $R_p$  byly sestaveny momentové podmínky k místu kontaktu jednotlivých kol s podložkou.

$$-G \cdot \sin(\alpha) \cdot c + G \cdot \cos(\alpha) \cdot a - F_D \cdot c - R_p \cdot 2 \cdot a = 0 \quad (3. 2)$$

$$G \cdot \sin(\alpha) \cdot c + G \cdot \cos(\alpha) \cdot a + F_D \cdot c - R_z \cdot 2 \cdot a = 0 \quad (3. 3)$$

Po vyjádření reakcí dostáváme požadované vztahy.

$$R_p = \frac{-G \cdot \sin(\alpha) \cdot c + G \cdot \cos(\alpha) \cdot a - F_D \cdot c}{2 \cdot a} \quad (3. 4)$$

$$R_z = \frac{G \cdot \sin(\alpha) \cdot c + G \cdot \cos(\alpha) \cdot a + F_D \cdot c}{2 \cdot a} \quad (3. 5)$$

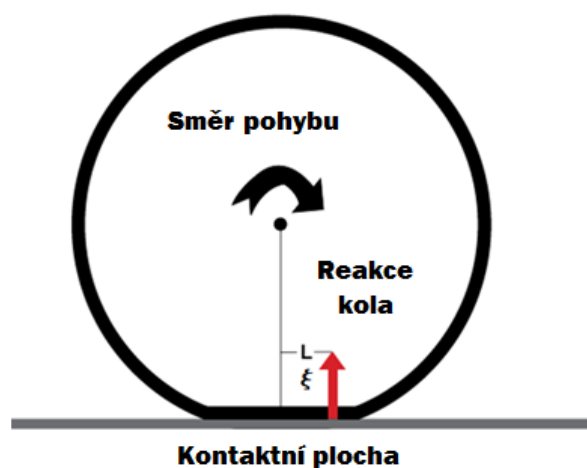
$$R_p = \frac{-833,565 \cdot \sin(10^\circ) \cdot 0,24 + 833,565 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 0,336 - 42,5 \cdot 0,24}{2 \cdot 0,378}$$

$$R_p = 343,608 \text{ N}$$

$$R_z = \frac{833,565 \cdot \sin(10^\circ) \cdot 0,24 + 833,565 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 0,336 + 42,5 \cdot 0,24}{2 \cdot 0,378}$$

$$R_z = 477,294 \text{ N}$$

Po výpočtu normálových reakcí směřuje další postup k určení třecích sil. Třecí síla bude mít v tomto případě hodnotu odporu proti valení, protože kolo se odvaluje po kruhové ploše segmentu. Hodnota pasivního účinku valení bude představovat moment, který se vypočte z ramena valivého odporu  $\xi$  a akční normálové složky od hmotnosti a dynamických účinků (síla  $R_z$  opačně orientovaná). Tento odporový moment  $M_o$  bude vždy působit proti požadovanému momentu  $M_k$ . Jeho velikost se určí ze vztahu 3.6 resp. 3.7. Velikost ramene valivého tření závisí na deformaci valeného tělesa na podkladu, je to materiálová konstanta obou na sebe působících materiálů a je zjišťována experimentálně. Podle [22], je hodnota ramene valivého odporu mezi tvrdou pryží a betonovým povrchem v intervalu  $\xi = < 0,01; 0,02 > m$ . Pro výpočet je uvažována hodnota  $\xi = 0,02 m$ , s ohledem na bezpečnost. Ukázka deformace válcové plochy je na obr. 3.3.



Obr. 3.3 – Deformace valivé plochy na podložce

(zdroj <http://flocycling.blogspot.cz/2011/11/flo-cycling-contact-patch-why-wider-is.html>)

$$M_{op} = \xi \cdot R_p \quad (3. 6)$$

$$M_{oz} = \xi \cdot R_z \quad (3. 7)$$

$$M_{op} = 0,02 \cdot 343,608$$

$$M_{op} = 6,782 \text{ N}$$

$$M_{oz} = 0,02 \cdot 477,294$$

$$M_{oz} = 9,546 \text{ N}$$

Pro potřebné krouticí momenty  $M_{kp}$  a  $M_{kz}$  při daných podmínkách, je nutné zahrnout do výpočtu valivý odpor kola, odpor proti stoupání nakloněné roviny a také dynamickou složku zrychlení. Odpor proti stoupání a složka dynamického zrychlení má opačný směr než je pohyb podvozku, a jedná se o složku tíhové síly  $G_x$  a síly  $F_D$  působící v těžišti. Rameno momentu těchto dvou složek je přepočteno ve vztahu 3.8 a 3.9, na úroveň středu kola z výšky těžiště  $c$  a poloměru nerozloženého kola  $r$ .

$$M_{kp} = M_{op} + (G \cdot \sin(\alpha) + F_D) \cdot (c - r) \quad (3. 8)$$

$$M_{kz} = M_{oz} + (G \cdot \sin(\alpha) + F_D) \cdot (c - r) \quad (3. 9)$$

$$M_{kp} = 6,782 + (833,565 \cdot \sin(10^\circ) + 42,5) \cdot (0,24 - 0,215)$$

$$M_{kp} = 11,553 \text{ Nm}$$

$$M_{kz} = 9,546 + (833,565 \cdot \sin(10^\circ) + 42,5) \cdot (0,24 - 0,215)$$

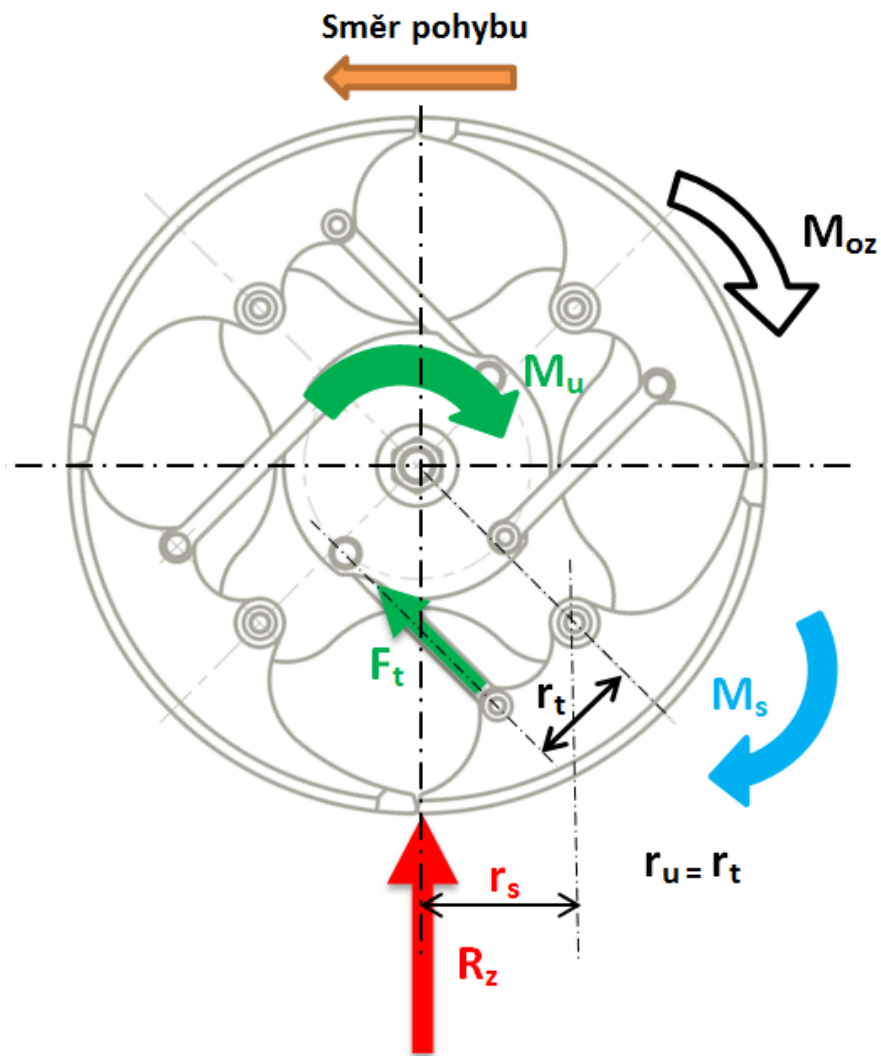
$$M_{kz} = 14,227 \text{ Nm}$$



Výsledkem je, že pohony musí být schopny při dané konfiguraci a požadovaném zrychlení vyvinout krouticí moment o hodnotě přes 14 Nm.

Výpočet pokračuje určením momentu na součást unášeče. Tento moment bude potřebný pro udržení polohy natočených segmentů přes soustavu táhel. Obrázek 3.4 ukazuje schéma působení sil a momentů na mechanismus kola. Vstupující síla je stejná jako v předchozím případě, ale tentokrát už bude síla mít snahu otočit segmentem kola, na který působí na rameni  $r_s$ . Opět vyjdeme z momentové podmínky, tentokrát ale ke středu otáčení segmentu.

Na obrázku 3.4 je znázorněno schéma působení sil a momentů na unášeč, táhlo a segment. Kolo je počítáno pro nejnepříznivější polohu, kdy síla  $R_z$  působí na maximálním rameni. Na segment, jakožto na část válcové plochy, také působí moment odporu proti valení  $M_{oz}$ . Moment působící na segment pro situaci 1 bude vypočítán podle následujících vztahů.



Obr. 3.4 – Schéma silového působení na naklonění rovině

Moment  $M_s$  působící v segmentu kola je vypočten z rovnice

$$M_s = R_z \cdot r_s + M_{oz} \quad (3.10)$$

$$M_s = 477,294 \cdot 0,117 + 9,546$$

$$M_s = 65,762 \text{ Nm}$$

Následně je vypočtena síla v ose zatěžovaného táhla. Pro její určení bylo nutné zjistit nejkratší vzdálenost nositelky síly  $F_t$  od středu otáčení segmentu (označeno  $r_t$ ). Výslednou sílu bude nutno zohlednit při volbě materiálu a dimenzování táhel, potažmo i jejich uložení.

$$F_T = \frac{M_s}{r_t} \quad (3. 11)$$

$$F_T = \frac{65,762}{0,07}$$

$$F_T = 939,451 \text{ N}$$

A konečně moment působící na unášec je vypočten ze síly  $F_t$  a vzdálenosti  $r_u$  takto

$$M_u = F_T \cdot r_u \quad (3. 12)$$

$$M_u = 939,451 \cdot 0,07$$

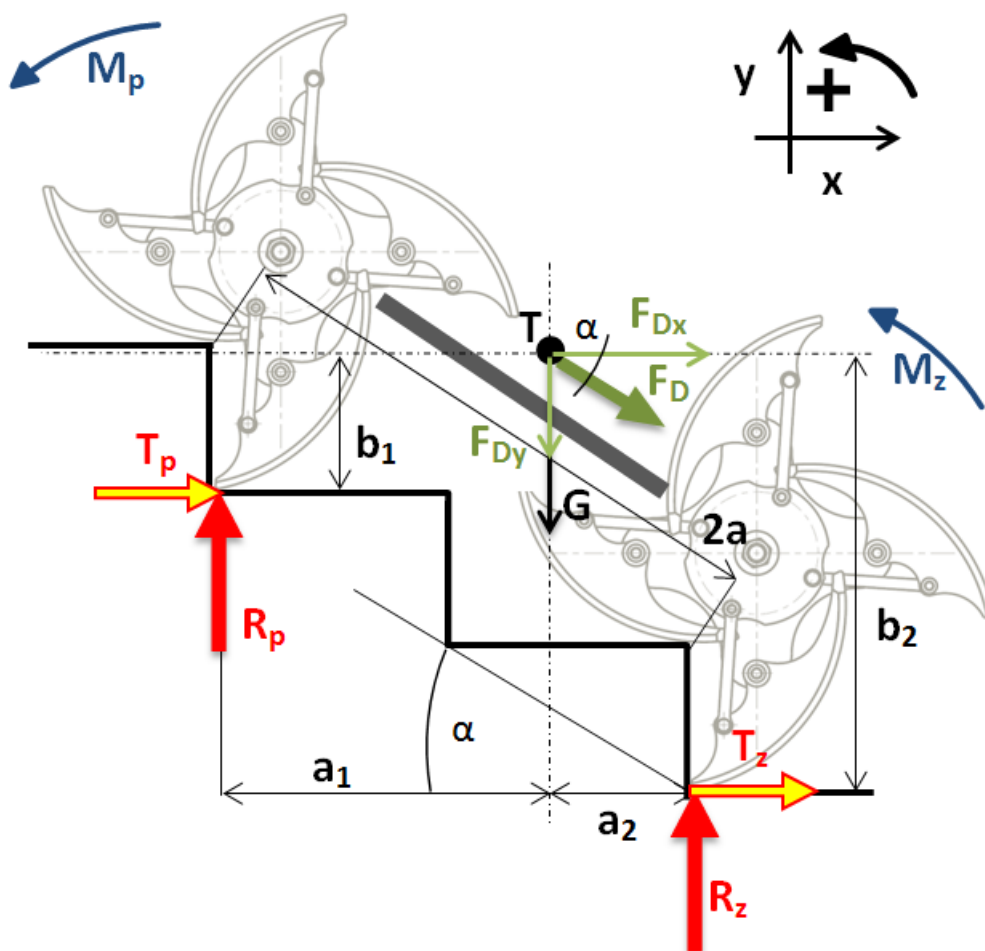
$$M_u = 65,762 \text{ Nm}$$

Pro případ, kdy je kolo složeno pro jízdu po rovině, je vzdálenost  $r_t$  rovna  $r_u$ , a tak stejný moment jaký působí na segment, bude působit i na unášec. Z výsledku jinak vyplývá že, maximální krouticí moment působící na unášec resp. vloženou hřídel kola bude více, než 65 Nm. Není nezbytné zde počítat silový rozbor pro další segment, protože jednotlivé segmenty jsou ve složeném stavu namáhány stejně. Moment na segment působí vždy od maximálního ramene  $r_s$  až po místo pod osou otáčení kde je moment nulový, a pak stejným způsobem na druhou stranu segmentu. Zatížení v táhlech a unášeči bude mít střídavý charakter s přechodem přes nulu 8 krát za otáčku.

## 3.2 Situace 2 – podvozek na schodech před dosednutím na další stupeň

Na obr. 3.5 je schéma silového působení na povozek resp. kola podvozku, na schodech s úhlem stoupání  $30^\circ$ , což odpovídá sklonu schodů při daných rozměrech stupnice a podstupnice, v okamžiku těsně před dosednutím segmentu na další stupeň, v maximálním možném natočení segmentu ( $55,6^\circ$ ). Pro tuto situaci jsou vstupní parametry uvedeny v tab. 3.2.

Důležitým parametrem silové rozboru podvozku je poloha těžiště (označeno T). Poloha vychází z šířky a délky podvozku, a především z rozložení hmot. Zaveden je kartézský souřadný systém a z předběžného modelu byly odměřeny průměty těžiště a kontaktních bodů do os kartézského souřadného systému, vertikály resp. horizontály. Vzdálenosti bodů kontaktů s podkladem a těžiště byly opět odečteny z výpočtového 3D modelu.



Obr. 3.5 – Schéma silového působení při situaci 2

$m_p = 170 \text{ kg}$	váha podvozku
$G = 833,565 \text{ N}$	tíha zahrnující polovinu váhy podvozku při $m_p = 170 \text{ kg}$
$\alpha = 30^\circ$	úhel sklonu schodiště
$a_1 = 378 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště a kontaktního bodu předního kola ve směru osy x
$a_2 = 202 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště a kontaktního bodu zadního kola ve směru osy x
$b_1 = 124 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště a kontaktního bodu předního kola ve směru osy y
$b_2 = 464 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště a kontaktního bodu zadního kola ve směru osy y

Tab. 3.2 – vstupní parametry pro výpočet při situaci 2

Zde je vhodné zabývat se maximálním zrychlením, jaké lze vyvinout na podvozek, aby vzhledem k jeho naklonění nedošlo ke ztrátě kontaktu mezi podložkou a přední nápravou. Kritické zrychlení se vypočte z momentové podmínky k zadnímu kolu (k bodu styku zadního kola s podložkou). Zde se jedná především o kontrolní výpočet pro velikost zrychlení. Rovnováha momentů k místu kontaktu zadního kola je určena vztahem 3.13, vztah vychází ze schématu na obr. 3.5.

$$G \cdot a_2 + F_D \cdot \sin(\alpha) \cdot a_2 - F_D \cdot \cos(\alpha) \cdot b_2 - R_p \cdot (a_1 + a_2) = 0 \quad (3.13)$$

V případě kdy hledáme zrychlení, které způsobí nadzvednutí přední nápravy, je složka  $R_p$  rovna nule. Vztah má po úpravě podobu

$$G \cdot a_2 + F_D \cdot \sin(\alpha) \cdot a_2 - F_D \cdot \cos(\alpha) \cdot b_2 = 0 \quad (3.14)$$

Kritická síla působící v těžišti se pak vyjádří jako

$$F_{D\ krit} = \frac{-G \cdot a_2}{\sin(\alpha) \cdot a_2 - \cos(\alpha) \cdot b_2} \quad (3. 15)$$

$$F_{D\ krit} = \frac{-833,565 \cdot 0,202}{\sin 30^\circ \cdot 0,202 - \cos 30^\circ \cdot 0,464}$$

$$F_{D\ krit} = 559,708\ N$$

Z Newtonovy pohybové rovnice se kritické zrychlení vypočte

$$a_{krit} = \frac{2F_{D\ krit}}{m_r} \quad (3. 16)$$

$$a_{krit} = \frac{2 \cdot 559,708}{170}$$

$$a_{krit} = 6,585\ m \cdot s^{-2}$$

Vztah 3.16 udává hodnotu zrychlení, při kterém dojde k nežádoucímu nadzvednutí přední nápravy. Výsledné kritické zrychlení je pro model podvozku poměrně vysoké, pro účely robotu a také kvůli snížení dynamických účinků při roztáčení kola, bude dostačující řádově nižší zrychlení a sice  $a_r = 0,3\ m \cdot s^{-2}$ . Ze součinu zvoleného zrychlení a opět poloviny hmotnosti robotu, bude vypočtena síla  $F_D$ . Je to dynamická síla (jinak též D'Alembertova) působící v těžišti a mající opačný směr než zrychlení  $a_r$ , viz schéma na obr. 3.5.

$$F_D = \frac{m_r}{2} \cdot a_r \quad (3.17)$$

$$F_D = \frac{170}{2} \cdot 0,3$$

$$F_D = 25,5 \text{ N}$$

Dále jsou vypočteny reakce  $R_p$  a  $R_z$  z momentové podmínky k bodu kontaktu s podložkou předního a zadního kola (viz obr. 3.5).

$$G \cdot a_2 + F_D \cdot \sin(\alpha) \cdot a_2 - F_D \cdot \cos(\alpha) \cdot b_2 - R_p \cdot (a_1 + a_2) = 0 \quad (3.18)$$

$$-G \cdot a_1 - F_D \cdot \cos(\alpha) \cdot a_1 - F_D \cdot \sin(\alpha) \cdot b_1 + R_z \cdot (a_1 + a_2) = 0 \quad (3.19)$$

Z těchto rovnic lze určit normálové reakce působící v místě kontaktů kol s podložkou.

$$R_p = \frac{G \cdot a_2 + F_D \cdot \sin(\alpha) \cdot a_2 - F_D \cdot \cos(\alpha) \cdot b_2}{a_1 + a_2} \quad (3.20)$$

$$R_z = \frac{G \cdot a_1 - F_D \cdot \cos(\alpha) \cdot a_1 + F_D \cdot \sin(\alpha) \cdot b_1}{a_1 + a_2} \quad (3.21)$$

$$R_p = \frac{833,565 \cdot 0,378 + 25,5 \cdot (\sin 30^\circ) \cdot 0,202 - 25,5 \cdot (\cos 30^\circ) \cdot 0,464}{0,378 + 0,202}$$

$$R_z = \frac{833,565 \cdot 0,202 + 25,5 \cdot (\cos 30^\circ) \cdot 0,378 + 25,5 \cdot (\sin 30^\circ) \cdot 0,124}{0,378 + 0,202}$$

$$R_p = 287,802 \text{ N}$$

$$R_z = 560,373 \text{ N}$$

Třecí síly jsou vypočteny stejným způsobem jako v předchozím případě ze vztahu 3.22 a 3.23.

$$M_{op} = \xi \cdot R_p \quad (3. 22)$$

$$M_{oz} = \xi \cdot R_z \quad (3. 23)$$

$$M_{op} = 0,02 \cdot 287,802$$

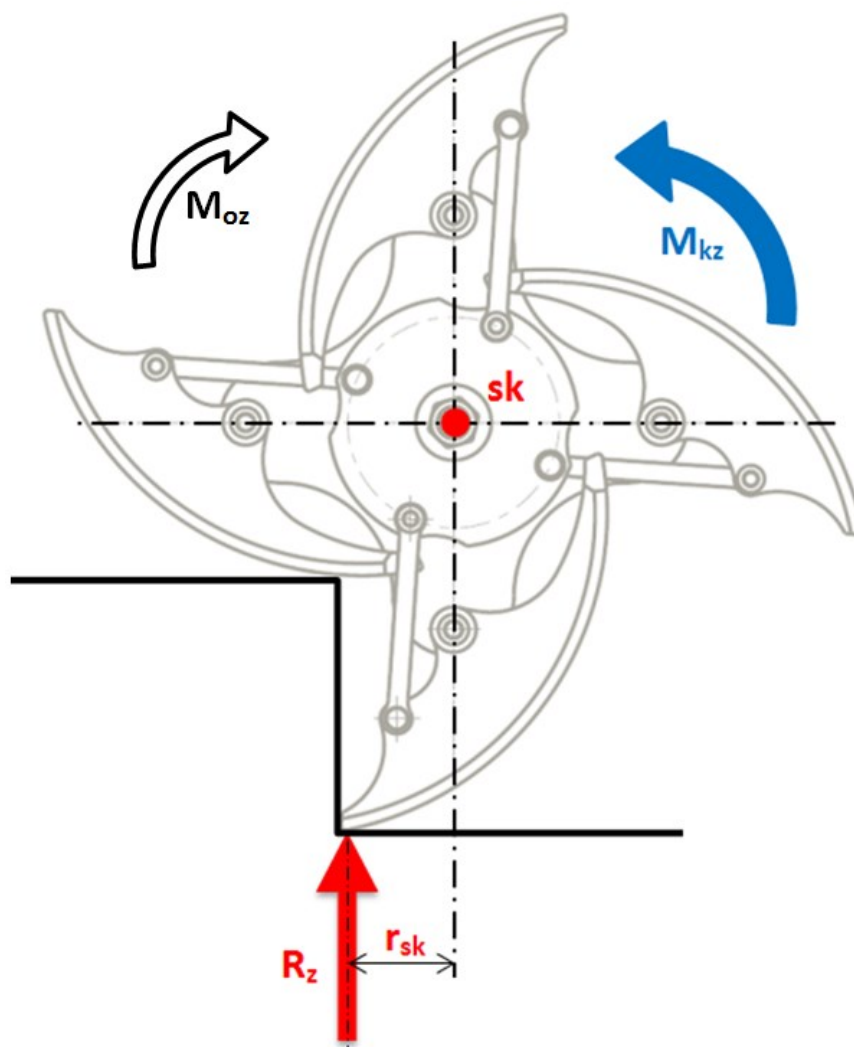
$$M_{oz} = 0,02 \cdot 560,373$$

$$M_{op} = 5,756 \text{ Nm}$$

$$M_{oz} = 11,207 \text{ Nm}$$

Následuje výpočet krouticích momentů na předním resp. zadním kole. Tyto momenty budou určeny na základě schématu na obr. 3.6. Opět byla stanovena momentová podmínka, v tomto případě k ose otáčení kola.





