

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra robotiky

**Konstrukční řešení mechanismu pro nastavení senzorické hlavy
mobilního robotu**

**Design of a Mechanism for Positioning the Sensory Head of a
Mobile Robot**

Student:

Bc. Lukáš Podešva

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Vladimír Mostýn

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra robotiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Podešva**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T013 Robotika
Téma: **Konstrukční řešení mechanismu pro nastavení polohy senzorické hlavy mobilního robotu**
Design of a Mechanism for Positioning the Sensory Head of a Mobile Robot
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte konstrukční řešení mechanismu pro vysunutí senzorické hlavy mobilního robotu a nastavení její polohy ve dvou osách.
2. Navrhněte variantní řešení kinematické struktury tohoto mechanismu a vyberte optimální variantu.
3. Vybranou variantu rozpracujte do úrovně detailního 3D modelu, včetně kompletní výkresové dokumentace vybraných konstrukčních uzlů a specifikace nakupovaných komponent.
4. Proveďte pevnostní analýzu vybraných součástí a jejich optimalizaci.
5. Navrhněte senzorický, řídicí a akční subsystém, včetně blokového schématu.
6. Práci doložte v elektronické podobě ve formátu PDF a souborů systému Creo.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Kárník, L. *Servisní roboty*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. 144 s. ISBN 80-248-0626-6.
2. Skařupa, J. – Mostýn, V. *Teorie průmyslových robotů*. 1. vydání. Košice: Viena Košice, 2000. 146s. ISBN 80-88922-35-6.
3. 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.

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

Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Vladimír Mostýn**

Datum zadání:

Datum odevzdání:

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 práci jsem použil interní údaje o technických parametrech vozidla UGV-Pz získaných od firmy VOP CZ, s.p., firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě dne 21. května 2018

.....

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Lukáš Podešva

Adresa trvalého pobytu autora práce: Krnovská 152, Opava, 747 07

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména §35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, 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 užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude – li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná 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 – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2018

.....

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Lukáš Podešva

Adresa trvalého pobytu autora práce: Krnovská 152, Opava, 747 07

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PODEŠVA, L. *Konstrukční řešení mechanismu pro nastavení senzorké hlavy mobilního robotu*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky, 116 s. Vedoucí práce: Mostýn, V.

V práci jsou řešeny mechanismy pro zdvih a 2-osé vyrovnání senzorké hlavy mobilního robotu. Jedná se o nástavbu pro již existující robot vyvinutý firmou VOP CZ, s.p. Nejprve jsou provedeny kontrolní výpočty stability robotu, následuje rešerše relevantních mechanismů. Na základě rešerše bylo vytvořeno variantní řešení a pomocí kriteriální analýzy vybrána optimální varianta, ta byla dopracována do finální podoby a podrobena pevnostní analýze. Následně byla provedena optimalizace, specifikovány nakupované komponenty, navržen senzorký, řídicí subsystém a vytvořeno blokové schéma zapojení. Výkresová dokumentace, pohledy na 3D model, blokové schéma zapojení a technické listy jsou umístěny v přílohách.

Klíčová slova: zdvihací rameno, 2DOF vyrovnání, inerciální senzor, mobilní robot, PTC
CREO Parametric

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PODEŠVA, L. *Design of a Mechanism for Positioning the Sensory Head of a Mobile Robot*: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 116 p. Thesis head: Mostýn, V.

This thesis deals with a design of mechanisms for lifting and two-axis compensation of a mobile robot sensor carrier. The mechanism is designed as an extension body for existing robot made by company VOP CZ, s.p. Firstly, robot stability control calculations were performed followed by research of a relevant mechanisms. Based on the research, variations of designs were produced and the optimal variation was selected based on analysis. Consequently, optimization was performed, parts for purchasing were specified, sensor and control systems were designed and control block diagram was elaborated. Drawing documentation, snapshots of 3D models, control block diagram and technical sheets are attached in attachments of this thesis

Key words: lifting arm, 2DOF stabilisation, inertial sensor, mobile robot, PTC CREO
Parametric

Obsah

	strana
Úvod.....	12
1 Zpřesňující popis zadání	13
2 Analýza a kontrola stability robotu s ohledem na vnější vlivy.....	14
2.1 Parametry a požadavky na stabilitu.....	14
2.2 Určení akčních veličin působících na robot	15
2.3 Určení momentů způsobených silou na senzorickou hlavu, tíhou robotu a vzájemné porovnání.....	16
2.4 Kontrolní výpočet skluzu robotu.....	18
2.5 Závěr stability robotu	19
3 Rešerše zdvihových mechanismů	19
3.1 Skládací mechanismy	20
3.2 Teleskopické mechanismy	26
4 Rešerše mechanismů pro 2-osé vyrovnávání.....	28
5 Požadavkový list	32
5.1 Požadavky na funkci	32
5.2 Konstrukční požadavky.....	33
5.2.1 Parametry robotu a senzorické hlavy.....	34
5.3 Požadavky na odolnost proti působení klimatických vlivů.....	34
5.4 Zvláštní požadavky	35
6 Variantní řešení vyrovnávacího mechanismu.....	36
6.1 Vyrovnávací mechanismus A	36
6.1.1 Volba pohonu vyrovnávacího mechanismu A.....	37
6.2 Vyrovnávací mechanismus B.....	39
6.2.1 Volba pohonu vyrovnávacího mechanismu B	40
7 Kriteriaální analýza vyrovnávacích mechanismů.....	42
7.1 Výsledek kriteriaální analýzy vyrovnávacích mechanismů.....	45
8 Variantní řešení zdvihového mechanismu	45
8.1 Zdvihací mechanismus A	46
8.1.1 Volba pohonu zdvihacího mechanismu A	47