Obr. 3.6 – Schéma silového pôsobení pri situácii 2 – určenie krutického momentu na kolo

Tvar nesloženého kola spôsobuje, že bod kontaktu s podložkou je mimo úroveň osy otáčenia kola. Tato excentricita generuje krutický moment v kole, na jinak rovné podložce. Požadovaný moment se stanoví z momentu od reakce zahrnující jak tíhu podvozku, tak dynamickou sílu od zrychlení pôsobící na rameni  $r_{sk}$ . Do výpočtu je zahrnut také moment odporu proti valení, který pôsobí proti směru otáčenia kola. Moment pro zadní kolo pak bude

$$M_{kz} = R_z \cdot r_{sk} + M_{oz} \quad (3.24)$$

$$M_{kz} = 560,373 \cdot 0,07 + 11,207$$

$$M_{kz} = 50,927 \text{ Nm}$$

Podobně pak pro přední kolo

$$M_{kp} = R_p \cdot r_{sk} + M_{op} \quad (3. 25)$$

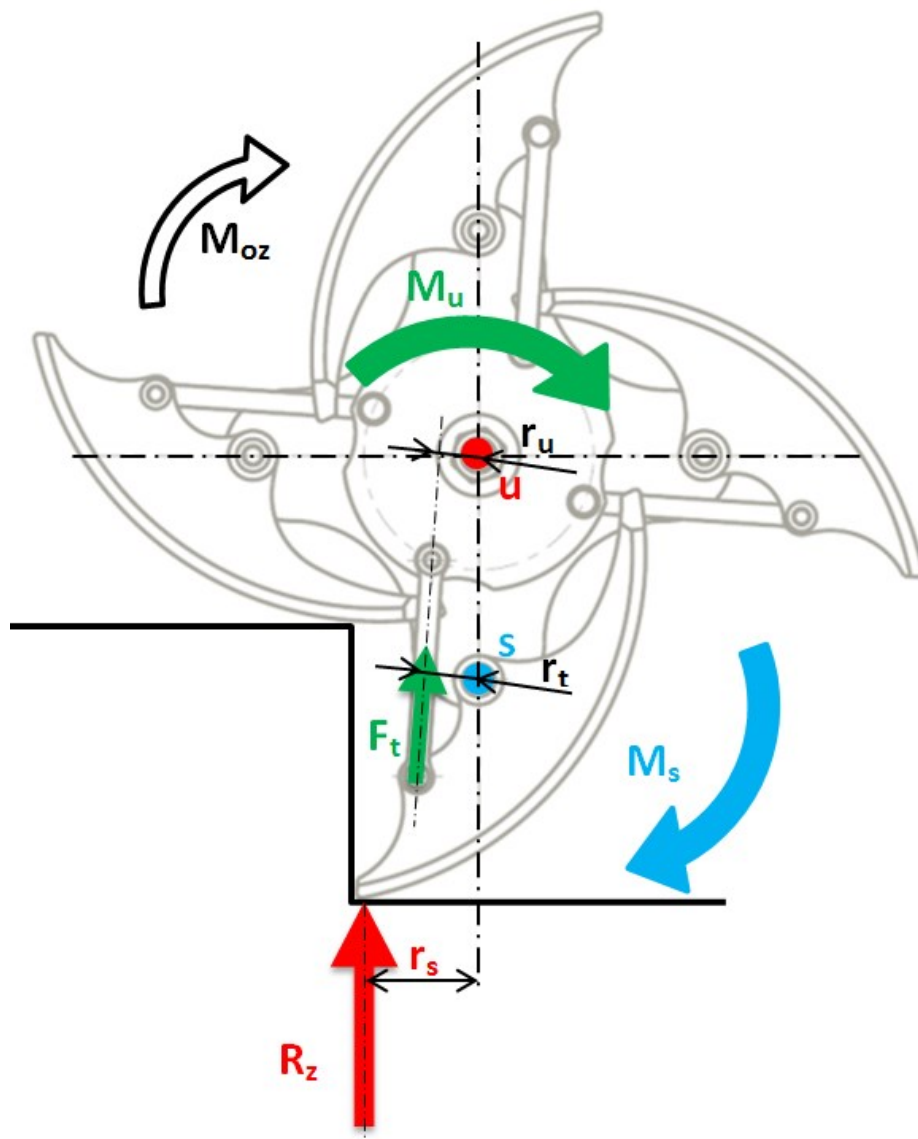
$$M_{kp} = 287,802 \cdot 0,07 + 5,756$$

$$M_{kp} = 26,155 \text{ Nm}$$

Výsledkem rovnice 3.24 je stanoven maximální krouticí moment působící na kolo, resp. dutou hřídel soustavy, pro situaci 2 při zadaných parametrech návrhu.

Všechny následující výpočty už budou počítat pouze se vstupní silou  $R_z$ , pro zadní kolo. Je zřejmé, že tato hodnota bude vždy vyšší a při podmínce obousměrného provozu je nutné všechna kola dimenzovat na nejvyšší hodnoty zatížení.

Výpočet pokračuje určením momentu na součást unášeče. Obdobným způsobem jako v případě situace jízdy po rovině. Na obr. 3.7 je schéma působení sil a momentů na mechanismus kola.



Obr. 3.7 – Schéma silového působení při situaci 2 – určení krouticího momentu na unášеч

Moment působící na segment kola bude mít stejnou hodnotu jako moment  $M_{kz}$ , protože je reakční síla působící na segment stejná i moment odporu proti valení je stejný. Kolo je v takové poloze že rameno síly  $R_z$  je v tomto případě stejné jako v předchozím případě rameno  $r_{sk}$ , i když je moment počítán ke středu otáčení segmentu (označeno s).  $M_s$  je určen jako

$$M_s = R_z \cdot r_s + M_{oz} \quad (3.26)$$

$$M_s = 560,373 \cdot 0,07 + 11,207$$

$$M_s = 50,927 \text{ Nm}$$

Dále je vypočtena síla v ose zatěžovaného táhla z rovnice 3.11

$$F_t = \frac{50,927}{0,033}$$

$$F_t = 1527 \text{ N}$$

Výsledný moment na unášeč  $M_u$  je z rovnice 3.12

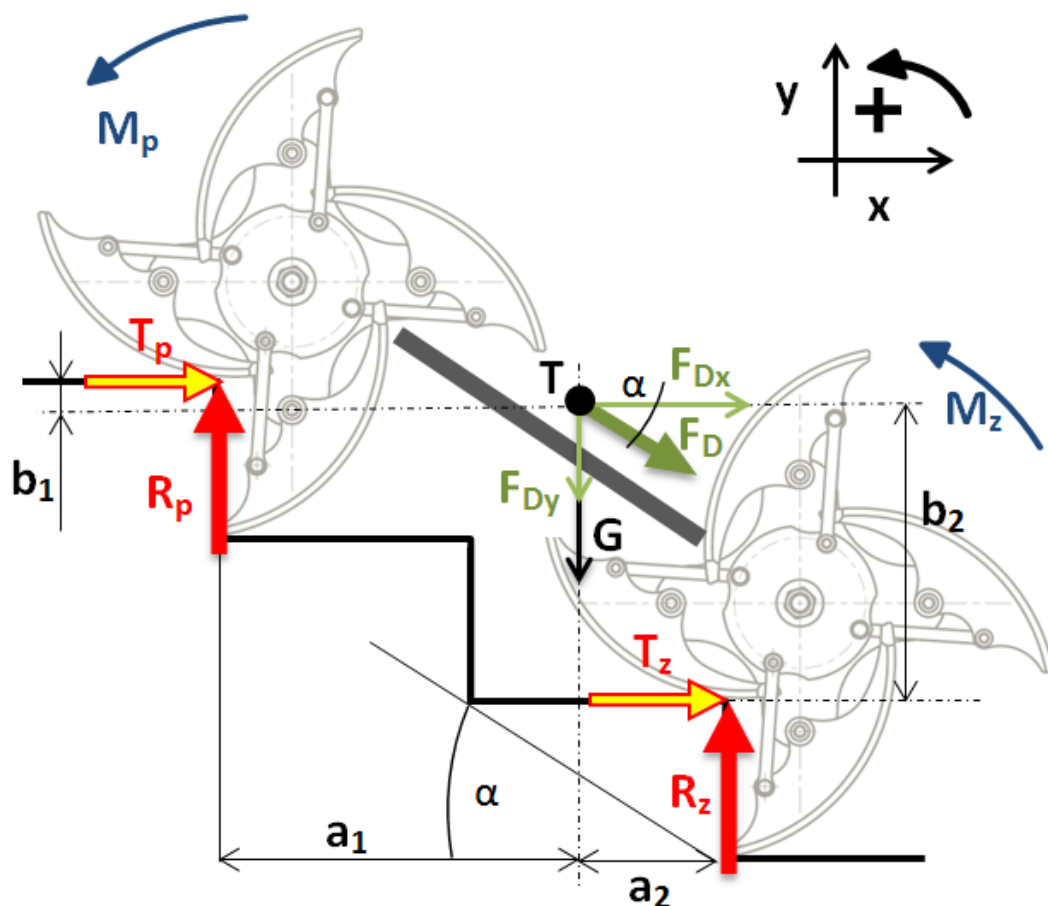
$$M_u = 1527 \cdot 0,024$$

$$M_u = 36,649 \text{ Nm}$$

Z výsledku vyplývá, že při situaci 2, bude maximální krouticí moment působící na unášeč resp. vloženou hřídel kola více než 36 Nm. Toto zatížení bude mít opět střídavý charakter. Protože v okamžiku kdy se kolo „přehoupne“ na další schod reakce  $R_z$  změní svou polohu (i velikost) a všechny reakce ( $M_s$ ,  $F_T$  a  $M_u$ ) změní svou orientaci. Střídavý průběh bude závislý především na natočení segmentů a rychlosti otáčení kola. O kolik se reakce  $R_z$  změní a jak to ovlivní moment na unášeč, bude řešeno v následujících podkapitolách.

### 3.3 Situace 3 – podvozek na schodech po dosednutí na další stupeň

Zde je vyšetřeno silové působení v poloze těsně po dosednutí segmentu na další schodišťový stupeň – obr. 3.8. Je určen krouticí moment na kolo i na unášеч. Vstupní zatížení zůstává stejné. Reakční síly se změny v závislosti na změně vzdálenosti kontaktních bodů od těžiště – tab. 3.3. Výpočet je proveden zcela analogicky, stejně jako v předchozí situaci. Uvedeny jsou pouze dílčí výsledky.



Obr. 3.8 – Schéma silového působení při situaci 2

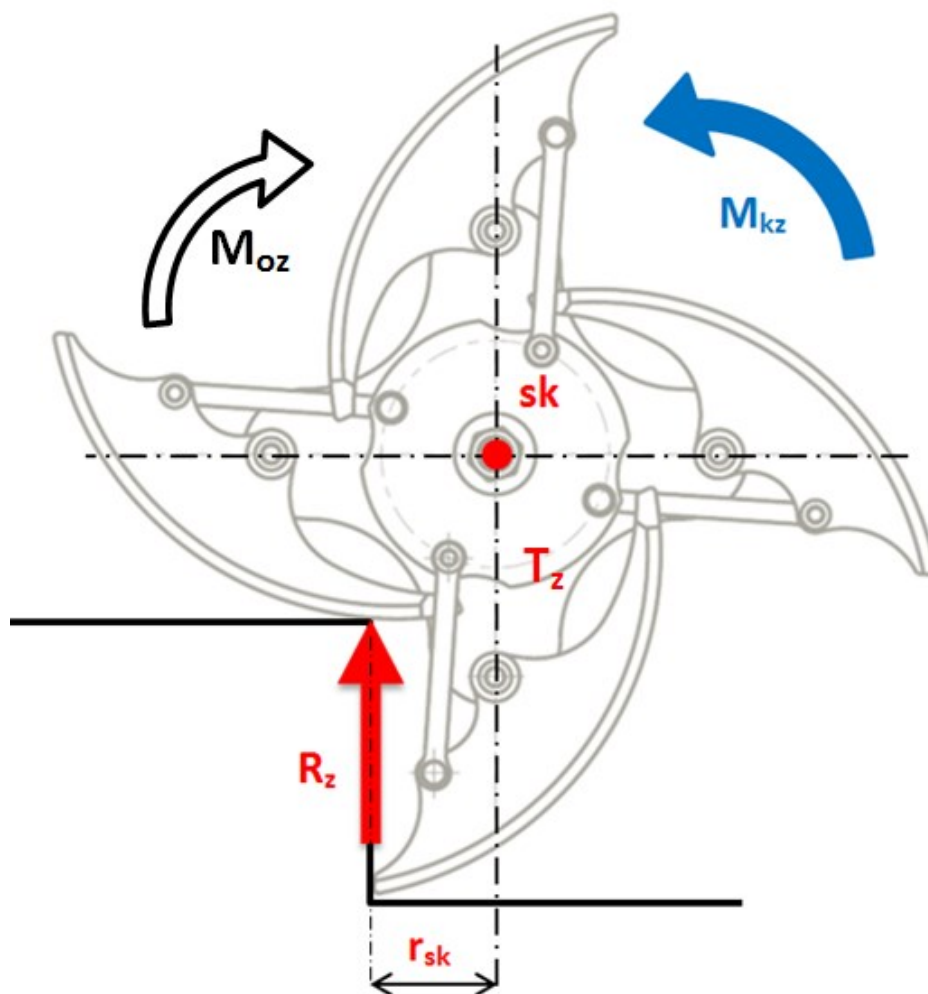
$m_p = 170 \text{ kg}$	váha podvozku
$\alpha = 30^\circ$	úhel sklonu schodiště
$a_1 = 378 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště a kontaktního bodu předního kola ve směru osy x
$a_2 = 202 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště a kontaktního bodu zadního kola ve směru osy x
$b_1 = 46 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště a kontaktního bodu předního kola ve směru osy y
$b_2 = 294 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště a kontaktního bodu zadního kola ve směru osy y
$a_r = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení podvozku
$F_D = 25,5 \text{ N}$	dynamická síla od zrychlení

Tab. 3.3 – vstupní parametry pro výpočet při situaci 3

Reakce k bodům kontaktů kol s podkladem z rovnic 3.20 a 3.21 jsou vyčísleny takto

$$R_p = 291,539 \text{ N}$$

$$R_z = 558,658 \text{ N}$$

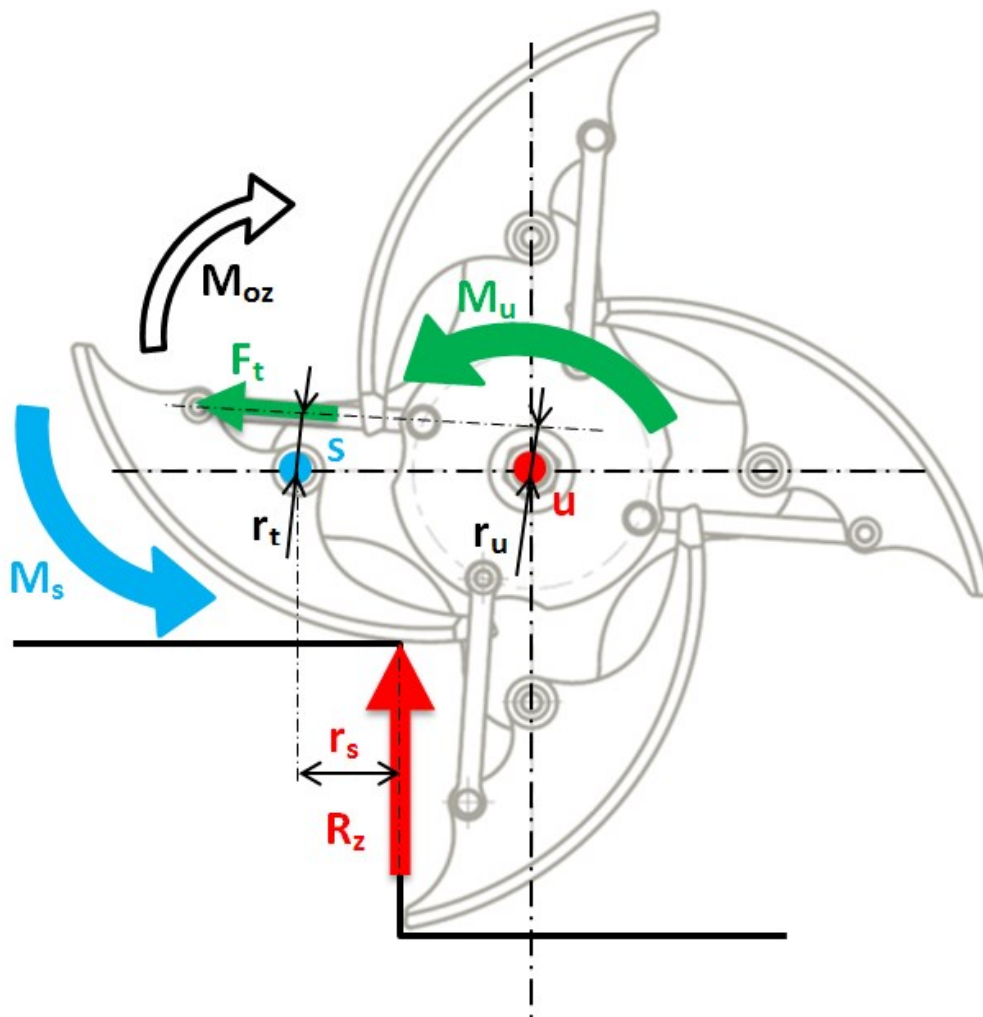


Obr. 3.9 – Schéma silového působení při situaci 3 – určení krouticího momentu na kolo

Na obr. 3.9 je zobrazeno silové schéma při situaci 3. Moment pro kolo je vypočten podle vztahu 3.24. Moment se změní pouze nepatrně v důsledku malé změny reakce  $R_z$  a malého posunutí ramene této síly.

$$M_{kz} = 50,587 \text{ Nm}$$

Obr. 3.10 ukazuje rozložení sil při výpočtu krouticího momentu na unášеч. Síla  $R_z$  bude zde způsobovat tahové zatížení v táhle a zároveň bude opačně orientovaný moment v unášечi než v předchozím případě.



Obr. 3.10 – Schéma silového působení při situaci 3 – určení krouticího momentu na unášеч

Moment v zatěžovaném segmentu se vypočítá podle vztahu 3.27. Moment od odporu valení je pro tuto situaci opačně orientován, vzhledem ke středu otáčení  $s$ , než moment od reakce  $R_z$ , proto je jeho výpočet

$$M_s = M_{oz} - R_z \cdot r_s \quad (3.27)$$

$$M_s = 11,133 - 558,658 \cdot 0,066$$

$$M_s = -25,698 \text{ Nm}$$



Síla v ose táhla je podle rovnice 3.11

$$F_t = -770,563 \text{ N}$$

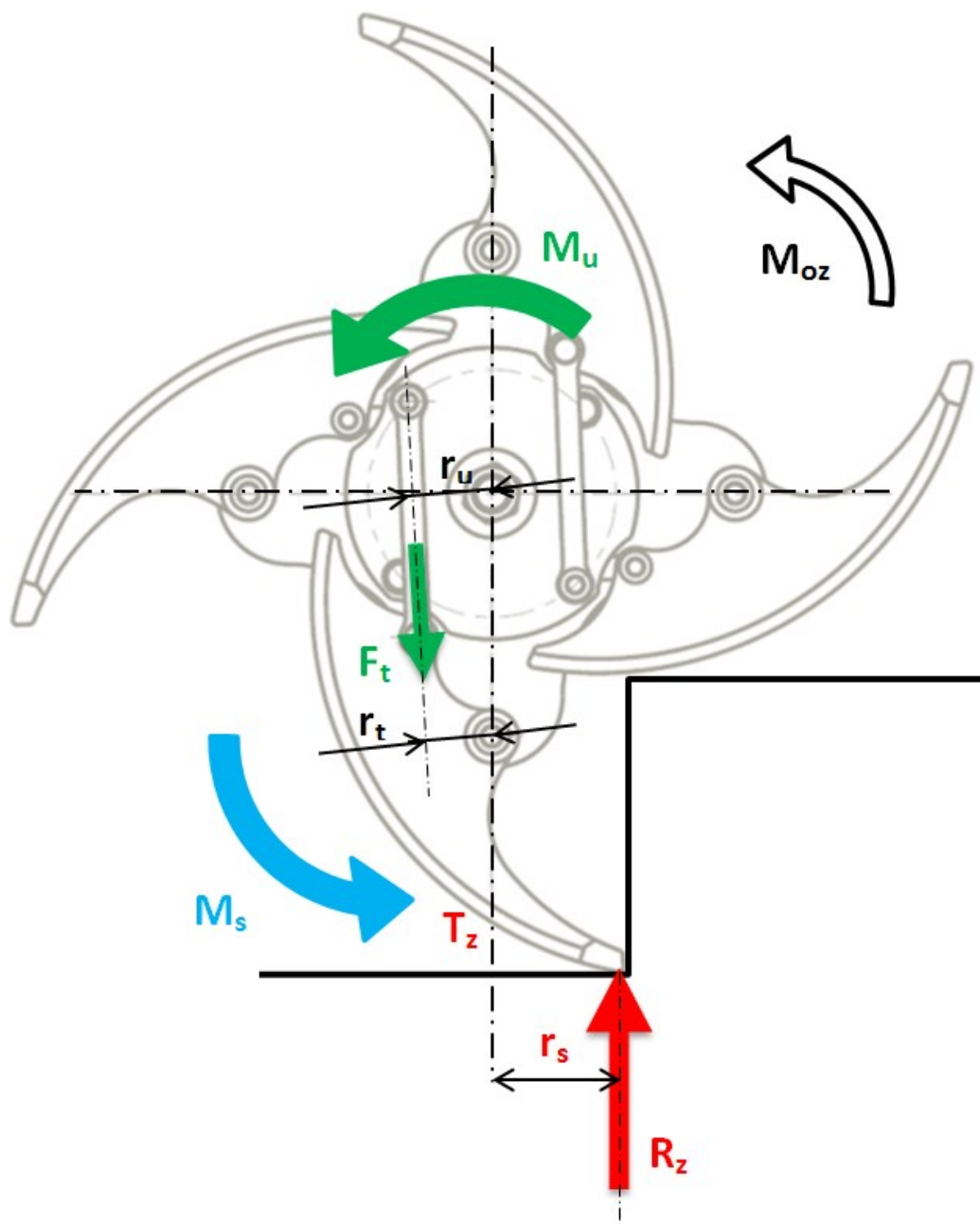
Následně moment na unášec z rovnice 3.12

$$M_u = -18,494 \text{ Nm}$$

Z výsledků je možno udělat si představu o tom, jak velký rozdíl nastane při přechodu kola na další stupeň schodu. Tento přechod se bude opakovat 8 krát za otáčku.

Další poloha, které je zkoumána, je v případě jízdy podvozku opačným směrem. Tedy směrem kdy se podvozek pohybuje zleva doprava (směr 2) a segmenty jsou natočeny v opačném směru (Situace 4 a 5). Výsledné momenty na kola ( $M_{kz}$ ,  $M_{kp}$ ) zůstanou stejné, protože hodnota natočení segmentu je stejná. Změní se ale moment působící na unášec, a to v důsledku nesymetricky uloženého táhla, na segmentu se totiž unášec musí pootočit o různý úhel natočení, při natočení segmentů na druhý směr jízdy, jak bylo popsáno výše (kap. 1.4).

### 3.4 Situace 4 – podvozek na schodech před dosednutím na další stupeň – směr 2



Obr. 3.11 – Schéma silového působení při situaci 4 – určení krouticího momentu na unášеч

Obr. 3.11 ukazuje schéma rozložení sil v mechanismu při natočení segmentů v situaci 4. Postup výpočtu bude analogický jako v předešlých případech. Reakce a momenty na kolo

budou pro opačný směr jízdy stejné jako pro směr pohybu v situaci 2 a 3, proto zde už nejsou počítány. Moment působící na segment podle vztahu 3.26 je

$$M_s = 50,927 \text{ Nm}$$

Síla v ose táhla podle rovnice 3.11

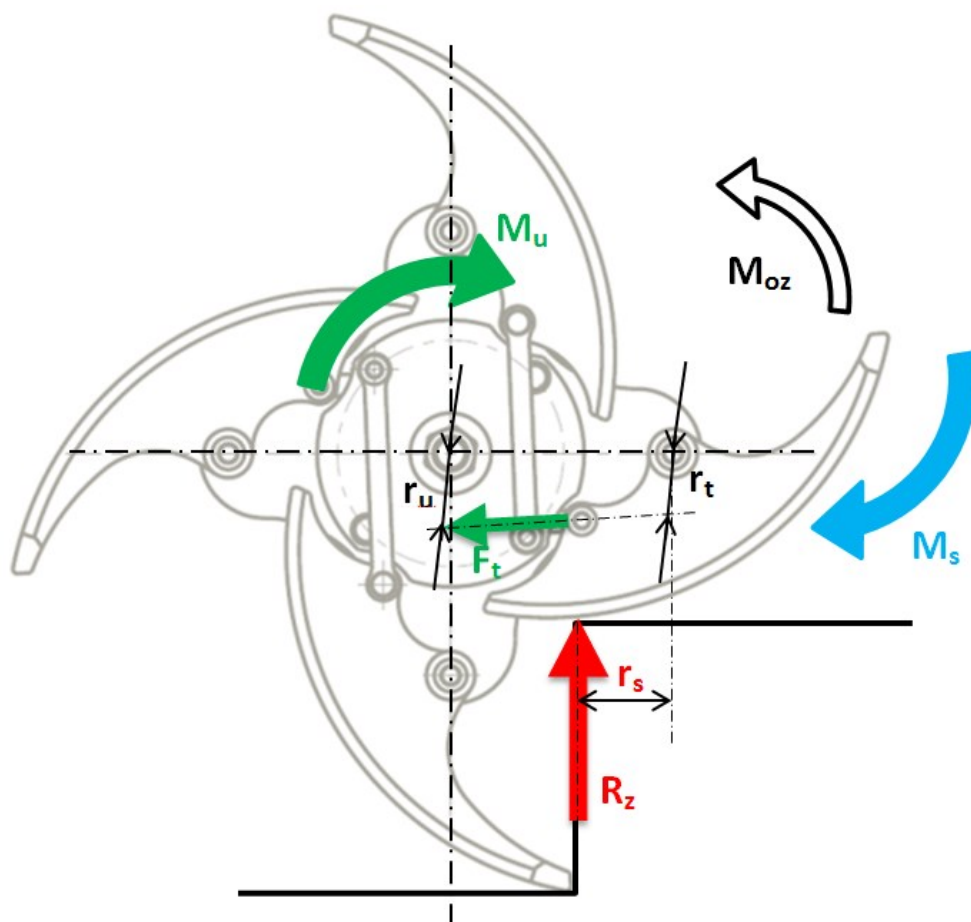
$$F_t = 1296 \text{ N}$$

Moment na unášeč podle 3.12 pak

$$M_u = 58,198 \text{ Nm}$$

Výsledky vlastně ukazují, jak moc se změní síly v mechanismu při jiném natočení unášeče. Rozdíl momentu na unášeč mezi situací 2 a 4 je více než 22 Nm. To napovídá o tom, jak hodně je mechanismus citlivý na jakékoli změny poloh jednotlivých členů.

### 3.5 Situace 5 – podvozek na schodech po dosednutí na další stupeň – směr 2



Obr. 3.12 – Schéma silového působení při situaci 5 – určení krouticího momentu na unášeč

A konečně situace 5 – obr. 3.12, kdy je kolo v poloze těsně po dosednutí na další stupeň. Opět bude sledována změna sil při odlišném natočení unášeče.

Moment na segment podle rovnice 3.27 je

$$M_s = -25,609 \text{ Nm}$$

Síla v ose táhla podle rovnice 3.11

$$F_t = -651,958 \text{ N}$$

Moment na unášeč podle 3.12 pak

$$M_u = -29,273 \text{ Nm}$$

Opět lze pozorovat značné změny ve výsledném momentu na unášeč, při změně natočení segmentů. Detailnější zhodnocení výsledků je uvedeno v závěru celé kapitoly.

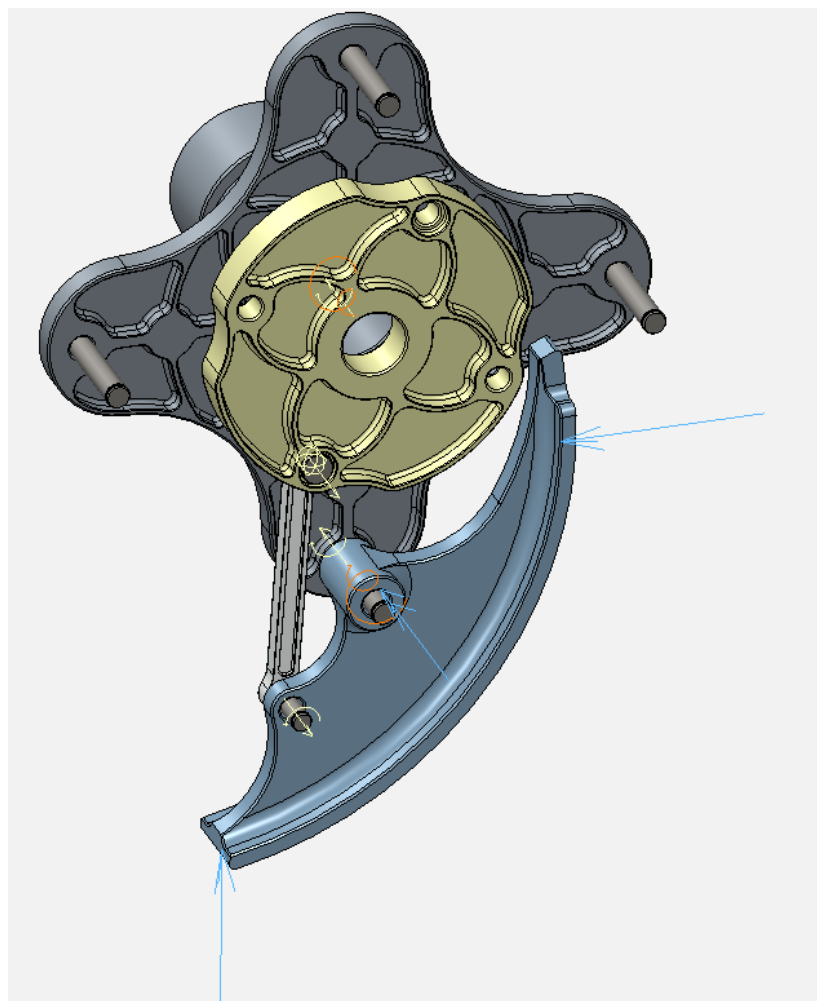
### 3.6 Ověření výpočtu pomocí simulace

Pro ověření správnosti výpočtu pro zadané parametry proběhla statická simulace výpočtu. Výpočet proběhl v simulačním prostředí programu Creo. Níže je popsáno nastavení vstupních parametrů pro případ výpočtu na unášeč (včetně dílčích výsledků) pro situaci 2, kdy je kolo na schodech před dosednutím na další stupeň. Zcela analogicky probíhal výpočet i pro jiné případy poloh kola, tyto zde ale z důvodu rozsahu nejsou uvedeny.

Na obr. 3.13 je zjednodušený 3D model kola s nadefinovanými vazbami v pohybových osách a také vstupní parametry pro výpočet. Jako pevná (nepohyblivá) část sestavy byla vložena sestava duté hřídele s rámem a čepy pro segmenty. Mezi dílem unášeče a rámem kola byla definována vazba „pin“ která umožňuje pouze vzájemnou rotaci částí. Stejná vazba je použita i mezi dílem segmentu, otočně uloženého na čepu a také ve spojení čepu táhla a segmentu. Mezi druhým čepem táhla a příslušnou dírou v unášeči je nadefinována vazba typu „bearing“, která odebírá 2 stupně volnosti. Vazby jsou nastaveny tak, aby v sestavě byly odstraněny redundance. Odstranění redundancí je jednou z podmínek zajišťující správný průběh výpočtu.

Jako další následovalo vložení sil a momentů do sestavy kola, které se shodují s velikostí a orientací se schématem na obr. 3.7. Síla od reakce zadního kola byla vložena na bod vytvořený na konci funkční plochy segmentu a orientována rovnoběžně s rovinou

protínající střed otáčení kola a osu čepu segmentu. Přidán byl také moment odporu dle vztahu 3.26.

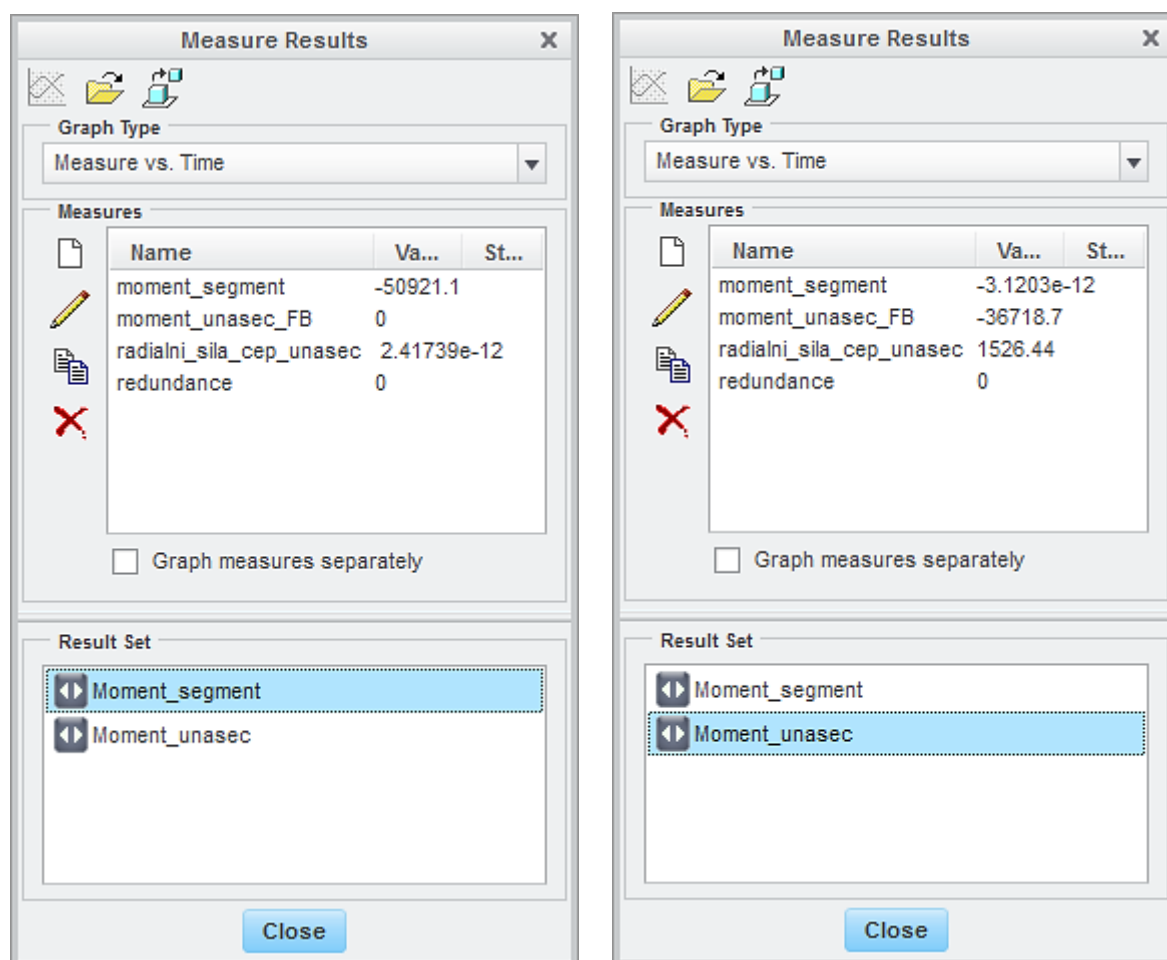


Obr. 3.13 – Definice výpočtového modelu v programu Creo

Jako metoda výpočtu v programu Creo byla zvolena analýza typu „Force Balance“. Tato metoda vypočítá na základě vstupního zatížení momenty a síly potřebné pro uvedení soustavy do silové rovnováhy. Podmínkou pro výpočet je uvedení pohybového mechanismu do stavu, kdy nemá žádný stupeň volnosti. Pro výpočet momentu v segmentu – obr. 3.14 a, je tedy zablokována rotace kolem čepu. Pro určení dalších výsledků – obr. 3.14 b, je zablokována rotace unášeče.

Byl stanoven moment na segment  $M_s$ , síla v ose táhla  $F_t$  a moment v unášeči  $M_u$ . Výsledky simulací se shodovaly s vypočtenými hodnotami v programu Mathcad

s dostatečnou přesností. Výsledky na obr. 3.14 a; b, jsou uvedeny v jednotkách, Newton [N] pro síly a Newton milimetr [Nmm] pro momenty.



Obr. 3.14 a, b – Výsledky analýz „Force Balance“ pro výpočet sil a momentů

### 3.7 Závěr silového rozboru

V rámci silového rozboru mechanismu kola byl proveden výpočet reakcí podvozku v místech kontaktů s podložkou, určeny pasivní odpory kol, momenty pro otáčení kola, resp. dutou hřídel sestavy, moment na zatěžovaný segment, síla v táhle a moment v unášeči, resp. vloženou hřídel sestavy. Tyto výsledky byly spočítány pro jízdu po nakloněné rovině a také postupně pro všechny krajní, potenciálně nejnepříznivější polohy kola při jízdě po schodech. Ke všem situacím byly vypracovány podrobná schémata s rozložením sil,

momentů a délkovými parametry. Výsledky platí pouze pro dané vstupní parametry podvozku, kola i schodů (rampy). Výpočet je zjednodušen o předpoklad ideálního přechodu mezi hranami segmentů, které jsou ve skutečnosti zaobleny. Bylo také uvažováno s ideálním využitím celé délky nášlapné hrany schodu. Samotný výpočet probíhal ve výpočetním prostředí Mathcad a délkové parametry pro výpočty byly odměřeny z předběžného 3D modelu podvozku v prostředí softwaru Creo. Soubory výpočtu jsou součástí příloh práce na CD. Výsledky byly simulačně ověřeny ve výpočetním prostředí Creo, při stejném vstupním zatížení se výsledky shodovaly s dostatečnou přesností.

Výsledky výpočtů pro jednotlivé stavy jsou pro lepší orientaci shrnuty v tab. 3.4.

	Nakloněná rovina 10°	Poloha na schodech zatížen spodní segment – směr zleva doprava	Poloha na schodech zatížen přední segment – směr zleva doprava	Poloha na schodech zatížen spodní segment – směr zprava doleva	Poloha na schodech zatížen přední segment – směr zprava doleva
Reakce na zadní kolo $R_z$ [N]	<b>477</b>	<b>560</b>	<b>556</b>	<b>560</b>	<b>556</b>
Celkový moment pro otáčení kola $M_{kz}$ [Nm]	<b>14</b>	<b>50</b>	<b>50</b>	<b>50</b>	<b>50</b>
Moment na segment $M_s$ [Nm]	<b>65</b>	<b>50</b>	<b>-25</b>	<b>50</b>	<b>-25</b>
Síla v táhlu $F_T$ [N]	<b>939</b>	<b>1527</b>	<b>-770</b>	<b>1296</b>	<b>-651</b>
Moment na unášec $M_u$ [Nm]	<b>65</b>	<b>36</b>	<b>-18</b>	<b>58</b>	<b>-29</b>

Tab. 3.4 – Parametry podvozku pro případy mezních situací stavu kola při jízdách režimech

Z tab. 3.4 je vidět jak se mění všechny výsledné veličiny. Reakční síla pro zadní kolo  $R_z$  je závislá na hmotnosti, poloze těžiště a zrychlení. Tyto reakce se při poloze na schodech mění pouze minimálně a při situaci na rampě je menší z důvodu mírnějšího sklonu



podložky. Logicky se nemění ani potřebný krouticí moment na zadní kolo  $M_{kz}$ , s výjimkou jízdy po nakloněné rovině, kde nedochází k horizontálnímu vyosení bodu kontaktu a osy otáčení. Jeho maximální hodnota se pohybuje na úrovni  $M_{kz} = 50 Nm$ . Moment na segment kola se už mění výrazně, a to i svou orientací, v závislosti na poloze bodu kontaktu se schodem a osou otáčení zatěžovaného segmentu. V situaci jízdy po rampě dosahuje rameno síly svého maxima, a tak i proto je zde nevyšší hodnota  $M_s = 65 Nm$ . Styčná plocha segmentu je využita v plném rozsahu, nutno tak vzít v úvahu že při přechodu na následný segment nebo na druhý konec segmentu změní moment svou orientaci. Tento jev nastane 8 krát za otáčku. Síla v ose táhla  $F_T$  se také výrazně mění s jeho polohou a momentem v segmentu. Maximální velikost je  $F_T = 1527 N$ , fakt že namáhání je střídavé tahové a tlakové, je potřeba zohlednit při případném návrhu táhla a čepů. A konečně moment na unášec  $M_u$ , jehož maximální hodnota dosahuje  $M_u = 64 Nm$  při jízdě po rovině, bude brána jako směrodatný parametr pro návrh pohonu mechanismu pro rekonfiguraci kola.

Všechny výsledky jsou z návrhu předběžného modelu a jsou platné pouze pro dané vstupní parametry. Díky naprogramování výpočtu v programu Mathcad, lze tyto parametry snadno změnit a získat okamžité výsledky.

## 4 Požadavky na konstrukci

Na počátku konstrukce byly sestaveny požadavky, vycházející ze skutečností, řešených v předešlých kapitolách textu, které jsou důležité pro funkci. Mimo požadavky obecně platné pro navrhování servisních robotů, se jedná se především o tyto:

- Šířka menší než 800 mm
- Délka max. 1100 mm
- Vzdálenost mezi nápravami 672 mm
- Hmotnost max. 200 kg
- Průměr nerozloženého kola 430 mm
- Rozsah natočení segmentů  $\pm 55,6^\circ$
- Požadovaná rychlost
  - Schody 0,3 m/s
  - Rovina 0,5 m/s
- Zajištění automatické rekonfigurace kol
- Obousměrný provoz (bez nutnosti otočení podvozku)
- Řízení podvozku pomocí smyku
- Parametry schodiště
  - Stupnice 290 mm
  - Podstupnice 170 mm
  - Sklon  $30^\circ$
- Zdroj energie, baterie bez exhalace zdraví škodlivých zplodin
- Typická doba provozu - 3 hodiny
- Dálkové řízení operátorem

## 5 Navrhované varianty řešení

Variantnímu řešení podléhají dva konstrukční uzly, a sice mechanismus pro přenos momentů mezi unášečem a segmenty kola, a následně sestava duté a vložené hřídele a způsob jejich vzájemné aretace a natáčení v celkové koncepci sestavy jednotky kola. Všechny varianty jsou doplněny o popis hlavních částí, princip jejich fungování s doplněním obrázků 3D modelu a jsou vyzdviženy jejich výhody a nevýhody.

Všechny varianty jsou vymodelovány ve 3D a doplněny o podrobný popis. Na závěr bude na základě popsaných výhod a nevýhod zvolena kombinace těchto dvou konstrukčních uzlů. Výsledné řešení bude integrováno na nosný rám podvozku doplněný o baterie a další přídatná zařízení.

### 5.1 Analýza mechanismu pro přenos momentů mezi unášečem a segmenty kola

Při zhodnocení sil působících na táhla v původní navrhované variantě je nutno zvážit, zda neexistuje lepší způsob jak vyřešit přenos energie mezi unášečem resp. vloženou hřídelí a kruhovými segmenty.

Je zřejmé, že původní mechanismus se bude ve výsledku skládat z mnoha dílů. V každém táhle jsou uloženy dva čepy, které jsou osazeny ložisky a dále je potřebné je axiálně zajistit proti posunutí. Každý článek řetězce segment, čep, ložisko, táhlo, čep, ložisko, unášeč je nutné vyrobit ve vysokém stupni přesnosti a není vyloučeno ani použití speciálně pevných materiálů už kvůli střídavému charakteru namáhání. Navíc excentrické uložení táhel způsobuje různé hodnoty natočení unášeče do žádaných poloh na oba směry. Ve „Směru 1“ se musí unášeč pootočit o úhel  $60,3^\circ$ . Pro dosažení stejné konfigurace pro „Směr 2“ se musí unášeč pootočit o úhel  $53,5^\circ$  v opačném směru. Toto může být problém při pozdějším řízení pohonů při natáčení segmentů.

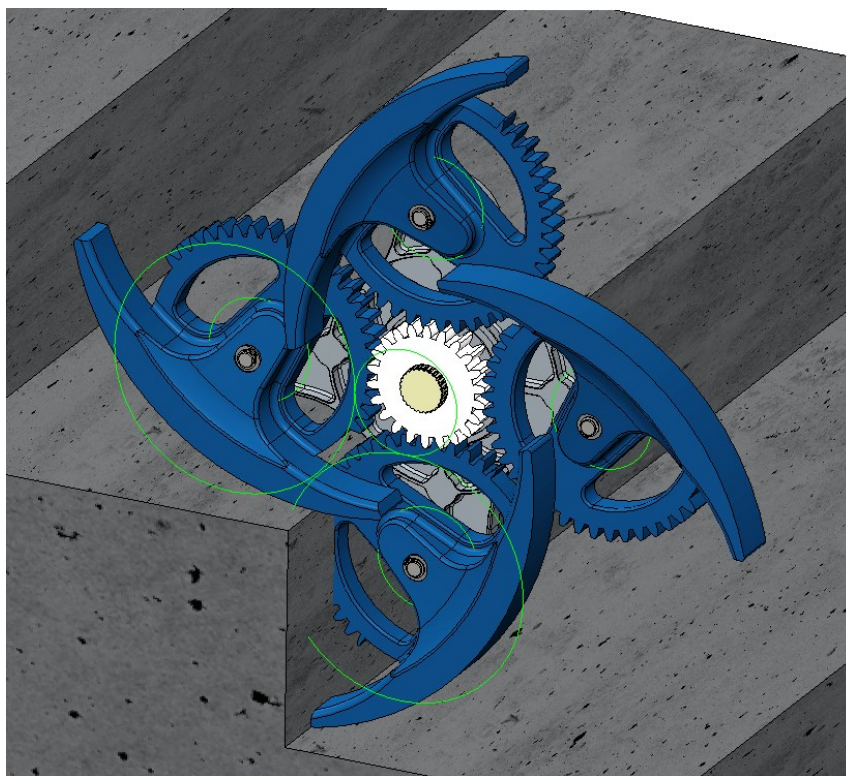
Na druhou stranu je nutno říci, že délky táhel jsou v krajních polohách natočení segmentů navrženy tak, že blokují vzájemné natočení segmentu a unášeče ze strany

segmentu. Zásadním faktem je, že možnosti pro jakákoli technická řešení jsou v každém případě velice omezeny prostorem a dané řešení zde bude možná tím nevhodnějším.

### 5.1.1 Mechanismus s použitím ozubení

Jako první možná alternativa, která byla zkoumána, je vytvoření násobného převodu s čelními ozubenými koly, mezi segmenty a vloženou hřídelí. Unášec je nahrazen centrálním ozubeným kolem a další čtyři kola jsou umístěna v ose otáčení segmentů. Klíčové je určení hodnoty převodového poměru, uspořádání kol a způsob zakomponování do sestavy. Převodový poměr je omezen jednak kolizním prostorem segmentů, tak i schody zasahujícími do prostoru kola při rozložené poloze. Snaha je ale nalézt převodový poměr  $i \geq 1$ , aby hodnota maximálního momentu byla minimálně stejná, jako je tomu u řešení s táhly. Kola je možno položit do úrovně segmentů anebo mimoúrovňově před či za segmenty. Mimoúrovňové uspořádání sice zvětšuje celkovou zástavbovou šířku kola, ale především zvyšuje možný rozsah převodového poměru. Na obrázcích je uvedeno několik variant eventuálních řešení se základními parametry a popisem.

Ukázka varianty, kdy byl návrh zcela zaměřen na maximální průměr kol na segmentech, je na obr. 5.1. Před návrhem ale nebyla provedena kontrola kolizí, a tak tento návrh není použitelný, jak je z obrázku patrné. Varianta vykazovala dobré hodnoty krouticího momentu na centrální kolo a příznivý převodový poměr. Příklad je uveden z důvodu poměrně dlouhé časové dotace věnované k jejímu rozpracování. Tento návrh byl prvotní a později přepracován do dalších variant.



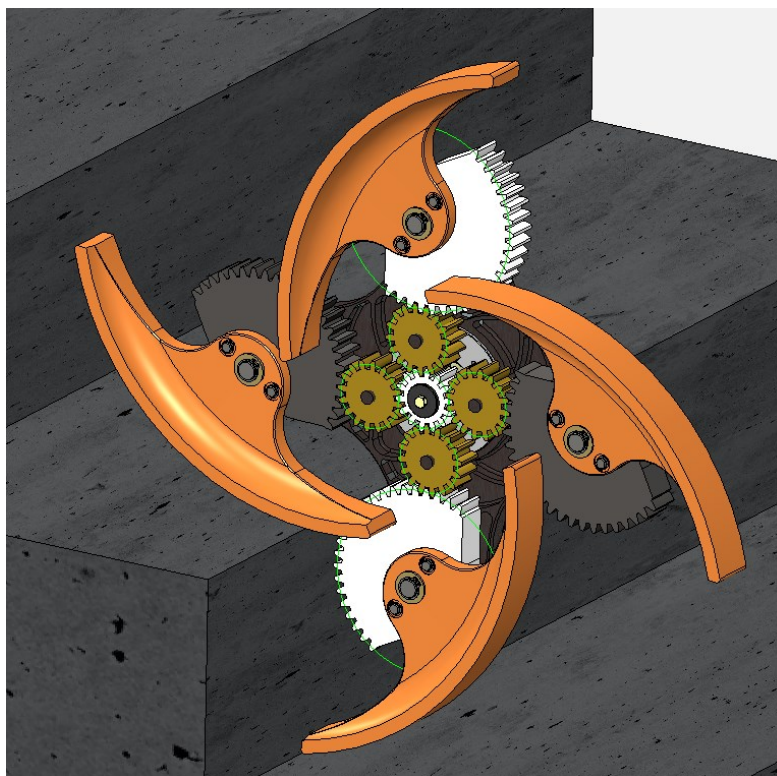
Obr. 5.1 – Sestava kola s ozubeným převodem při poloze na schodech – ukázka nevhodné kombinace parametrů převodu

Další varianta řešení s použitím ozubeného převodu – obr. 5.2, je navržena jako maximálně možný převod s co největším průměrem kol na segmentech, ale přitom respektuje omezení od hrany schodu. Shodou okolností jsou počty zubů kol stejné, převodový poměr tak je  $i = 1$ . Zmíněný počet zubů je  $z_{1,2} = 34$  při modulu  $m = 4 \text{ mm}$ . Soukolí se pohybuje mimo úroveň segmentů. Ozubená kola jsou nasazena na společný čep jako segment, proti pootočení jsou pojištěna dvojicí kolíků a axiálně zajištěna pojistnými kroužky. Středové kolo je na vloženu hřídel uloženo tvarovou vazbou a axiálně zajištěno šroubem s podložkou. Kola jsou vždy určitým způsobem odlehčena odebráním materiálu. Při výrobě tohoto soukolí by se musel použít nástroj s nestandardním modulem, nebo použít korekce pro vyrovnání osové vzdálenosti. Tato vzdálenost je určena středem otáčení kola a segmentu, pro danou konfiguraci je pevně stanovena. Její velikost je pro danou konfiguraci kola  $w = 137,46 \text{ mm}$ .



Obr. 5.2 – Sestava kola s ozubeným převodem při poloze na schodech

A konečně varianta s vloženým kolem - obr. 5.3, která je pouze modifikací předchozí varianty. Nicméně toto uspořádání vykazuje nejlepší hodnoty krouticího momentu na centrální kolo. Počet zubů u centrálního kola musel být zvolen co nejmenší, ale tak, aby nedošlo k podřezání zubů. Uvádí se, že tato hodnota minimálního počtu zubů bez podřezání je  $z_{min} = 14$ . [7] Při použití korekce lze hodnotu ještě snížit. V návrhu je počítáno s počtem zubů bez korekce. Výhodou u řešení s vloženým kolem je možnost použití standartního modulu bez nutnosti úprav dimenzí os otáčení segmentů. Vložené kolo je umístěno tak, aby roztečné kružnice spolu zabírajících kol měly tečný kontakt na obvodu. Otázkou zůstává, jestli výrobní technologické nároky a na přesnost soustavy, už nepřesahují přes úroveň varianty s táhly.



Obr. 5.3 – Sestava kola s ozubeným převodem s vloženým kolem při poloze na schodech

Pro soustavu soukolí umístěných v úrovni segmentů se nepodařilo nalézt žádnou vhodnou kombinaci. Pro všechny případy byla šířka ozubení navržena  $b = 25 \text{ mm}$ , a použit standartní profil zubů s úhlem profilu  $\alpha = 20^\circ$ . Výhodou uplatnění ozubení je, že otočení segmentů na obě strany odpovídá pootočení centrálního kola o stejnou hodnotu, ne jako v případě s táhly. Což je jednodušší zejména pro pozdější řízení rekonfigurace všech kol robotu. Jinak při uspořádání s vloženým kolem je jednoznačně největší výhodou velké snížení krouticího momentu, téměř o 60%. Hmotnost je vždy nežádoucím faktorem při navrhování mobilních systémů, proto je její důležitost. Nasazení ozubených kol bude v každém případě hmotnější. Z analýzy modelu vyplývá, že varianta s táhly je ve srovnání s variantou s vloženým kolem zhruba o 4 kg lehčí, při stejných materiálech a stejné úrovni rozpracování modelu. To je při čtyřkolovém podvozku nezanedbatelná hodnota. Nevýhodou u použití mechanismu s ozubením jsou také vyšší nároky na čistotu a tím spojené pozdější krytování mechanismu.

K lepšímu přehledu slouží porovnávací tabulka 5.1, kde jsou tam uvedeny základní parametry pro mechanismus kola. Pro výpočet parametrů ozubení byl použit výpočetní program Mathcad. Postup výpočtu probíhal podle metodiky popsané v odborné literatuře

uvedené na konci práce. Vstupní moment byl pro všechny případy stejný, tedy  $M_s = 64 \text{ Nm}$ , viz. kap. 3. Návrh všech variant je omezen pouze pro předpoklad maximálního natočení segmentů  $55,5^\circ$ .

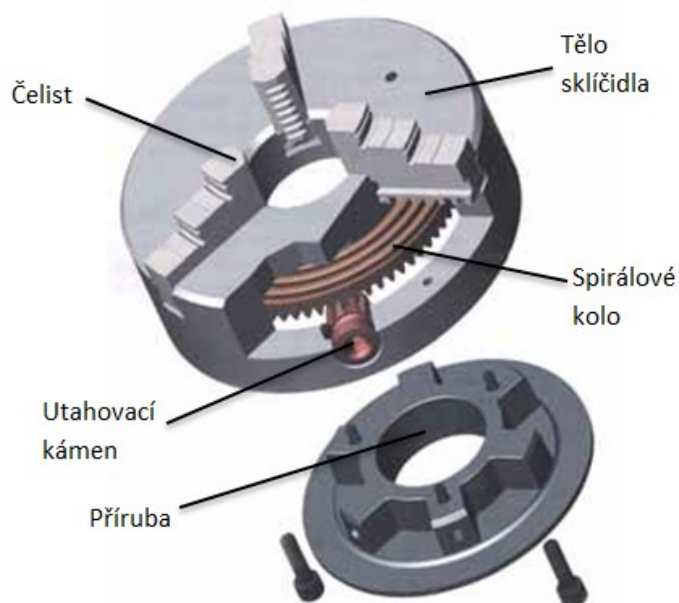
	<b>Modul ozubení [mm]</b>	<b>Počty zubů kol</b>	<b>Celkový převodový poměr [-]</b>	<b>Krouticí moment na vloženou hřídel [Nm]</b>	<b>Hmotnost sestavy kola [kg]</b>
<i>Varianta s ozubením do pomala (nepoužito)</i>	4	$z_1 = 22$ $z_2 = 46$	$i = 2,91$	33	15,5
<b>Varianta s dvěma oz. koly</b>	4	$z_1 = 34$ $z_2 = 34$	$i = 1$	64	17,6
<b>Varianta s vloženým kolem</b>	3	$z_1 = 14$ $z_2 = 16$ $z_3 = 46$	$i = 3,286$	22,6	17,7

Tab. 5.1 – Porovnání parametrů variant s ozubeným převodem

### 5.1.2 Mechanismus s použitím principu sklíčidla

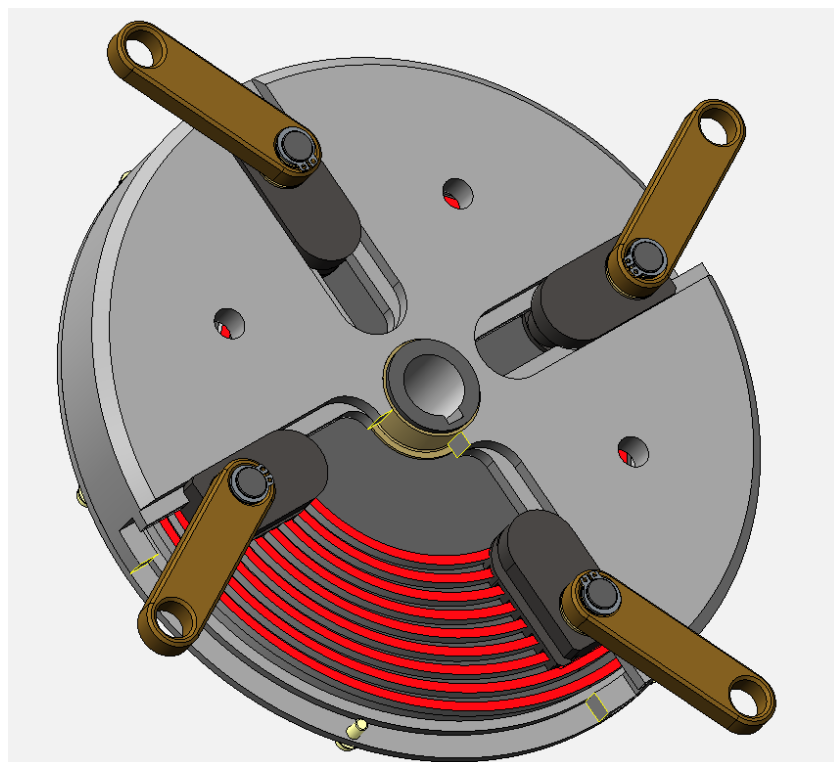
Jako další možný přístup k řešenému problému přenosu krouticího momentu byl použit princip fungování sklíčidla používaného u obráběcích strojů – obr. 5.4. Mechanický převod ve sklíčidlu mění otáčivý pohyb na přímočarý vrátný. Čelisti se pohybují v drážkách kola se spirálově stočenou drážkou s daným stoupáním. Spirálovým kolem lze otáčet skrze utahovací kameny, obvykle přes kuželové soukolí.



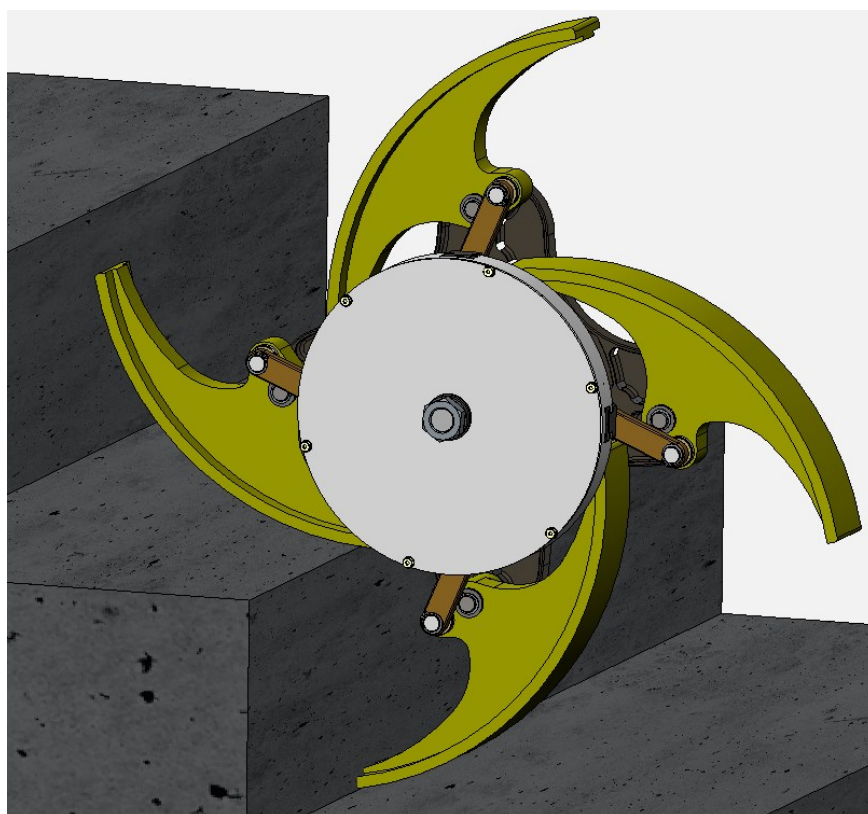


Obr. 5.4 – Sklíčidlo používané u obráběcích strojů  
 (zdroj <http://www.technickytydenik.cz>)

Sklíčidlo je zjednodušeno a rozměry jsou upraveny pro potřebu použití do sestavy kola – obr. 5.5. Unášec je nahrazen spirálovým kolem, které je přímo spojeno s vloženou hřídelí. Tělo sklíčidla je otočně uloženo na vložené hřídeli, ale pevně spojeno se součástí rámu kola, takže se při jízdě otáčejí spolu. V čelistech jsou otvory pro čepy, na kterých jsou otočně uloženy táhla spojující čelisti a segmenty. Spojení táhla a segmentu je rovněž otočné, protože pohyb bodu spojení segmentu a táhla je kruhový a není možné spojit čepem přímo segment a čelist sklíčidla. Minimální potřebný zdvih čelistí pro otočení segmentu do krajních poloh je  $h = 54 \text{ mm}$ . Z toho se odvíjí minimální průměr sklíčidla, a také z podmínky aby čelist byla i při maximálním vysunutí alespoň ve dvou drážkách spirálového kola. Maximální vnější průměr sklíčidla je omezený kolizním prostorem schodů při maximálním natočení segmentů kola – obr. 5.6. Výsledný vnější rozměr sklíčidla je tak  $\varnothing 220 \text{ mm}$ .



Obr. 5.5 – Mechanismus sklíčidla s táhly použitý k rekonfiguraci kola



Obr. 5.6 – Sestava kola s použitím sklíčidla při poloze na schodech

Velká výhoda mechanismu je, že je samosvorný a střídavé zatížení, které je vyvinuto na čelisti se nepřenáší dál do soustavy na pohon. Jediná síla, která tak bude muset působit na spirálové kolo, bude v momentě, kdy bude nutné přestavení segmentů kola. Ovšem výpočet této síly je značně komplikovaný, protože pro případ, kdy je potřeba čelisti držet v určité poloze, navíc nestejně zatížené, nebyl nalezen v odborné literatuře ani v materiálech výrobců žádný matematický vztah, vyjadřující potřebný krouticí moment na spirálovém kole v závislosti na zatížení čelistí. Sklíčidlo totiž obecně slouží jako upínací prvek. Čelisti se při upínání vzepřou v drážkách spirálového kola proti upínanému materiálu, dotažením utahovacího kamene. Síla je pak dána třením v drážkách a na povrchu obrobku převedená na utahovací moment. Ani počítačovou simulací v prostředí Creo se nepodařilo tuto sílu určit, výpočtový model pro situaci byl příliš složitý. A tak tento princip není možno uplatnit ve finálním řešení, protože není znám parametr pro pohon natočení vložené hřídele. V tabulce 5.2 jsou uvedeny základní parametry kola s použitým mechanismem sklíčidla pro rekonfiguraci.

Celková váha sestavy kola	Krouticí moment na vloženou hřídel	Potřebný zdvih čelistí	Počet otáček pro rekonfiguraci (při stoupání spirálového kola 3 mm)
12,3 kg	nenalezen	40 mm	± 6,66

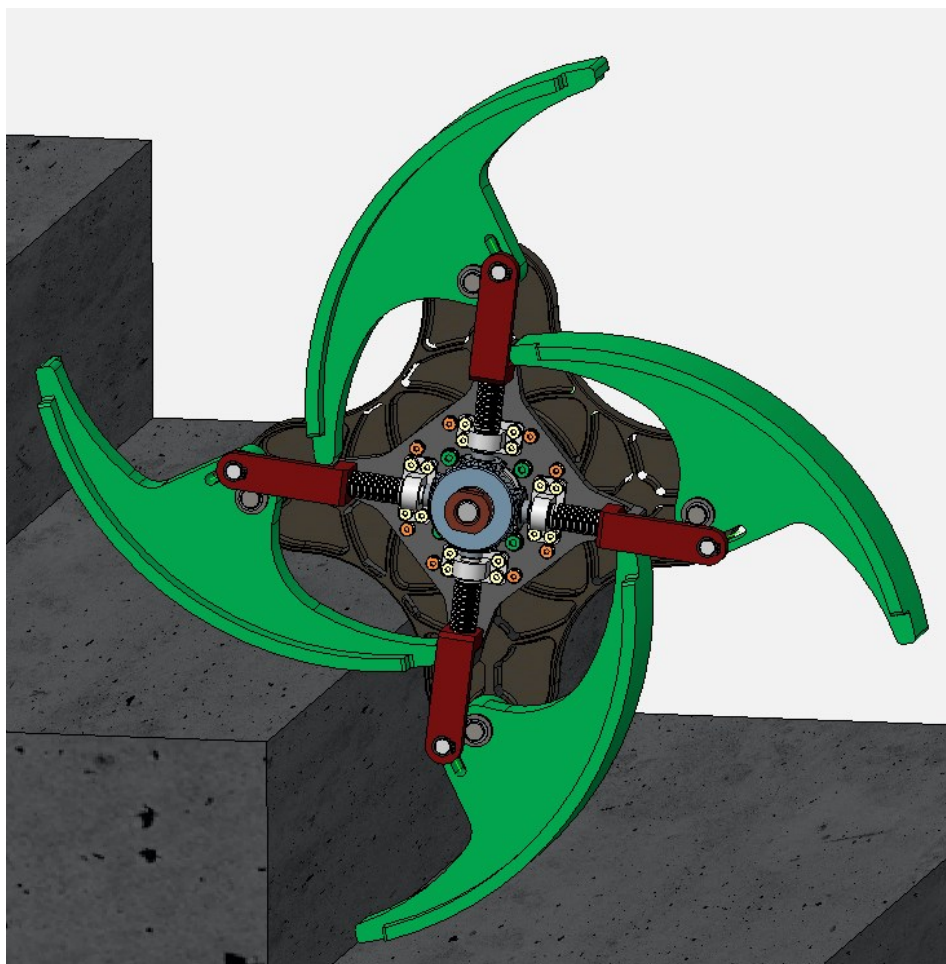
Tab. 5.2 – Vybrané parametry kola s mechanismem sklíčidla

### 5.1.3 Mechanismus s použitím pohybových šroubů

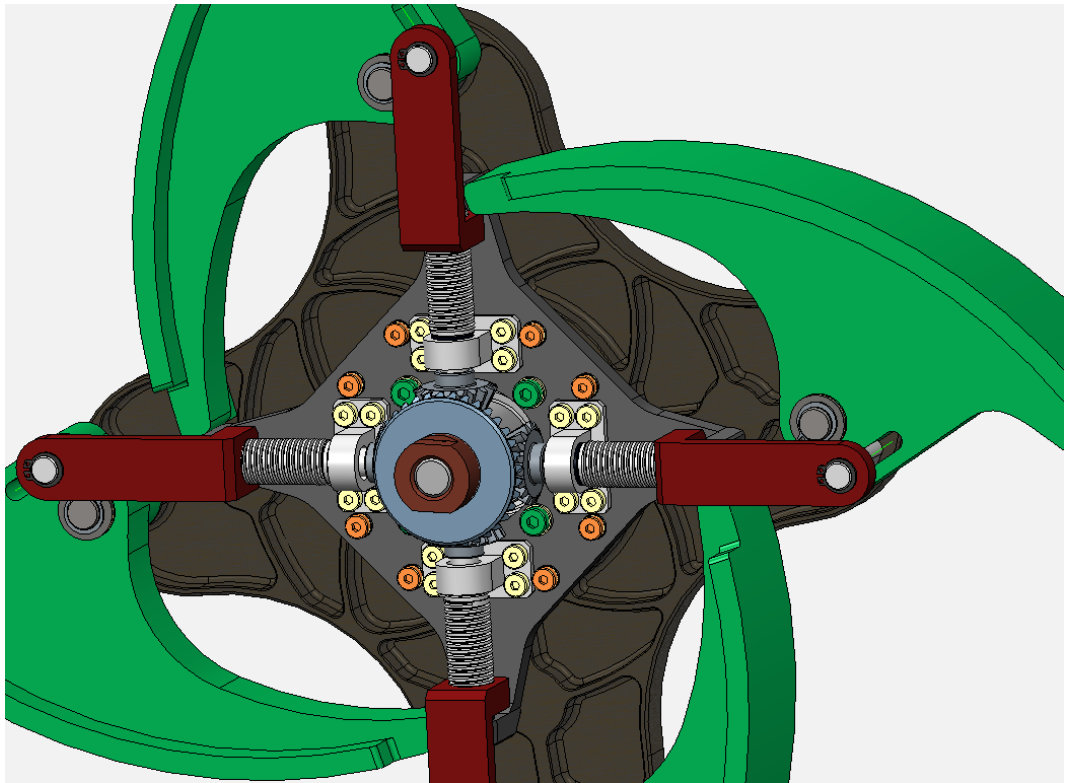
Další možný přístup jak lze řídit proces rekonfigurace kola je za použití soustavy pohybových šroubů. Pohybové šrouby se často používají u nejrůznějších zvedáků pro přeměnění otáčivého pohybu na přímočarý vrátný. Při vhodně navržených parametrech jsou tyto šrouby navíc samosvorné, což je výhodou při udržení nastavené polohy.

Navržený mechanismus – obr. 5.7, obsahuje 4 pohybové šrouby Tr 16 uložené na plastových kluzných pouzdrech ve svařovaném rámu, který vymezuje jejich vzájemnou polohu. Jedna strana uložení je přitom rozebíratelná, tak aby byla sestava šroubu s maticí smontovatelná. Matice šroubu současně plní funkci táhla. V tomto případě však není táhlo

s dvojitým otočným uložením. Čep na konci táhla je uložen v kluzném pouzdře a zajištěn pojistným kroužkem. Na straně segmentu má čep tvar těsného pera a posouvá se v drážce v segmentu stejného tvaru. Segment je přitom závislý pouze na poloze matice, protože drážka zachytává rotaci segmentu. Tvar drážky je pak zvolen tak, aby nevznikal v místě spojení čarový kontakt. Čep v segmentu také drží polohu při rotaci matice na šroubu. Alternativní variantou, jak spojit matici se segmentem je použití dvojitě otočného uložení táhla na segmentu a matici, jako je tomu v případě varianty se sklíčidlem. Vzájemná rotace šroubů je realizována skrze kuželové soukolí. Středové ozubené kolo je spojeno s hřídelí těsným perem a axiálně zajištěno maticí. Rám šroubového mechanismu je přišroubován k dílu rámu kola. Zároveň spojuje dutou hřídel s rámem kola další sérií šroubů. Popsaný mechanismus je v detailu na obr. 5.8.



Obr. 5.7 – Sestava kola s pohybovými šrouby při poloze na schodech



Obr. 5.8 – Detail šroubového mechanismu

Návrh pohybového šroubového mechanismu z osově síly ve šroubu proběhl v programu Mathcad, postup výpočtu probíhal dle metodiky odborné literatury a nachází se také v příloze práce. Hodnota osově síly ve šroubu je při daném bodu uložení táhla a maximálního momentu působícího na segment kola z tab. 3.3 stanovena na 3200 N. Z této osově síly byl stanoven i moment na vloženou hřídel, přepočtený přes kuželové soukolí, potřebný pro rekonfiguraci kola. Jeho hodnota při dané konfiguraci dosahuje hodnoty přes 15 Nm. Pro přesnější dimenzování pohybových šroubů by mělo být použito metodiky výpočtu podle výrobce.

Nevýhodou této varianty je, že při použití kuželového ozubení působí na hřídele axiální zatížení o velikosti 183 N, které je nutno zachytit v ložiscích. Výhody jsou nízký krouticí moment v porovnání s ostatními variantami a z toho např. možnost použití menšího průměru vložené hřídele. Celkově sestava s kolem váží necelých 11 kg. Šrouby jsou navrženy jako samosvorné, takže zatížení se nešíří v sestavě dál na hřídel motoru. Vybrané parametry varianty s pohybovými šrouby jsou v tab. 5.2.

Celková váha sestavy kola	Maximální moment na výstupní hřídeli pro rekonfiguraci	Osová síla ve šroubu	Použitý pohybový šroub	Převodový poměr soukolí	Axiální síla v ozubení
10,9 kg	15,2 Nm	3205 N	Tr 16	1 : 2	183 N

Tab. 5.2 – Vybrané parametry kola se šroubovým mechanismem

#### 5.1.4 Závěr analýzy mechanismu pro přenos krouticího momentu mezi unášечem a segmenty kola

Po zhodnocení silového rozboru kola s použitím táhel bylo v rámci zdokonalení konstrukce navrženo několik dalších možných přístupů pro řízení rekonfigurace kola. Jako první byly prověřeny možnosti použití ozubení. Po prvotním neúspěchu s počátečním návrhem ozubení do pomala, kde nebyla provedena kontrola kolizí se schody, se podařilo vypracovat dvě další varianty s jiným uspořádáním kol. První z těchto variant je s maximálním převodovým poměrem jaký bylo možné použít s ohledem na kolize. Druhá s vloženým kolem a převodovým poměrem  $i = 3,286$ . Toto uspořádání poskytuje výrazně lepší hodnoty krouticího momentu při zhruba stejné celkové váze sestavy kola.

Dalším přístupem, který byl navržen, byla aplikace sklíčidla do sestavy kola. Jakkoli by bylo toto řešení přínosné a vhodné, nepodařilo se vypočítat moment potřebný pro pohyb segmentů. Dále tak s tímto řešením, na základě této skutečnosti nemůže být počítáno.

Poslední z řady navržených variant bylo použití pohybových šroubů pro nastavení polohy segmentů. Tato varianta je navržena jako samosvorná, takže nepřenáší střídavé zatížení dále do sestavy. Další výhodou je malá hmotnost a nízká úroveň požadovaného maximálního krouticího momentu pro rekonfiguraci.

## 6 Varianty řešení koncepce zpracování sestavy jednotky kola

Tato část je věnovaná především návrhu konstrukčního uzlu vstupní strany duté a vložené hřídele. Hledání řešení, které budou vykazovat dobré vlastnosti při přenosu a řízení toku energií na obě hřídele. Tedy řešení, umožňující aretaci duté hřídele při rekonfiguraci kola, spojení hřídelů při současném pohybu duté hřídele pro případ jízdy (otáčení celého kola) a zároveň dovolit vložené hřídeli volný pohyb pro nastavení na požadovanou polohu natočení segmentů – viz kap. 1.4.

Zároveň pak varianty poskytují formu celkového uspořádání sestavy jednotky kola. Ke všem variantám je uveden popis, jak jsou konstrukčně řešeny, v závěru každé pak stručně shrnuty jejich výhody a nevýhody. Všechny níže popsané varianty jsou pouze koncepty s využitím různých principů pro splnění funkce. I když varianty poskytují jistou úroveň zpracovanosti a je ověřena smontovatelnost sestavy, není zde úplně dořešena otázka dimenzování některých dílů.

Způsob upevnění jednotky kola k rámu, stejně jako jeho konstrukce zůstává stejný tak, aby byl splněn požadavek na vnější rozměry podvozku. Spojení je navrženo pro jednoduchou a spolehlivou montáž jednotky kola k rámu, podobně jako pohon nebo jiná přídatná zařízení.

Ještě před samotným návrhem byla provedena analýza trhu, která měla zmapovat možné použitelné pohony pro náročné požadavky režimů kola. Požadavky na pohon kola budou vycházet z výsledků v kap. 3.

<b>Požadovaný špičkový krouticí moment</b>	<b>65 Nm</b>
<b>Minimální otáčky</b>	$0,37 \text{ s}^{-1}$ , $22 \text{ min}^{-1}$
<b>Napětí</b>	24 až 48 V
<b>Jmenovitý výkon</b>	90 W

Tab. 6.1 – Požadované parametry pro pohon kola

## Maxon motor

Švýcarská firma Maxon nabízí ve své portfoliu širokou nabídku motorů, převodovek, senzorů polohy a dalšího příslušenství. Jednotlivé komponenty PJ lze různě kombinovat podle potřeby, výrobce pak jen doporučuje např. vhodné motory k vybrané převodovce. Výhodou je, že všechny komponenty lze zakoupit zvlášť a použít je například v kombinaci s převodovkou jiného výrobce, protože planetové převodovky mají obecně malý měrný výkon. Maxon ve svém katalogu uvádí mj. také cenu, což u jiných výrobců není zvykem.

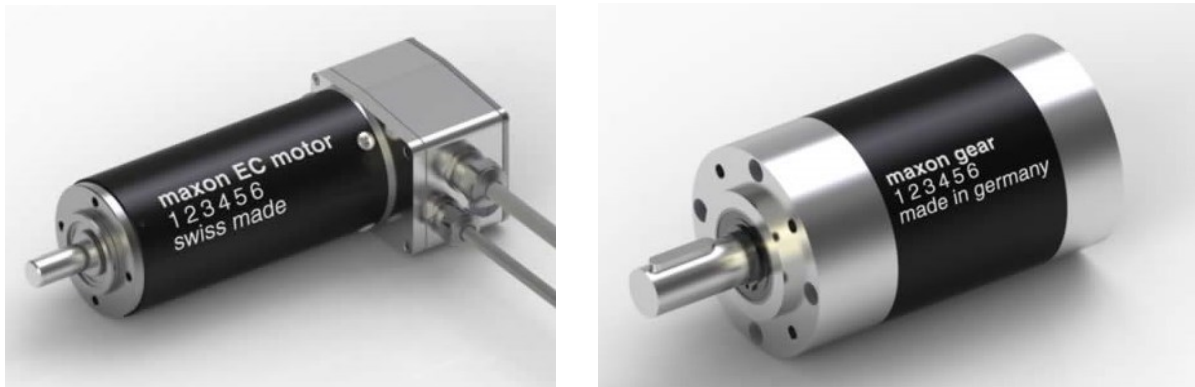
Požadovaným parametrům dobře vyhovovala tato kombinace motoru a převodovky

Elektromotor MAXON EC_60_400W	
Jmenovitý krouticí moment $M_M$	830 Nmm
Jmenovité otáčky $n_M$	3100 min <sup>-1</sup>
Jmenovité napětí $U_M$	48 V
Jmenovitý proud $I_M$	5,85 A
Maximální účinnost $\eta_M$	85 %
Moment setrvačnosti rotoru $J_M$	831 gcm <sup>2</sup>
Hmotnost $m_M$	2,4 kg
Jmenovitý výkon $P_M$	400 W

Planetová převodovka MAXON GP 81 A	
Vnější rozměr	81 mm
Převodový poměr $i_p$	93:1
Max. krouticí moment $M_p$	120 Nm
Maximální účinnost $\eta_p$	70 %
Moment setrvačnosti $J_p$	154 gcm <sup>2</sup>
Hmotnost $m_p$	3,7 kg

Tab. 6.2 a 6.3 – Vybrané parametry vybraného motoru a převodovky Maxon





Obr. 6.1 – Ukázka motoru a převodovky Maxon  
(zdroj <http://www.maxonmotor.com>)

Parametry servopohonu Maxon	
Jmenovitý krouticí moment $M_{PJ}$	54 Nm
Maximální špičkový krouticí moment $M_{PJ\ max}$	180 Nm
Jmenovité otáčky $n_{PJ}$	33 min <sup>-1</sup>
Hmotnost $m_{PJ}$	6,1 kg
Zástavbová délka	350 mm
Vnější průměr	81 mm

Tab. 6.3 – Parametry kombinace Maxon

Vybraná PJ Maxon splňuje všechny požadavky pro funkci, jedná se, ale o jednu z nevyšších konfigurací co se týká výkonu pro takto vysoký krouticí moment.

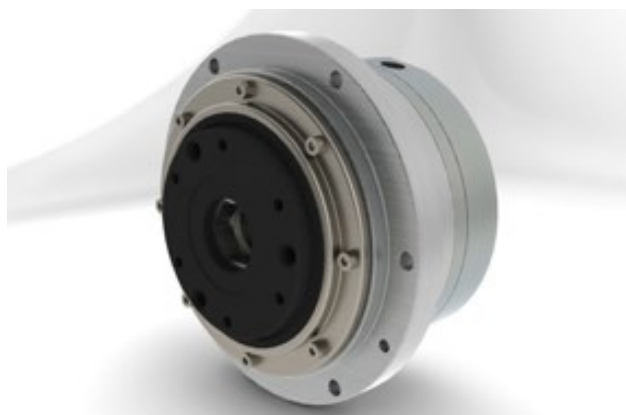
### Harmonic drive

Německá společnost Harmonic Drive je přední výrobce harmonických převodovek. Ve své nabídce mají nejrůznější provedení harmonických převodovek včetně jednotek, které jsou již zapouzdřeny a uloženy v ložiskách, takže je možné je přímo spojit s výstupní hřídelí stroje. Kromě toho dodávají také kompletní pohonné jednotky, včetně enkodéru a brzdy.

Z širokého výběru pohonných jednotek byl na základě svých výstupních hodnot, vnějších rozměrů a nízké hmotnosti zvolen servomotor FHA-25C – tab. 6.4, obr. 6.2.

<b>Parametry servopohonu FHA-25C</b>	
<b>Jmenovitý krouticí moment <math>M_{PJ}</math></b>	86 Nm
<b>Maximální špičkový krouticí moment <math>M_{PJ\ max}</math></b>	233 Nm
<b>Převodový poměr <math>i_{PJ}</math></b>	100
<b>Maximální otáčky <math>n_{PJ}</math></b>	45 min <sup>-1</sup>
<b>Hmotnost <math>m_{PJ}</math></b>	4,3 kg
<b>Zástavbová délka</b>	115 mm
<b>Vnější průměr</b>	155 mm

Tab. 6.4 – Vybrané parametry zvoleného servopohonu Harmonic Drive



Obr. 6.2 – Servopohon Harmonic DriveFHA-25C

(zdroj <http://harmonicdrive.de>)

Zvolená PJ má kompaktní rozměry a díky harmonické převodovce také vysokou přetížitelnost krouticího momentu. Použitá ložiska dokáží přenést radiální zatížení až 4,6 kN.

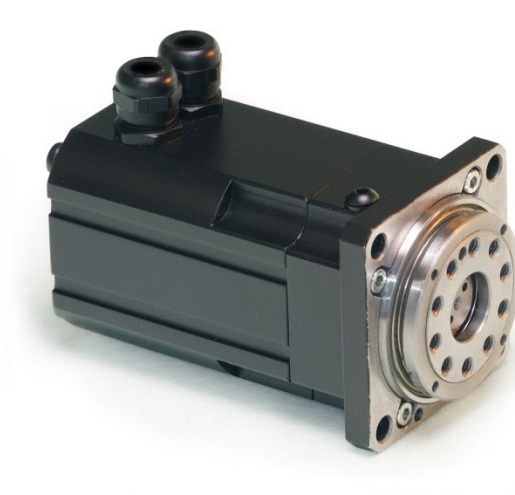
## Spinea

Spinea je slovenská spoločnosť zabývajúca sa mj. výrobou cykloidných prevodovok postavenou na vlastnom patente Twin Speed. Pohonné jednotky s týmito prevodovkami dosahujú vysokých krútočích momentů pri malých rozměrech a vysoké přesnosti.

Z katalogu spinea byl pro požadované parametry vybrán servopohon Drive Spin DS50

Parametry servopohonu Drive Spin DS50	
Jmenovitý krútočích moment $M_{PJ}$	50 Nm
Maximální špičkový krútočích moment $M_{PJ max}$	100 Nm
Prevodový poměr $i_{PJ}$	75
Jmenovité otáčky $n_{PJ}$	40 min <sup>-1</sup>
Hmotnosť $m_{PJ}$	2,8 kg
Zástavbová délka	132 mm
Vnější průměr	74 mm

Tab. 6.5 – Vybrané parametry servopohonu Spinea



Obr. 6.3 – Servopohon Drive Spin DS50

(zdroj <http://www.spinea.sk>)

Pohonná jednotka Drive Spin DS50 disponuje dostatečně vysokým krouticím momentem a především je v porovnání s ostatními PJ velmi lehká, při malé zástavbové délce. Do jednotky jsou již integrovány ložiska a výstupní člen s přírubou lze zatížit až 2,8 kN v radiálním směru.

### **Kombinace motoru Maxon a harmonické převodovky**

Další způsob jak lze dosáhnout požadovaných výkonových parametrů i při malých zástavbových prostorech je využití kombinace elektromotoru Maxon s harmonickou převodovkou Harmonic Drive. Nabízí se zde řada možných kombinací, jak dosáhnou požadovaného výkonu. Oba členy PJ mají velmi malé hmotnosti. Nevýhodou při tomto řešení je nutnost zařadit mezi oba členy spojovací přírubu. Nutné je také vybrat vhodný typ HP, neboť bylo zjištěno, že některé typy generují vysokou axiální sílu, nevyhovující pro výstupní hřídel motoru. Pro kombinaci s motorem Maxon byla doporučena harmonická převodovka typu CPU - H.

V rámci rozboru trhu pohonných jednotek splňující požadavky pro danou aplikaci bylo zanalyzováno několik výrobců. Ukázalo se, že řada výrobců svým portfoliem nepokrývá oblast servopohonů s dostatečným krouticím momentem pro použití do mobilních zařízení. Např. firma TG Drive dodává obdobné pohony splňující zadané podmínky, ovšem jsou několika násobně hmotnější než výše uvedené. Významnou roli při výběru pohonu hraje také prodejní cena, tu ale řada firem v oficiálně dostupných zdrojích neuvádí (mimo Maxon). Nabízí se ještě možnost využít širokou nabídku Maxon, použít pouze elektromotor a doplnit ho o některou z harmonických převodovek, to ovšem vyžaduje navrhnout vhodný mezičlen a způsob spojení obou členů.

## 6.1 Varianta A – Použití dvou pohonných jednotek

Varianta s použitím dvou pohonných jednotek pro řízení přenosu energie mezi oběma hřídele se jeví jako jednoduchý a dostupný způsob. Každá PJ pohání svou hřídel, nebo drží její polohu. U této varianty jsou pohony navrženy s využitím výše zmíněné kombinace motoru Maxon a harmonické převodovky. PJ pohánějící vloženou hřídel je umístěna v ose kola, druhá, pohánějící dutou hřídel potom mimo osu, rovnoběžně s ní. Oba pohony dělí osová vzdálenost  $w = 130 \text{ mm}$ . Mezi oběma hřídelemi je realizován ozubený převod s poměrem  $i_{oz} = 1,6$ .

### Pohonná jednotka pro dutou hřídel

Pohonná jednotka určená pro dutou hřídel (pro otáčení celého kola) – obr. 6.4 a, musí být schopna dodat až 50 Nm. Sestává z motoru MAXON EC\_60\_FL, harmonické převodovky HARMONIC DRIVE CPU\_17\_120 a spojovacího mezičlenu. Připojovací příruba harmonické převodovky je přišroubována k ložiskovému domku sestavy ve vzdálenosti 130 mm od osy otáčení kola. Celková hmotnost PJ je 1,26 kg a má následující výkonové parametry

Harmonická převodovka HARMONIC DRIVE CPU_17_120	
Převodový poměr $i_p$	120 : 1
Jmenovitý krouticí moment $M_p$	54 Nm
Maximální špičkový krouticí moment $M_{pmax}$	110 Nm
Účinnost $\eta_p$	90 %
Moment setrvačnosti $I_p$	$0,079 \cdot 10^{-4} \text{ kgcm}^2$
Hmotnost $m_p$	790 g
Vnější rozměr	88 mm

<b>Elektromotor MAXON EC_60_FL parametry</b>	
<b>Jmenovitý krouticí moment <math>M_M</math></b>	289 Nmm
<b>Jmenovité otáčky <math>n_M</math></b>	3740 ot/min
<b>Jmenovité napětí <math>U_M</math></b>	24 V
<b>Jmenovitý proud <math>I_M</math></b>	5,47 A
<b>Maximální účinnost <math>\eta_M</math></b>	86 %
<b>Moment setrvačnosti rotoru <math>I_M</math></b>	1210 gcm <sup>2</sup>
<b>Hmotnost <math>m_M</math></b>	470 g
<b>Jmenovitý výkon</b>	100 W

Tab. 6.6 – Parametry harmonické převodovky HARMONIC DRIVE CPU\_17\_120 a elektromotoru MAXON EC\_60\_FL

Jmenovitý krouticí moment na výstupním členu pohonné jednotky se určí ze vztahu

$$M_{PJ} = M_M \cdot i_p \cdot \eta_p \quad (6.1)$$

$$M_{PJ} = 0,289 \cdot 120 \cdot 0,9$$

$$M_{PJ} = 31,212 \text{ Nm}$$

Dále následuje ozubený převod, který je realizován jednak pro kompenzaci osové vzdálenosti, a také pro další zvýšení krouticího momentu na dutou hřídel. Přitom jsou kontrolovány výstupní otáčky tak, aby hodnoty pro rychlost robotu nebyly příliš nízké, při použití dalšího převodu.

Jmenovitý krouticí moment na duté hřídeli se vypočte

$$M_k = M_{PJ} \cdot i_{oz} \quad (6.2)$$

$$M_k = 31,212 \cdot 1,6$$

$$M_{PJ} = 49,939 \text{ Nm}$$

Hodnota výsledného jmenovitého krouticího momentu je na hranici maximální požadované hodnoty z předběžného výpočtu v kap. 3. Jedná o maximální hodnoty v nejnepříznivějším stavu, které ale nemusí být pouze špičkové. Jmenovitý moment motoru lze několikanásobně překročit až na hodnotu přesahující 5 Nm. Výsledný maximální krouticí moment na poháněnou hřídel kola by byl možný až  $M_{PJ \max} = 590 \text{ Nm}$ . Tuto hodnotu už by ale nepřenesla použitá harmonická převodovka a hrozilo by její poškození, a tak je maximální možná hodnota snížena na  $M_{PJ \max}' = 110 \text{ Nm}$ .

Následuje kontrola jmenovitých otáček a rychlost podvozku.

Jmenovité otáčky na výstupním členu pohonné jednotky se určí ze vzorce

$$n_{PJ} = \frac{n_M}{i_p} \quad (6.3)$$

$$n_{PJ} = \frac{3740}{120}$$

$$n_{PJ} = 0,519 \text{ s}^{-1}$$

Otáčky přepočtené na dutou hřídel přes ozubený převod

$$n_k = \frac{n_M}{i_p} \quad (6.4)$$

$$n_k = \frac{0,519}{1,6}$$

$$n_k = 0,325 \text{ s}^{-1}$$

Jmenovitá rychlost robotu při poloměru kola  $r_k = 0,215 \text{ m}$  je určena ze vztahu

$$v_r = 2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_k \quad (6. 5)$$

$$v_r = 2 \cdot \pi \cdot 0,215 \cdot 0,225$$

$$v_r = 0,439 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Maximální teoretická hodnota rychlosti jízdy při nejvyšších otáčkách motoru  $n_{k \max} = 6000 \text{ min}^{-1}$  je až  $v_{r \max} = 0,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### **Pohonná jednotka pro vloženou hřídel**

Pohonná jednotka pro natáčení vložené hřídele je realizována obdobným způsobem. Příslušné rozměry jsou upraveny podle odlišných připojovacích rozměrů motoru – obr. 6.4 b. Použitý motor MAXON EC\_90\_FL a jednotka harmonické převodovky HARMONIC DRIVE CPU\_17\_120 ,včetně ložisek a příruby. Příruba pouzdra harmonické převodovky je přišroubována ke kotvícímu dílu, který bude spojen s rámem podvozku. Celková hmotnost PJ činí 1,39 kg. Výkonové parametry použitého motoru jsou uvedeny v tab. 6.7, typ harmonické převodovky je stejný jako v tab. 6.6.



<b>Elektromotor MAXON EC_90_FL parametry</b>	
<b>Jmenovitý krouticí moment <math>M_M</math></b>	444 Nmm
<b>Jmenovité otáčky <math>n_M</math></b>	2590 ot/min
<b>Jmenovité napětí <math>U_M</math></b>	24 V
<b>Jmenovitý proud <math>I_M</math></b>	6,06 A
<b>Maximální účinnost <math>\eta_M</math></b>	83 %
<b>Moment setrvačnosti rotoru <math>I_M</math></b>	3060 gcm <sup>2</sup>
<b>Hmotnost <math>m_M</math></b>	600 g
<b>Jmenovitý výkon <math>P_M</math></b>	90 W
<b>Vnější rozměr</b>	90 mm

Tab. 6.7 – Parametry elektromotoru MAXON EC\_90\_FL

Jmenovitý krouticí moment na výstupním členu pohonné jednotky se určí ze vztahu 6.1

$$M_{PJ} = 0,444 \cdot 120 \cdot 0,9$$

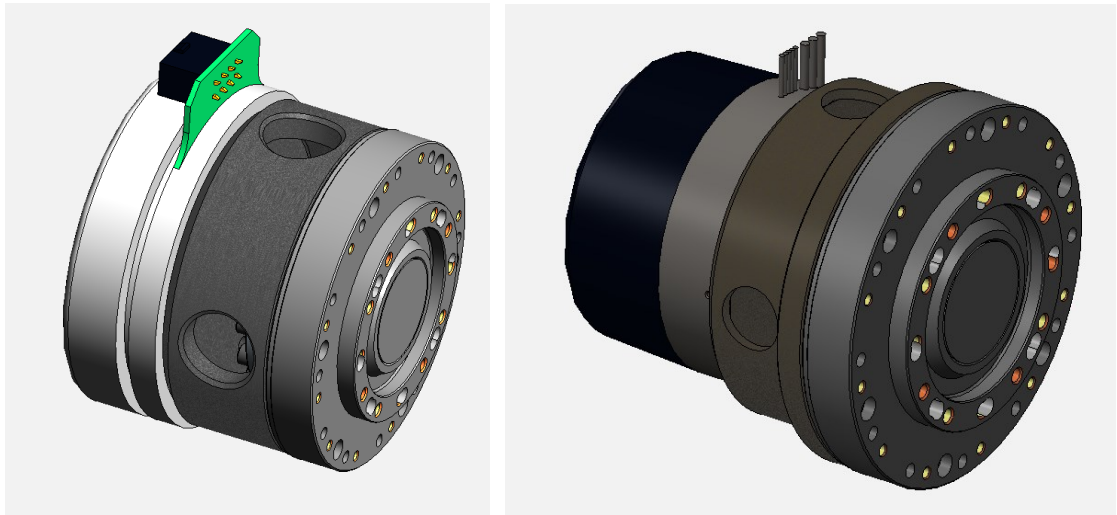
$$M_{PJ} = 47,957 \text{ Nm}$$

Jmenovité otáčky na výstupním členu pohonné jednotky se určí ze vzorce 6.3

$$n_{PJ} = \frac{2590}{120}$$

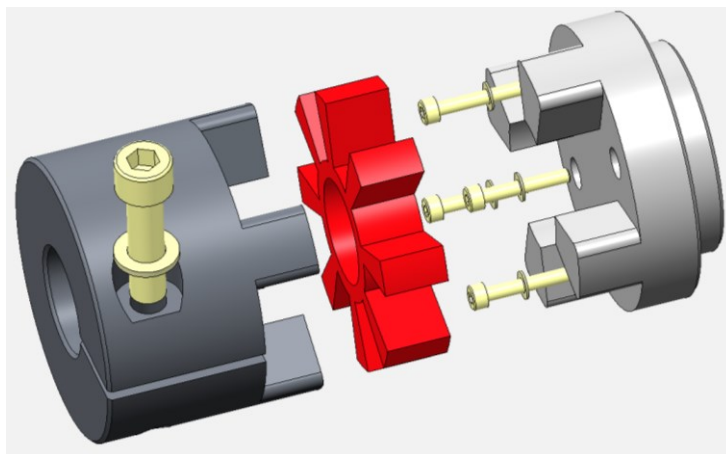
$$n_{PJ} = 0,36 \text{ s}^{-1}$$

Jmenovité hodnoty výstupního krouticího momentu jsou nižší než požadované. Jmenovitá hodnota je překročena o 25 %, a to pouze krátkodobě při krajní poloze režimu jízdy do schodů. V tomto případě je možné motor přetížit až na hodnotu 4 Nm, a tak maximální moment vychází  $M_{PJ \max} = 451 \text{ Nm}$  a je snížena na hodnotu únosnou pro převodovku  $M_{PJ \max}' = 110 \text{ Nm}$ .



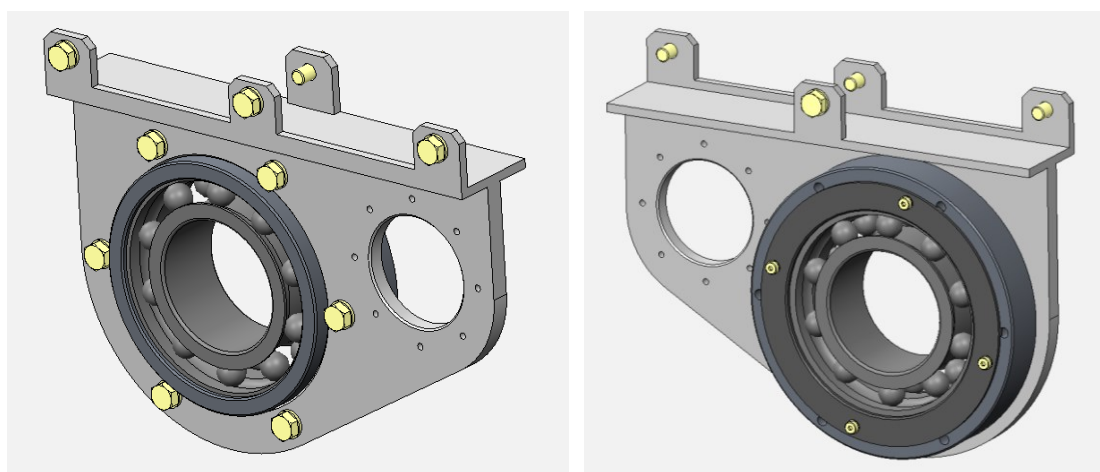
Obr. 6.4 a, b – Sestava pohonné jednotky určená pro vloženu hřídel a pohyb kola

Spojení mezi výstupním členem PJ pro vloženu hřídel a samotnou hřídelí je uskutečněno modifikovanou bezvúlovou spojkou GESM od firmy Haberkorn - obr. 6.5. Spojka je upravena tak, aby zabírala co nejmenší zástavbovou délku tím, že jeden z konců je nahrazen dílem, který lze přímo spojit s výstupní částí převodovky. Spojení s vloženou hřídelí je tvořeno svěrným spojem, který je podle výrobce schopen při průměru díry 30 mm přenést až 124 Nm. Vnější průměr spojky je 80 mm. Spojka je bezvúlová a vyrovnává osové nepřesnosti spojovaných členů.



Obr. 6.5 – Sestava spojky

Dalším konstrukčním uzlem navrhovaného řešení jednotky kola je podsestava ložiskového domku – obr. 6.6. Tato součást má být základním stavebním kamenem pro celou sestavu. Slouží jako vedení oběma pohybovým osám a zároveň spojuje sestavu s rámem čtveřicí šroubů. Díl je navržen jako svařenec. Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem je uloženo v přírubě a dotlačeno víkem se šrouby. Pouzdro je spojeno s domkem opět skupinou šroubů. Použitý typ ložiska se používá při uložení kol automobilů, a tak by mělo vyhovovat i v tomto případě. Základní rozměry ložiska jsou vnější průměr  $D = 125$  mm, vnitřní průměr  $d = 70$  mm a šířka  $b = 39,7$  mm, uvedené ložisko dodává firma SKF.

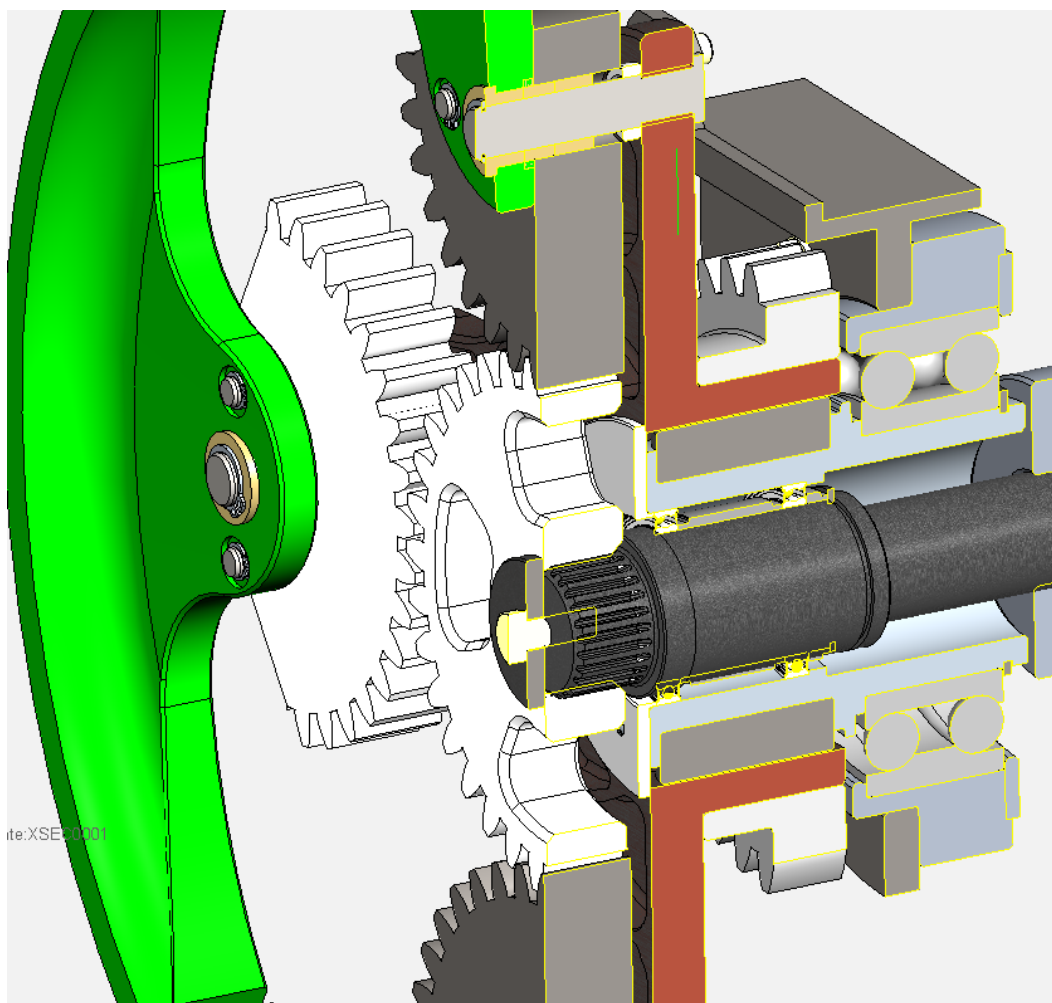


Obr. 6.6 – Sestava ložiskového domku jednotky kola

Obr. 6.7, ukazuje způsob uložení obou hlavních hřídelů kola v řezu. Na obrázku je příklad varianty s použitím mechanismu s ozubeným převodem.

Vložená hřídel je osazena dvěma kuličkovými ložisky, mezi kterými je distanční kroužek. Ložiska jsou axiálně zajištěna pojistným kroužkem na vnitřním kroužku. Vnější kroužky jsou pojištěny osazením na jedné straně a víkem přišroubovaným k čelu duté hřídele. Krouticí moment z duté hřídele na rám kola se přenáší dvojicí těsných per. Rám je dotlačený na osazení duté hřídele a osově zachycen stejným víkem, jaké pojišťuje ložiska vložené hřídele. Na volném konci rámu je navrhované spojení tvořené nalisováním ozubeného kola převodu pro PJ. V rámu jsou pevně uloženy čepy. Na čepích se nachází dvojice kluzných pouzder. Na pouzdrech je uložena sestava segmentu a ozubeného kola.

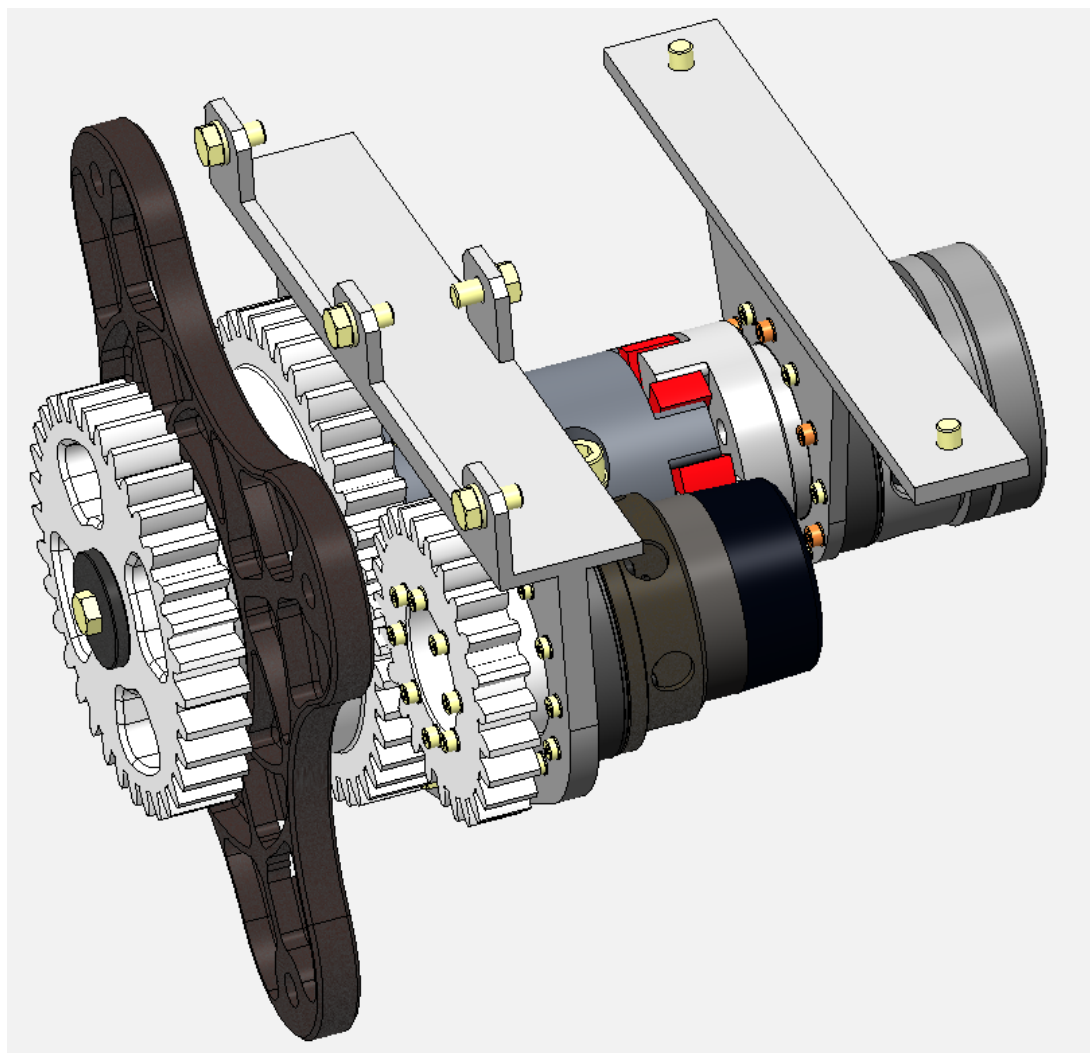
Kruhový segment je axiálně držen pojistným kroužkem. Středové ozubené kolo je nasazeno na evolventní drážkování vložené hřídele pojištěné šroubem přes víko.



Obr. 6.7 – Sestava kola v řezu

Varianta s použitím dvou pohonných jednotek - obr. 6.8, se ukazuje jako nepříliš komplikované řešení jak uřídit provoz segmentového kola při jeho pracovních režimech. Pohonné jednotky nemají velkou hmotnost a jsou na svůj výkon vysoce kompaktní. Výhodou také je, že polohování segmentů je spojitě a lze tak naorientovat segmenty do libovolné polohy. Mezi hlavní nevýhody bude patřit pořizovací cena, která se u podobných komponent pohybuje kolem desítek tisíc za jednu PJ. Značně nevýhodné je také to, že motor spotřebovává energii, i když se netočí, což bude po většinu času provozu. Velmi komplikovanou částí u této varianty bude otázka řízení obou pohonů. Jak moc je varianta

vhodná či nevhodná pro další práci bude zhodnoceno na konci kapitoly v porovnání s ostatními řešeními.



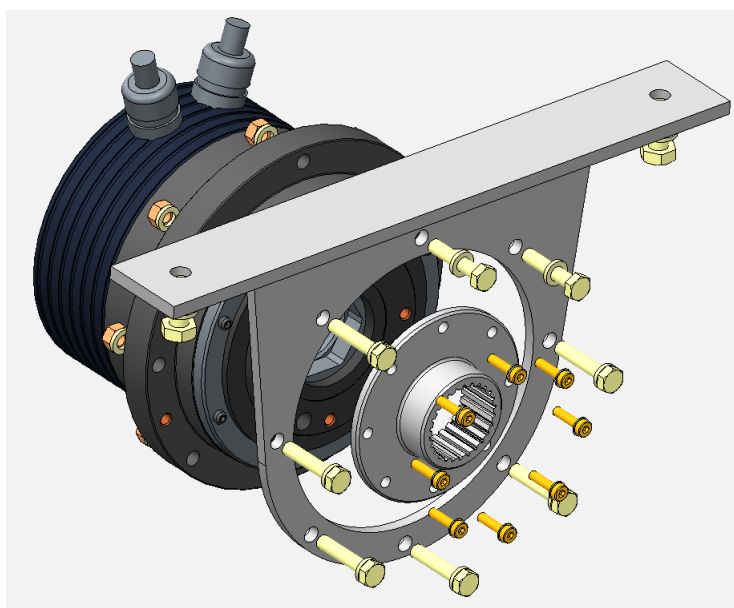
Obr. 6.8 – Celkový pohled na sestavu jednotky kola (bez segmentů a ozubení)

## 6.2 Varianta B – Použití elektromagnetické brzdy pro řízení rekonfigurace

Při použití pouze jediné PJ je možné pouze jedno její umístění. A sice tak, aby přenášela moment na vloženou hřídel kola. Jinak totiž neexistuje způsob, jak by se dalo s vloženou hřídelí natáčet při současné aretaci duté hřídele. PJ je tedy spojena přímo s vloženou hřídelí,

lze tak natáčet segmenty kola. Pro účel vzájemné aretace obou hřídelí slouží u této varianty právě elektromagnetická brzda. Elektromagnetická brzda je nastavena tak, aby vzájemné spojení obou členů byl klidový (neaktivní) stav. Pro případ rekonfigurace je brzda napájena proudem a dojde k rozpojení. Napájení brzdy je tedy nutné pouze po krátkou dobu rekonfigurace. Aby během rekonfigurace nedošlo k samovolnému pootočení vložené hřídele, je na tuto pohybovou osu připevněn brzdný kotouč. Tělo čelistí kotoučové brzdy je pevně spojeno s rámem podvozku a brzda pro držení polohy kola při rekonfiguraci je pak aktivována malým aktuátorem přes bovden. Pro tuto variantu je nutné do sestavy zakomponovat také sběrné kroužky, jinak by se dráty elektromagnetické brzdy namotaly na hřídel. To představuje zvýšení zástavbové délky, která je omezena celkovou šířkou podvozku. Také z těchto důvodů byl použit servopohon Harmonic drive FHA-25C popsany výše. Následující část obsahuje detailnější popis jednotlivých částí a způsob jejich montáže do sestavy, zde v ukázce s použitím mechanismu s táhly.

Použitý servopohon Harmonic drive FHA-25C je s hnanou vloženou hřídelí spojen skrze spojku. Spojka je přišroubována na výstupní část převodovky a moment na hřídel přenáší evolventním drážkováním s 26 zuby. Pohon je spojen s podvozkiem jednoduchým svařovaným dílem. Sestava s pohonem je na obr. 6.9.



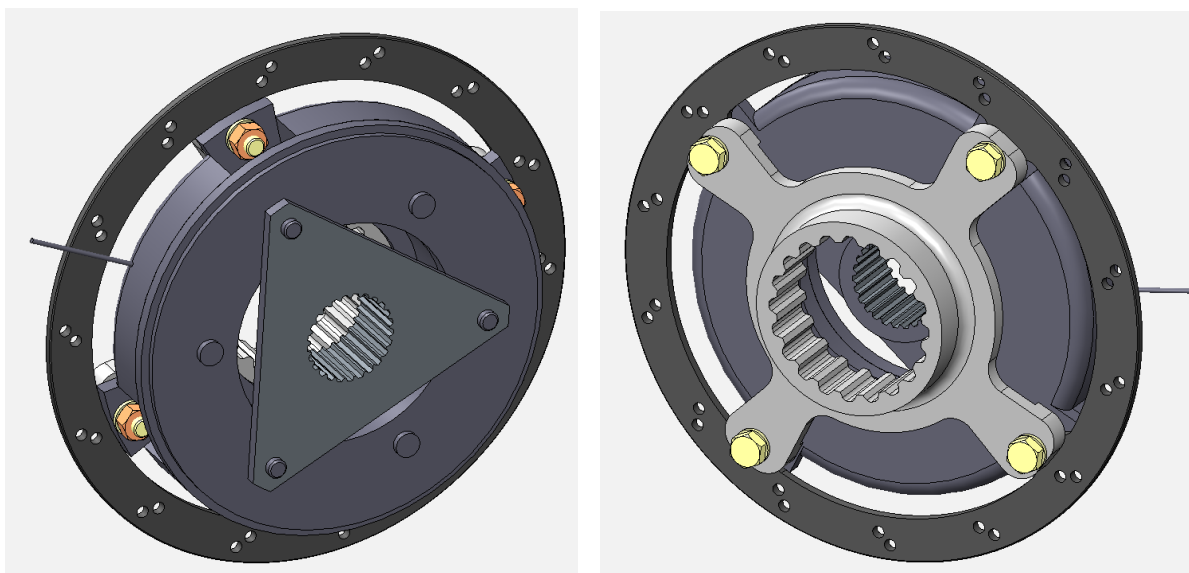
Obr. 6.9 – Sestava pohonné jednotky Harmonic drive se spojkou a kotvícím členem

Navrhovaná elektromagnetická brzda je dodávána firmou Mayr. Podle katalogu výrobce (viz příloha CD) má typ ROBA-quick 6/520.202.0 přenést jmenovitý moment až 80 Nm. Další parametry brzdy uvádí tab. 6.8. Výrobce dodává k brzdě podle potřeby upravený vnitřní interface trojúhelníkového tvaru.

<b>Elektromagnetická brzda MAYR ROBA-Quick</b>	
<b>Jmenovitý přenášený moment <math>M_B</math></b>	80 Nm
<b>Jmenovitý výkon <math>P_B</math></b>	47 W
<b>Jmenovité napětí <math>U_B</math></b>	24 V DC
<b>Jmenovitý proud <math>I_B</math></b>	1,96 A
<b>Hmotnost <math>m_B</math></b> (s vnitřním interface)	2,35 kg
<b>Moment setrvačnosti <math>J_B</math></b> (s vnitřním interface)	$20 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
<b>Vnější rozměry</b>	150 x 39 mm

Tab. 6.8 – Parametry Elektromagnetické brzdy MAYR ROBA-Quick

Dodávaný vnitřní interface přenáší moment na vloženou hřídel evolventním drážkováním. S dutou hřídelí je brzda spojena přes navrženou přírubu opět drážkováním. Mezi přírubu a brzdu je vložen brzdový kotouč o průměru 227 mm, pro pomocnou brzdu duté hřídele. Axiálně, je sestava brzdy – obr. 6.10, zachycena pojistným kroužkem v drážce na duté hřídeli.



Obr. 6.10 – Elektromagnetická brzda s připojovacími interface

Sběrné kroužky, které umožňují volnou rotaci elmag. brzdě při současném napájení, byly vybrány na základě rozměrů, které udává sestava a přenášeného výkonu. Při těchto požadavcích se podařilo nalézt pouze malý počet možných kandidátů. Jedním z nich jsou sběrací kroužky MOFLON MP240 – obr. 6.11. Tyto mají vnější rozměry 120 x 30 mm, s vnitřním otvorem  $\varnothing$  40 mm a dostatečnou kapacitu pro použití do sestavy.



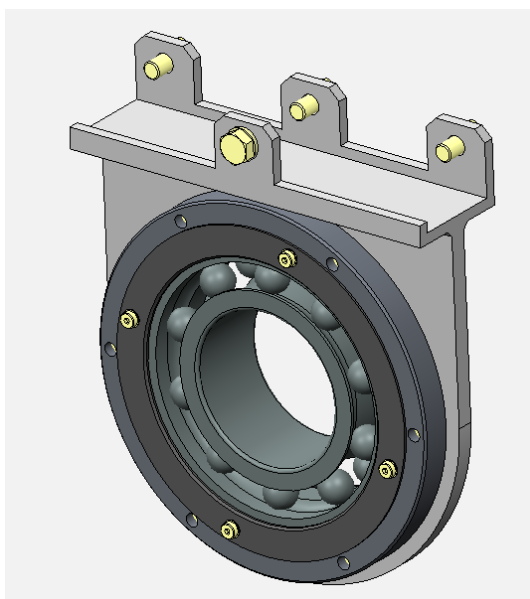
Obr. 6.11 – Sběrací kroužky MOFLON MP240  
(zdroj <http://www.moflon.com/mp240.html#draw>)

Kotoučová brzda je použita jako běžně dodávaná součást jízdního kola. Jedná se tedy o běžně dostupný a levný komponent. Z brzdy je vyveden bovden na jednoduchý lineární



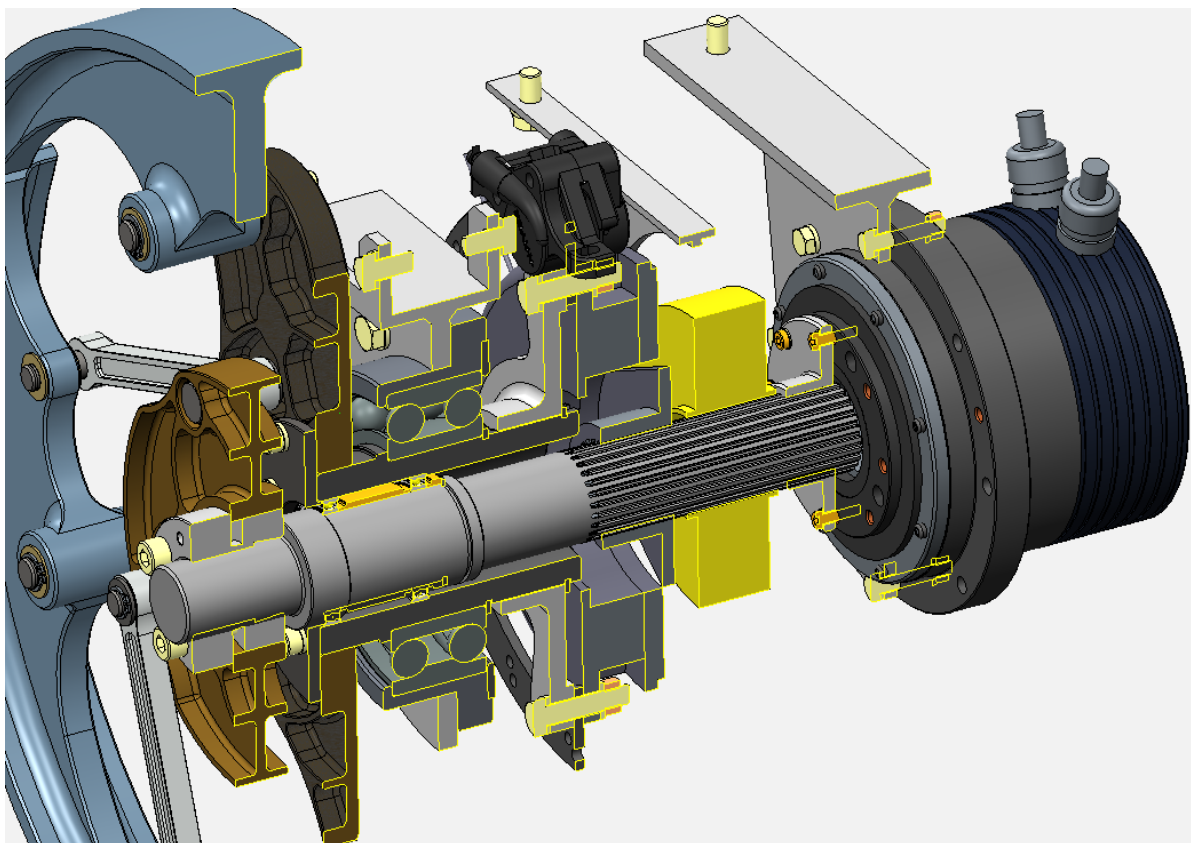
akuátor, umístěný v blízkosti brzdy na rámu podvozku. Připevnění této sestavy k rámu zde není řešeno.

Ložiskový domek pro vedení duté hřídele - obr. 6.12, je řešen stejným způsobem jako v předchozí variantě. Tentokrát už ale není potřeba plocha pro upevnění druhého pohonu. Rozměry svařované části sestavy domku jsou zmenšeny na minimum. Použité dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem je stejných rozměrů jako v předchozím řešení.



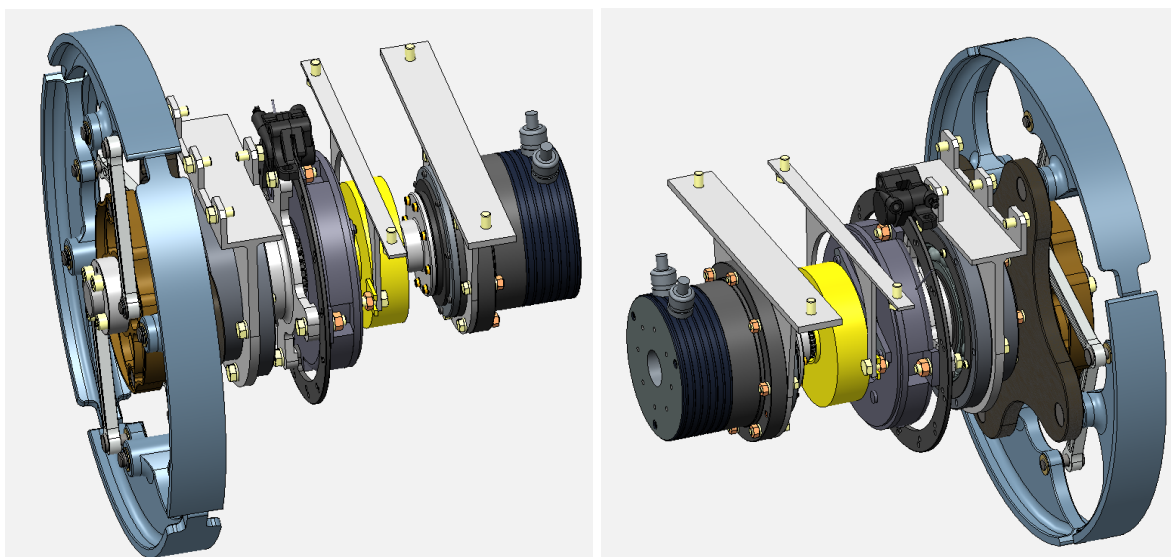
Obr. 6.12 – Sestava ložiskového domku

Obr. 6.13 ukazuje sestavu jednotky kola v detailu. Uspořádání uložení obou hřídelů je totožné s předchozím řešením. Vložená hřídel je zde značně prodloužena o šířku brzy a sběrných kroužků. Spojení vložené hřídele s mechanismem pro natáčení segmentů je řešeno rozpěrnými kroužky používanými ve velké míře u spojení řemenice s nábojem, kde se vyskytují velké rázy.



Obr. 6.13 – Sestava jednotky kola v řezu

Druhá navrhovaná varianta koncepce zpracování jednotky kola s použitím elektromagnetické spojky – obr. 6.14 a, b, je spolehlivé a rychle řešení jak řídit provoz segmentového kola. Elektromagnetická brzda je schopna přenášet potřebný moment s dostatečnou rezervou a zároveň splňuje požadavky malých rozměrů. Přednosti tohoto řešení jsou použití pouze jedné PJ, dále že brzda je aktivována pouze v případě rekonfigurace a není nutné ji neustále napájet. Jedná se o nakupovanou součást, pro instalaci do sestavy a stačí vyrobít jen přípojovací přírubu. Nevýhody spočívají v podmínce použití sběracích kroužků. Dále také nutnost montáže přídavné pomocné brzdy a aktuátoru pro aretaci duté hřídele při rekonfiguraci kola. A konečně také zvětšení zástavbové délky a z toho vyplývající omezení pro další členy v sestavě např. servopohon. Cena elektromagnetické brzdy není z dostupných zdrojů dohledatelná, ale jedná se o aspekt, který by v konečném hodnocení jistě hrál významnou roli.



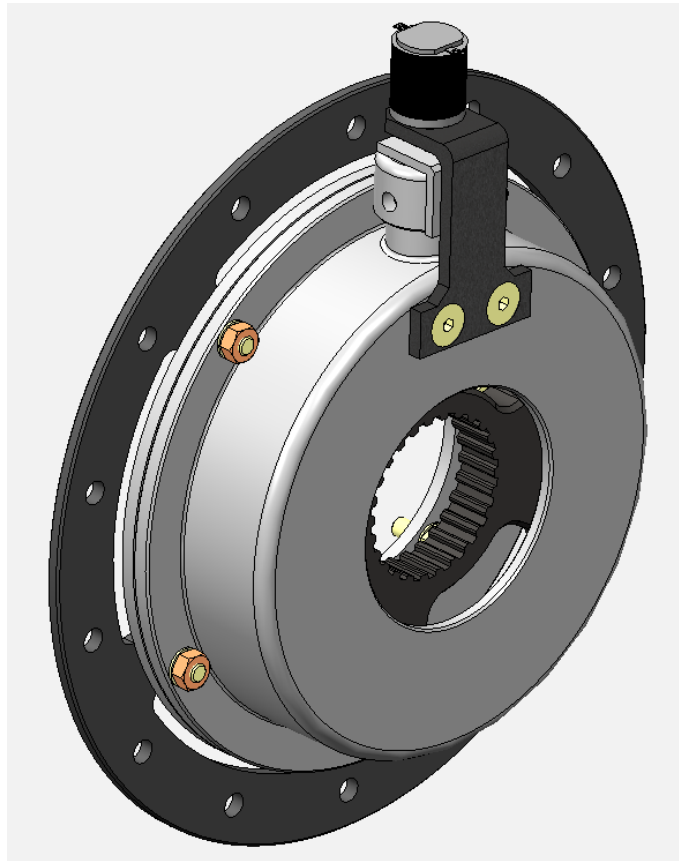
Obr. 6.14 a, b – Sestava jednotky kola s použitím elektromagnetické brzdy

### 6.3 Varianta C – Použití západkového mechanismu

Toto řešení také počítá s použitím jen jednoho pohonu pro oba režimy kola. Pro spojení a rozpojení obou hřídelů je využit princip rohatky se západkou. Jedná se o podobné řešení jako u varianty s elektromagnetickou brzdou, západka ale využívá k přenosu momentu tvarové vazby. Pohyb západky je ovládán malým servopohonem přes šroub, kde je pohyb převeden na přímočarý vrátný a zároveň je šroub samosvorný, takže drží nastavenou polohu. Kotouč s 60 drážkami je pevně spojen s vloženou hřídelí a umožňuje tak natočení s krokem  $6^\circ$ . Tělo mechanismu se západkou je spojeno s dutou hřídelí a při stažené západce v drážce kola se obě hřídele pohybují současně. I u tohoto řešení je do sestavy instalována pomocná kotoučová brzda, která drží polohu duté hřídele při zvednuté západce tak, aby se nezajištěná dutá hřídel nepootočila. Rovněž jsou použity sběrací kroužky pro volný pohyb elektromotoru ovládající západku.

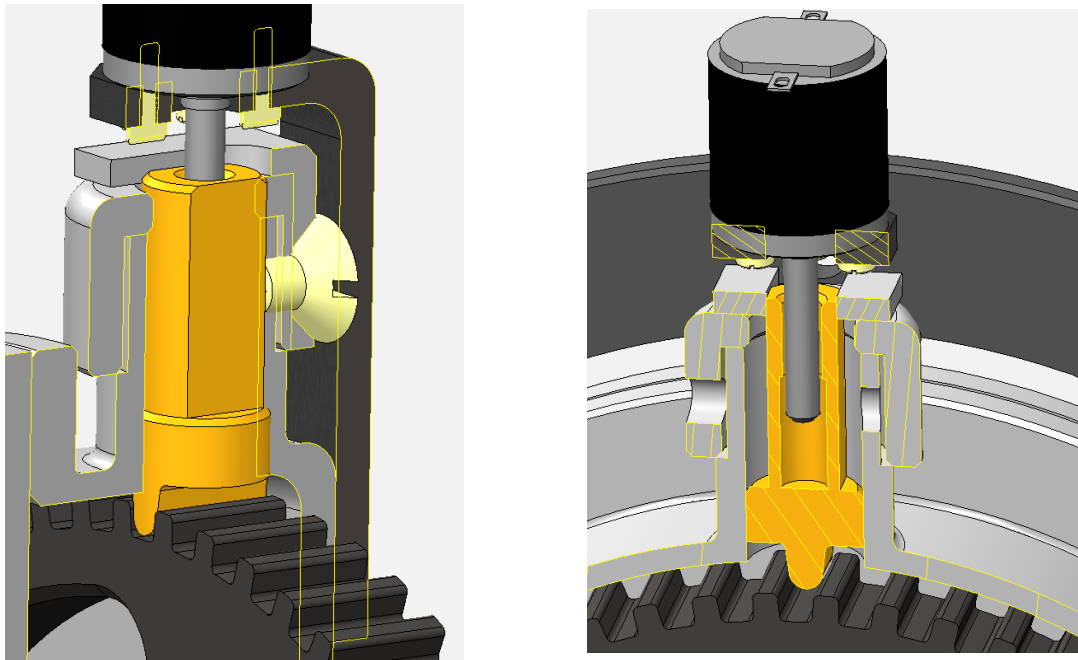
Sestavy a způsob propojení s kolem, u ložiskového domku, pohonné jednotky a sběracích kroužků jsou totožné jako v případě použití elektromagnetické brzdy.

Následující řádky jsou věnovány popisu sestavy západkového mechanismu – obr. 6.15.



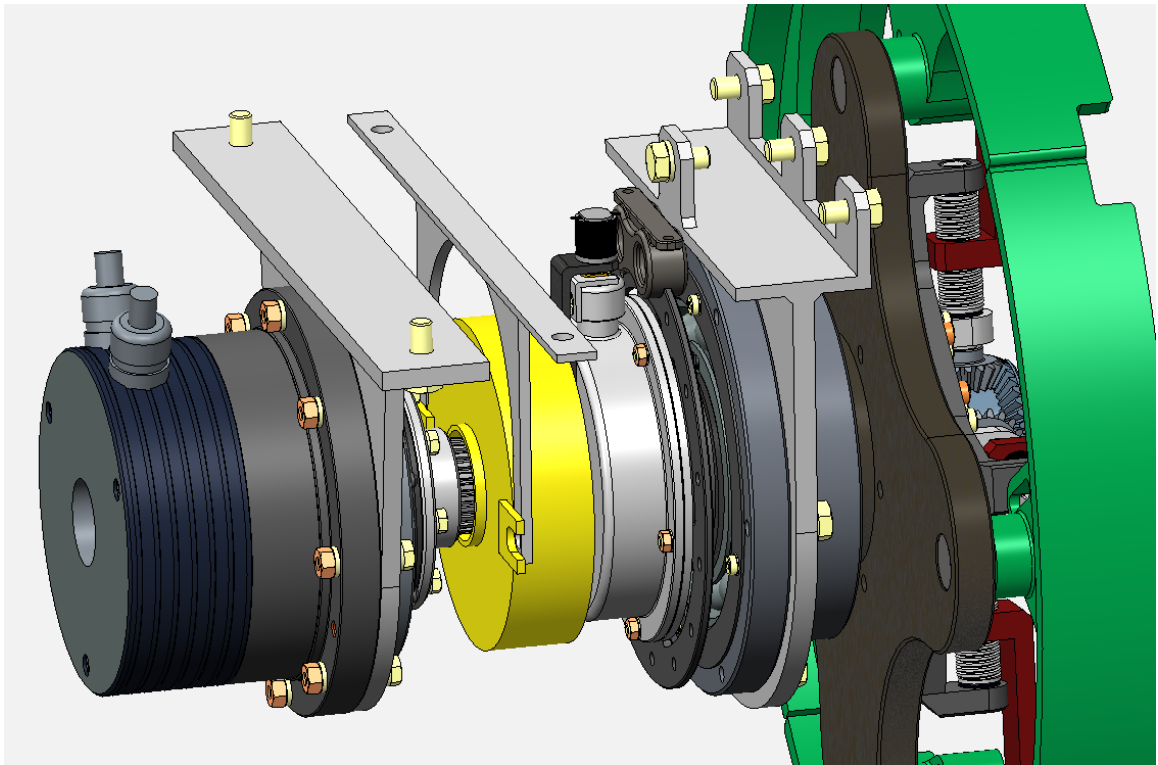
Obr. 6.15 – Sestava západkového mechanismu

Servopohon ovládající západku je spojen s tělem mechanismu konzolou, jenž drží pohon v ideální výšce a ve středu ozubeného kotouče. Výstupní hřídel motoru je opatřena šroubem M6 x 0,1, který pohybuje západkou zasazenou do vedení. Proti pootočení je matice šroubu vedena na pomocných plochách příložky, šroubované k víku na těle mechanismu pojistným šroubem. Pracovní část západky, rozumějme boky hrotu, mají úkos strany  $7^\circ$ , takže z reakce mezi západkou a drážkou západkového kola se přenese do osy šroubu jen malá složka. Podle výpočtů rozkladu sil to znamená, že při přenášeném zatížení 64 Nm na západkové kolo, by na osu šroubu působila síla o velikosti 78 Nm. Tuto hodnotu musí být schopen špičkově unést výstupní hřídel servopohonu pro ovládání západky v axiálním směru. Detail sestavy v řezu je na obr. 6.16.



Obr. 6.16 – Detail západkového mechanismu

Celá sestava mechanismu má nižší hmotnost než řešení s elektromagnetickou brzdou. Přesněji 1 kg hmotnosti západkového mechanismu proti 2,35 kg u elektromagnetické brzdy. Pro dosažení co možná nejmenšího kroku při polohování je počet drážek v kotouči nastaven na nejvyšší možnou hodnotu s ohledem na kolizní prostor. Průměr těla mechanismu má 125 mm. Nevýhoda řešení je vzájemná aretace kotouče s drážkami a západky s určitým krokem. Všechny dosud navrhované varianty umožňovaly spojitou aretaci v jakékoli poloze. Nespojité aretace může způsobit komplikace při nastavení natočení segmentů pro různé parametry schodů. Pro toto řešení je vhodná kombinace právě se šroubovým mechanismem – obr. 6.17, který pootočení kotouče o krok  $6^\circ$  z převoduje dopomala a způsobí pouze malé natočení na straně segmentů. Další problém který může nastat, je vymačkání pracovních ploch západky a ztráta tuhosti spojení, vinou velkých rázů a střídavého zatížení. Nevýhodou zůstává nutnost použití sběrných kroužků a pomocné brzdy s aktuátorem pro aretaci duté hřídele. Sestava jednotky kola s ukázkou použití šroubového mechanismu pro řízení rekonfigurace kola je na obr. 6.17.



Obr. 6.17 – Sestava jednotky kola v řezu

## 6.4 Závěr, výběr optimální varianty

Po konzultaci s vedoucím práce bylo dohodnuto, že vzhledem k rozsahu možných variant řešení, nebude práce obsahovat funkční analýzu. Varianty mechanismu pro přenos momentů mezi unášečem a segmenty kola a varianty řešení pro řízení natočení a aretace duté a vložené hřídele jsou navrženy tak, že se dají vzájemně kombinovat. Je tedy možno vytvořit až 9 různých kombinací. Při tomto počtu možných cest by funkční analýza byla velmi obsáhlá. Uvedené varianty obsahují pouze výčet výhod a nevýhod při jejich použití, na základě kterých bude rozhodnuto o jejich využití.

Pro konstrukční uzel mechanismů pro přenos momentů mezi unášečem a segmenty kola byly zpracovány celkem 3 koncepty řešení jako 3D modely do zhruba stejných úrovní rozpracování:

1. Mechanismus s táhly
2. Použití mechanismu s čelním ozubením
  - a) Jednoduchý násobný oz. převod
  - b) Násobný oz. převod s vloženým kolem
3. Použití mechanismu typu sklíčidlo
4. Šroubový mechanismus s kuželovým ozubením

V tab. 6.9 jsou shrnuty vlastnosti a některé parametry řešení mechanismů pro přenos momentů mezi unášečem a segmenty kola. Všechny okolnosti daných řešení byly již rozebrány v předešlých částech práce.

	Výhody	Nevýhody	Max. potřebný moment na vložené hřídeli	Hmotnost sestavy kola
<b>Mechanismus s táhly</b>	-Malá hmotnost -Zamknutí mechanismu v krajní poloze	-Velké síly v táhlech -Nesamosvorný -Náročný na přesnost výroby -Jiné hodnoty natočení pro opačný směr jízdy	64 Nm	13,4 kg
<b>Jednoduchý násobný oz. převod</b>	-Jednoduché provedení	-Složitě krytování -Nesamosvorný	64 Nm	17,6 kg
<b>Násobný oz. převod s vloženým kolem</b>	-Malý moment pro natočení	-Složitě krytování -Nesamosvorný -Mnoho dílů v sestavě, složité	22,6 Nm	17,7 kg
<b>Sklíčidlo</b>	-Samosvorný	-Neověřena funkce pro požadované použití	Nenalezen	12,3 kg
<b>Šroubový mechanismus</b>	-Nízká hmotnost -Samosvorný -Malý moment pro natočení	-Generuje axiální sílu -Náročný na přesnost výroby	15,2 Nm	10,9 kg

Tab. 6.9 – Přehled variant konstrukčního uzlu mechanismů pro přenos momentů mezi unášečem a segmenty kola a jejich hodnocení

V oblasti přenosu momentů mezi unášečem a segmenty kola byla dle zmíněných kritérií jako optimální řešení vybrána varianta s použitím šroubového mechanismu.



Pro vzájemnou aretaci obou hřídelů byly také rozpracovány 3 principy řešení do úrovně 3D modelů. Následující tab. 6.10 ukazuje shrnutí výhod a nevýhod variant pro druhý zmiňovaný konstrukční uzel.

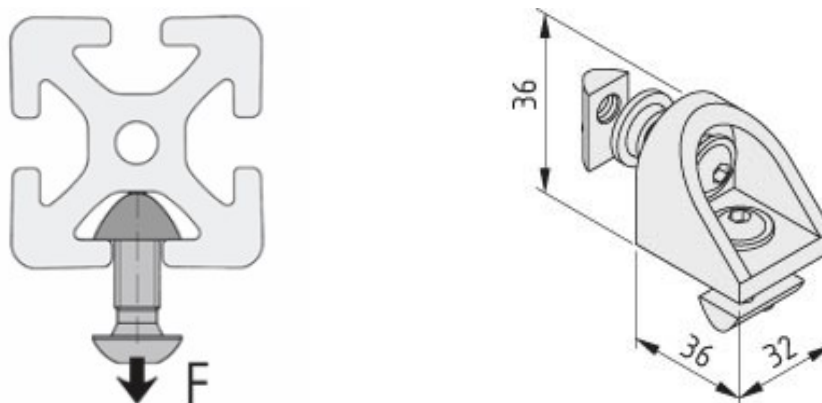
	<b>Výhody</b>	<b>Nevýhody</b>	<b>Zástavbová délka sestavy</b>	<b>Celková hmotnost sestavy</b>
<b>Dva pohony</b>	-Spojitě řízení polohování -Kompaktní a lehké	-Spotřeba energie, i když se netočí	271 mm	12,4 kg
<b>Elektromagnetická brzda</b>	-Spojitě polohování	-Nutné další přídavné zařízení	311 mm	15,2 kg
<b>Západkový mechanismus</b>	-Kompaktní a lehké -Nehrozí prokluz	-Nutné další přídavné zařízení -Nespojitost polohování -Náklady spojené na výrobu	277 mm	13 kg

Tab. 6.10 – Přehled variant mechanismů pro vzájemnou aretaci obou hřídelů a jejich hodnocení

Na základě výše uvedených kritérií bylo v oblasti vzájemné aretace a natáčení vnější a vnitřní hřídele zvoleno řešení s použitím elektromagnetické brzdy. Je potřeba dodat že při konečném rozhodování by pravděpodobně nejvýznamnější roli hrála pořizovací cena, případně cena výroby daného technického řešení, ta není v rozhodovacím procesu zahrnuta. Také není zcela zohledněn fakt, že pro jiné řešení mechanismu pro přenos momentů mezi unášečem a segmenty kola, odpovídá jinému potřebnému výkonu na vstupu. Jinak řečeno dimenzování pohonů, elektromagnetické brzdy atd. zaleží na tom, jestli bude použito řešení s táhly, ozubením nebo pohybovými šrouby.

Následující část textu popisuje, jak by mohl vypadat základ pro výsledný produkt, čtyřkolový podvozek se speciálními koly. Varianta se šroubovým mechanismem a elektromagnetickou brzdou, doplněná o systém akumulátorů a další přídavné zařízení. Z podobného modelu se také vycházelo při výpočtech v kap. 3.

Všechny varianty uspořádání jednotky kola počítaly se stejným uchycením k rámu podvozku. Tento rám podobně jako v případě realizovaného testovacího podvozku sestává z hliníkových profilů dostupných u řady firem (zde Haberkorn). Použity jsou profily s „čtvercovým“ průřezem o délce strany 40 mm, spojované šroubovanými spojkami umožňující rychlé, přesné a tuhé spojení – obr. 6.18. Rám je tvořen čtyřmi obvodovými tyčemi a dvěma příčnými pro uchycení kola na vždy dva příčné profily a také pro box s bateriemi. Celková hmotnost rámu podvozku je 7 kg.



Obr. 6. 18 – Příčný řez profilem, způsob uchycení spojky a rozměry spojky

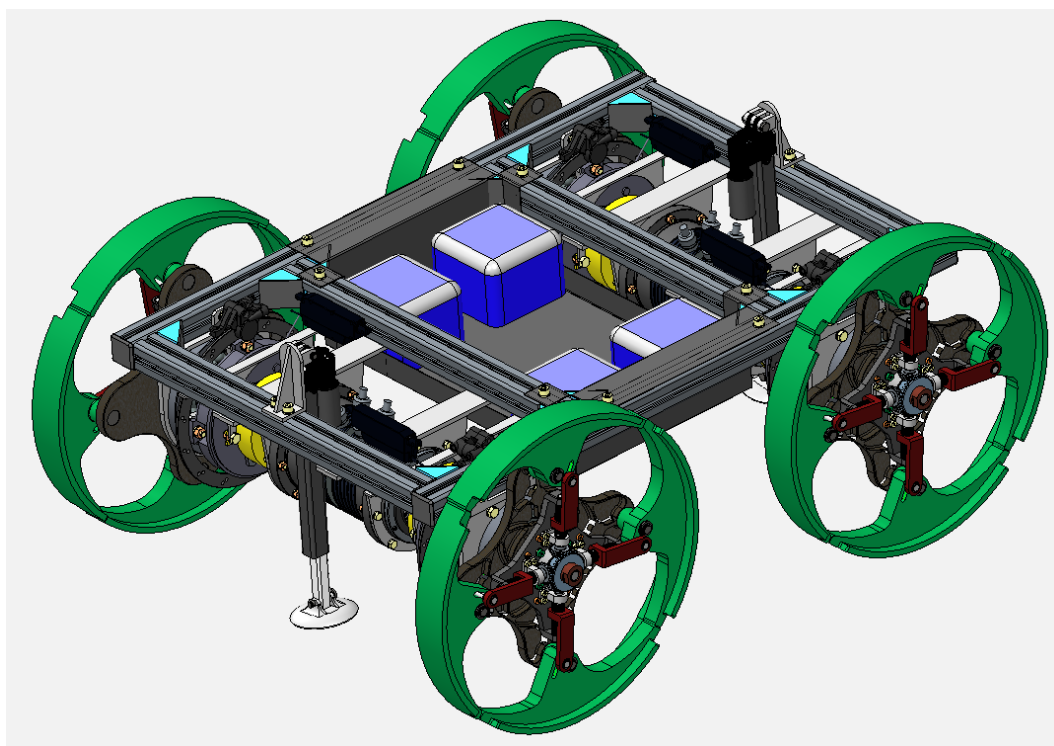
(zdroj <http://www.item24.cz/>)

Baterie jsou umístěny do půdorysného středu podvozku, v nádobě z ohýbaného plechového výstřižku tloušťky 1,5 mm. Tento je v rámu připevněn sérií šroubů v drážce profilu. Čtveřice baterií jsou modelovány pouze zjednodušeně, každá o celkové hmotnosti 10 kg.

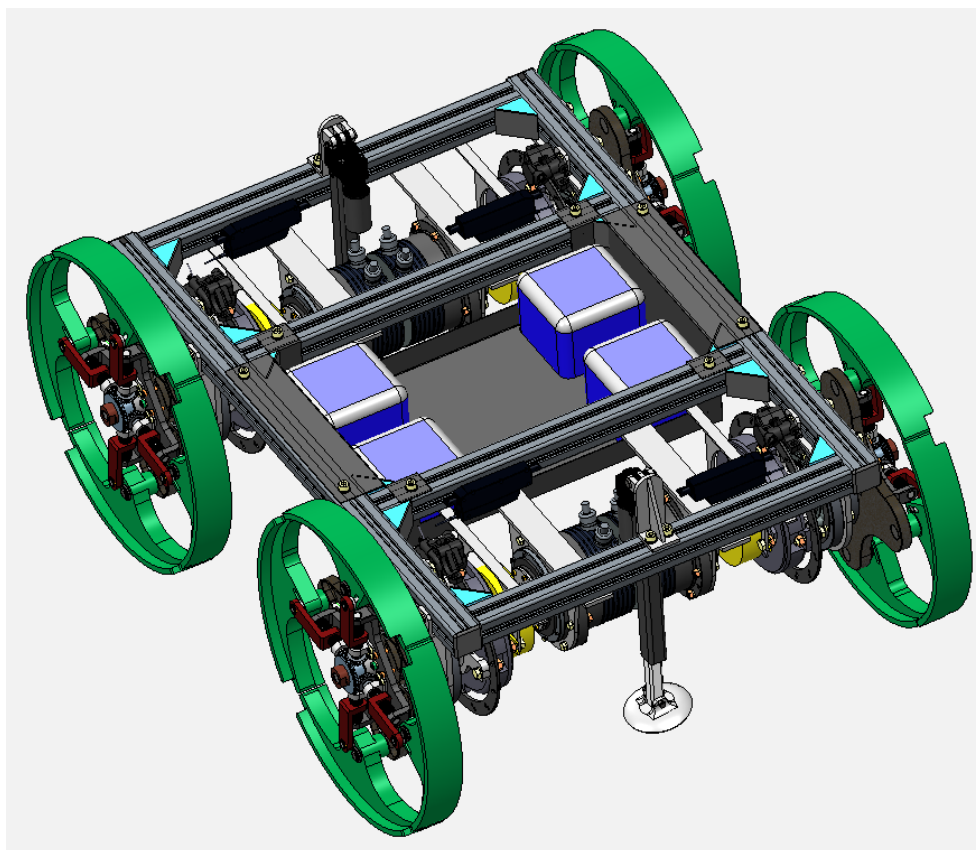
Další přídavné zařízení, které bude součástí výsledného produktu, je dvojice zvedacích zařízení. Ty mají sloužit při naorientování kol do stejné výchozí polohy ještě před rekonfigurací z režimu jízdy po rovině. Při řízení podvozku smykem totiž dojde k rozdílným polohám levých a pravých kol podvozku, které ovšem při režimu jízdy do schodů musejí

najíždět na schod synchronně. Předpokládá se tedy přijetí podvozku k hraně schodu a následně zvednutí přední nápravy do takové výšky, aby se dalo provést naorientování kol a jejich rekonfigurace. Tato problematika je také detailně popsána v [1].

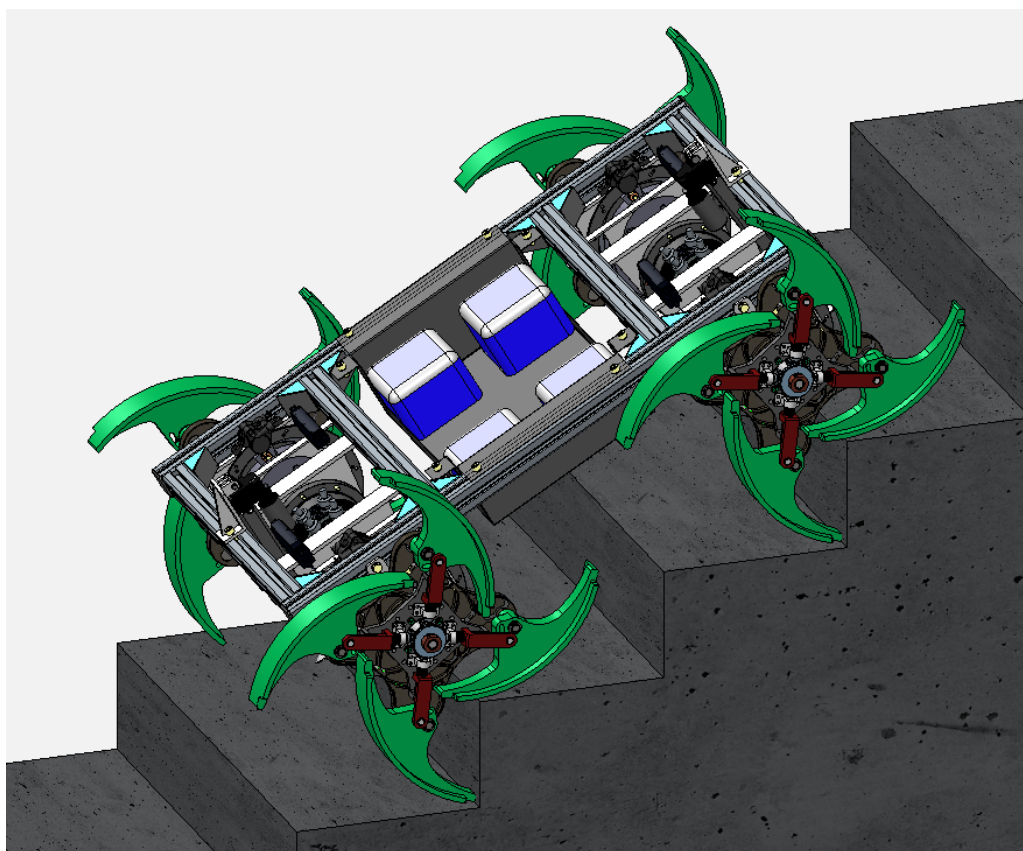
Ukázka 3D modelu podvozku se segmentovými koly ve vybrané variantě je na obrázcích 6.19, 6.20 a 6.21. Sestava je doplněná o soustavu baterií a pomocných zvedacích zařízení. Celková výsledná hmotnost je při zvolené konfiguraci 163,3 kg.



Obr. 6. 19 – 3D model podvozku se segmentovými koly



Obr. 6. 20 – 3D model podvozku se segmentovými koly



Obr. 6. 21 – 3D model podvozku se segmentovými koly při poloze na schodech

## 7 Závěr a zhodnocení dosažených výsledků

Tato práce se zabývala konstrukčním řešením segmentového kola a návrhem zmenšeného testovacího podvozku s těmito koly. V úvodu práce byla dle zadání provedena analýza současného stavu, v první části se věnovala zásadní překážce pro segmentové kolo, schodištím. V druhé části analýzy byly uvedeny příklady současných mobilních systémů určených pro překonávání schodů, nebo náročného členitého terénu. Součástí analýzy byl také popis segmentového kola, ve stavu jakém bylo přebráno a vysvětlena návaznost na předchozí práci. Uveden je princip fungování, popis jednotlivých částí sestavy a problémy jaké se vyskytly v průběhu prvních návrhů.

Další kapitola se věnovala projektu realizace a testování zmenšeného zkušebního podvozku pro segmentové kolo. V začátku byly popsány parametry platné pro prototyp kola o průměru 210 mm a stanoveny požadavky na konstrukci. Následoval průběh montážních prací a popis použitých komponentů. Jako první byla realizována tříkolová varianta podvozku s vlečným podpěrným kolem, poté následovala čtyřkolová varianta, na které už probíhalo testování přímo na testovacím schodišti. Z testování vyšlo najevo, že konstrukce kola z použitých materiálů a při použití technologie 3D tisku obsahovala řadu výrobních nepřesností a byla nedostatečně tuhá. Toto se v součtu s pružností materiálu ukázalo jako hlavní příčina některých komplikací. Kolo jinak potvrdilo svou funkčnost a přednosti, pro které bylo vyvíjeno, a to hladký průběh jízdy po schodech a použití jak pro rovný podklad tak schodiště. Obsažen je také přehled vynaložených finančních prostředků na realizaci podvozku.

Třetí část obsahuje silový rozbor kola s použitím mechanismu s táhly. Vstupní parametry vycházely z parametrů schodiště, pro které je kolo navrhováno (výška podstupnice 170 mm, délka nášlapné hrany 290 mm) a předběžného 3D modelu, který obsahoval údaje zejména o rozměrech, hmotnosti a poloze těžiště. S těmito informacemi bylo vytvořeno kinematické schéma výpočtu. Postup výpočtu byl koncipován tak, že nejprve byly určeny síly a momenty při situaci, kdy je podvozek na nakloněné rovině se stoupáním 10°. Poté proběhl výpočet sil a momentů při čtyřech krajních polohách v poloze na schodech. Z výsledků lze konstatovat, že největších hodnot potřebných pro zajištění polohy segmentů je dosaženo při jízdě po rovině a sice až 65 Nm. Pro pohon kola je nutné vyvinout

krouticí moment o velikosti až 50 Nm při jízdě po schodech. Důležitým faktorem pro další práci je, že zatížení je střídavého charakteru s přechodem přes nulu 8 krát za otáčku. Proběhlo také simulační ověření výsledků v nástavbě programu Creo. Výsledky jsou detailněji shrnuty v kap. 3.7, str. 63.

Na základě všech doposud zjištěných informací byl sestaven požadavkový list, určující některá omezení a směr pro další postup práce. Požadavky na konstrukci jsou uvedeny na str. 66.

Následovala část návrhu variant řešení. Variantnímu řešení podléhaly dva konstrukční uzly, a to mechanismus pro přenos momentů mezi unášečem a segmenty kola, a následně sestava duté a vložené hřídele a způsob jejich vzájemné aretace a natáčení v celkové koncepci sestavy jednotky kola. Varianty byly doplněny o popis dílů, s doplněním obrázků 3D modelů.

V části přenosu momentů mezi vloženou hřídelí a segmenty je navrženo několik alternativních koncepcí namísto stávajícího mechanismu s táhly. Byly navrženy celkem 3 přístupy.

Pro použití mechanismu s ozubením se podařilo nalézt několik vhodných kombinací. A to uspořádání s převodovým poměrem 1 : 1 a složitější variantu s vloženým kolem pro všechny páry kol, s celkovým převodovým poměrem  $i = 3,286$ . Posledně zmíněné řešení přineslo snížení potřebného krouticího momentu na vloženou hřídel o 60% v porovnání s mechanismem s táhly.

Z počátku velmi zajímavým řešením se zdálo být použití mechanismu sklíčidla. Zde se ale nepodařilo nalézt žádný výpočetní model pro stanovení požadovaného momentu pro natočení segmentů přes mechanismus sklíčidla.

Následující koncept, který byl použit pro řízení pohybu segmentů, byl šroubový mechanismus doplněný šikmým ozubeným převodem. Navzdory konstrukčně složitému řešení se podařilo nalézt samosvorný mechanismus, s malým potřebným momentem pro rekonfiguraci segmentů.

Další část byla věnována návrhu variant pro konstrukční uzel vstupní strany duté a vložené hřídele, jejich vzájemné aretace a celkovému uspořádání sestavy jednotky kola.

První variantou v této části je použití dvou pohonných jednotek pro řízení jízdních režimů kola. Mimo podrobný popis sestavy jednotky kola byly uvedeny konkrétně použité PJ a vypočteny jejich výkonové parametry v souladu s danými požadovanými parametry. Toto řešení bylo vyhodnoceno jako složité pro oblast řízení pohonů.

Druhá varianta navrhuje použití pouze jedné pohonné jednotky v kombinaci s elektromagnetickou brzdou pro vzájemnou aretaci hřídelů. Použití elektromagnetické brzdy je výhodné zejména pro úsporu energie oproti použití druhé PJ, která je neustále v provozu. Zároveň se však vyžaduje použití některých přídatných zařízení, zvyšující hmotnost jednotky kola.

Třetí varianta jde cestou návrhu vlastní konstrukce mechanismu pro vzájemnou aretaci hřídelů s použitím západky s tvarovou vazbou. Řešení je kompaktní a dostatečně tuhé. Mimo to, že potřebuje pro svou správnou funkci další přídatná zařízení, neumožňuje spojitou aretaci obou hřídelů. Toto je kompenzováno podmínkou použití v kombinaci se spřevodováním do pomala.

Jako kritérium hodnocení pro vybrání jedné z variant byly uvedeny výhody a nevýhody jednotlivých řešení. Na základě těchto výhod a nevýhod byla vybrána kombinace šroubového mechanismu s elektromagnetickou brzdou.

Práce otevírá řadu otázek, jejichž rozpracování by mohlo být předmětem zájmu dalších projektů. Jsou to zejména tyto:

- Krytování podvozku a sestavy kola
- Řízení + elektronika podvozku
- Odpružení kol, tlumení rázů
- Dimenzování, pevnostní analýza některých konstrukčních uzlů
- Senzorický subsystém zařízení

Část diplomové práce byla řešena v rámci projektu Studentské grantové soutěže 2013.

Součástí práce jsou elektronické přílohy na přiloženém CD. Obsahují výkresy vyráběných dílů pro prototyp podvozku, sestavný výkres vybrané varianty, katalogové listy některých použitých zařízení a sobory programu Mathcad obsahující výpočty pro diplomovou práci.

## 8 Seznam použitých zdrojů

### Tištěné zdroje

- [1] KRYS, V. *Servisní robotický systém pro pohyb v budovách*. Disertační práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, FS, 2010. 95s.
- [2] SKAŘUPA, Jiří; MOSTÝN, Vladimír, *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. Košice: Viena Košice, 2002. 190 s. ISBN 80-88922-55-0.
- [3] MIHOLA, M. *Návrh a analýza lokomočního subsystému servisního robotu pro pohyb ve členitém terénu*. Disertační práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, FS, 2011. 139s.
- [4] ČSN 73 4130. *Schodiště a šikmé rampy - Základní požadavky*. 2010. 28 s.
- [5] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2005. 921 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [6] DRASTÍK, František, *Strojnické tabulky*. Ostrava: Montatex, 1995. 565 s. ISBN 80-85780-22-4.
- [7] Kříž, Rudolf, *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava: Montatex, 1997. 214s. ISBN 80-85780-51-8.
- [8] ZELENÝ, Jiří, *Stavba strojů strojní součásti*. Brno: Computer press, 2007. 158 s. ISBN 80-7226-311-0.
- [9] HOSNEDL, Stanislav; KRÁTKÝ, Jaroslav, *Příručka strojního inženýra – Obecné strojní součásti I*. Brno: Computer press, 313 s. ISBN 80-7226-055-3.
- [10] SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G., *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTINUM, 2010. 1161 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 2007. 48 s.



- [12] ČSN ISO 6090. *Informace a dokumentace – Pravidla pro bibliografické odkazy a citace informačních zdrojů*. Praha: Český normalizační institut, 2010.

## Internetové zdroje

- [13] OS UNIOS [online]. Dostupné z: <http://www.osunios.cz/zakladni-pozadavky-na-schodiste.html>
- [14] Schodiště. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Schodi%C5%A1t%C4%9B>
- [15] Schodiste\_rampy.pdf. In: [online]. [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: [http://www.fce.vutbr.cz/PST/novotny.m/07.Schodiste\\_rampy.pdf](http://www.fce.vutbr.cz/PST/novotny.m/07.Schodiste_rampy.pdf)
- [16] Limbo robot. [online]. [cit. 2014-05-07]. Dostupné z: <http://starspangle200.org/limbo-robot-by-elliott-cohen-and-neil-vincenti-bacterial-powered-robot-vacuum/>
- [17] ASGUARD III: Advanced Security Guard V3. In: *Robotik.dfki-bremen.de* [online]. [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: <http://robotik.dfki-bremen.de/en/research/robot-systems/asguard-iii-1.html>
- [18] ASGUARD IV: Advanced Security Guard V4. In: *Robotik.dfki-bremen.de* [online]. [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: <http://robotik.dfki-bremen.de/en/research/robot-systems/asguard-iv.html>
- [19] Recon Scout XL. [online]. 2014 [cit. 2014-05-07]. Dostupné z: [http://www.reconrobotics.com/products/Recon\\_Scout\\_XL.cfm](http://www.reconrobotics.com/products/Recon_Scout_XL.cfm)
- [20] Loper. In: *Distrob.cs.umn.edu* [online]. 2008 [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: <http://distrob.cs.umn.edu/loper.php>
- [21] Tri-wheel stair climber. In: *Letsmakerobots.com* [online]. [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: <http://letsmakerobots.com/node/33791>
- [22] Coeficients of friction. In: *Www.roymech.co.uk* [online]. [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: [www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Tribology/co\\_of\\_fric.htm](http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_fric.htm)
- [23] MAXON MOTOR. *Maxon motor ag* [online]. 2014 [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/content/index>

- [24] HARMONIC DRIVE AG. *Harmonic Drive AG* [online]. 2014 [cit. 2014-05-06].  
Dostupné z: <http://harmonicdrive.de/startseite/>
- [25] MOFLON. *360°Rotating Slip Rings* [online]. 2011 [cit. 2014-05-06]. Dostupné z:  
<http://www.moflon.com/>
- [26] SPINEA. *SPINEA: EXCELLENCE IN MOTION* [online]. 2011 [cit. 2014-05-06].  
Dostupné z: <http://www.spinea.sk/sk/>
- [27] SKF. *SKF* [online]. 2014 [cit. 2014-05-06]. Dostupné z:  
<http://www.skf.com/group/splash/index.html>
- [28] HABERKORN ULMER. *Haberkorn: řemeny, řetězy, hliníkové profily, dopravníky*  
[online]. 2014 [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/>
- [29] IGUS. *IGUS.CZ: Distributor Hennlich s.r.o. pro ČR* [online]. 2014 [cit. 2014-05-06]. Dostupné z: <http://www.igus.cz/>