Diplomová práce Konstrukční řešení mechanismu pro nastavení senzorické hlavy mobilního robotu

8.2	Zdvihací mechanismus B	50
8.2.1	Volba pohonu zdvihacího mechanismu B	52
9	Kriteriální analýza zdvihacích mechanismů	55
9.1	Výsledek kriteriální analýzy zdvihacích mechanismů	57
10	Kompletní mechanismus	58
11	Návrh a popis konstrukčních uzlů	61
11.1	Vyrovnávací subsystém	61
11.2	Zdvihací subsystém	63
11.2.1	Popis zdvihacího subsystému	63
11.2.2	Kontrolní výpočet hnací hřídele ramene	71
11.3	Upínací subsystém	73
11.4	Základ	74
11.5	Platforma robotu	74
12	Pevnostní analýza	75
12.1	Pevnostní analýza vyrovnávacího subsystému	76
12.1.1	Rám podsestavy 2DOF	76
12.1.2	Příruba senzorické hlavy	79
12.1.3	Podsestava U-konzola horizontal	81
12.1.4	U-konzola vertikál	83
12.2	Pevnostní analýza zdvihacího subsystému	86
12.2.1	Rameno článek 2	86
12.2.2	Rameno článek 1	88
12.2.3	Příruba převodovky pohonu ramene	92
12.3	Pevnostní analýzy základové desky	94
12.3.1	Optimalizace základové desky	97
13	Kompletní optimalizovaný model umístěný na robot	99
14	Specifikace nakupovaných komponent	100
15	Návrh hardwarové struktury	103
15.1	Vybrané komponenty	103
15.2	Blokové schéma zapojení	106

Diplomová práce Konstrukční řešení mechanismu pro nastavení senzorické hlavy mobilního robotu

15.3	Popis funkce obvodu	107
16	Údržba stroje.....	108
17	Závěr	109
18	Seznam použité literatury	110
18.1	Knižní zdroje	110
18.2	Internetové zdroje	110
19	Poděkování.....	114
20	Seznam příloh	115
21	Zvláštní příloha	116

Seznam obrázků

Textová zpráva

	strana
<i>Obr. 1 Opravené a modernizované stroje připravené na expedici [5]</i>	12
<i>Obr. 2 Podvozek robotu s platformou určenou pro nástavbu.....</i>	13
<i>Obr. 3 Náčrt robotu ve svahu s působením větru</i>	15
<i>Obr. 4 Náčrt robotu ve svahu pro kontrolní výpočet</i>	16
<i>Obr. 5 Schematický náčrt tělesa na šikmé rovině s akčními i reakčními silami.....</i>	18
<i>Obr. 6 Skládací mechanismus 1 [9].....</i>	20
<i>Obr. 7 Skládací mechanismus 2 [10].....</i>	21
<i>Obr. 8 Skládací mechanismus 3 [11].....</i>	22
<i>Obr. 9 Skládací mechanismus 4 [12].....</i>	23
<i>Obr. 10 Skládací mechanismus 5 [13].....</i>	24
<i>Obr. 11 Skládací mechanismus 6 [14].....</i>	25
<i>Obr. 12 Teleskopický mechanismus 1 [16]</i>	26
<i>Obr. 13 Teleskopický mechanismus 2 [17]</i>	27
<i>Obr. 14 2DOF platform [18]</i>	29
<i>Obr. 15 2DOF Long Pan [19]</i>	30
<i>Obr. 16 2DOF Aglie eye [20]</i>	31
<i>Obr. 17 Náčrt robotu s rozměry potřebného zdvihu ramene</i>	32
<i>Obr. 18 Náčrt využitelného prostoru pro konstrukci se základními rozměry.....</i>	33
<i>Obr. 19 Vyrovnávací mechanismus A, pohled 1</i>	36
<i>Obr. 20 Vyrovnávací mechanismus A, pohled 2</i>	37
<i>Obr. 21 Graf zadání úhlové rychlosti pohonu ve vyr. mech. A.....</i>	37
<i>Obr. 22 Graf průběhu natočení příruby senzorické hlavy na čase vyr. mech. A.....</i>	38
<i>Obr. 23 Graf průběhu potřebných momentů na vstupních hřídelích vyr. mech. A.....</i>	38
<i>Obr. 24 Vyrovnávací mechanismus B.....</i>	40
<i>Obr. 25 Graf zadání úhlové rychlosti pohonu ve vyr. mech. B.....</i>	40
<i>Obr. 26 Graf průběhu natočení příruby senzorické hlavy a natočení pohonu na čase vyr. mech. B.....</i>	41
<i>Obr. 27 Graf průběhu potřebných momentů na vstupních hřídelích vyr. mech. B.....</i>	41
<i>Obr. 28 Zdvihací mechanismus A ve složené pozici</i>	46
<i>Obr. 29 Zdvihací mechanismus A ve vysunuté pozici</i>	47
<i>Obr. 30 Zdvihací mechanismus B ve složené pozici</i>	51

Obr. 31 Zdvihací mechanismus B ve vysunuté pozici	51
Obr. 32 Graf zadání úhlové rychlosti pohonu ve zdvihacím mechanismu B	52
Obr. 33 Graf zachycující průběh vzdálenosti příruby zdvih. mech. B od základny na čase	53
Obr. 34 Graf průběhu krouticího momentu na čase zdvih. mech. B.....	53
Obr. 35 Zdvihový mechanismus B detail	54
Obr. 36 Složený mechanismus na platformě robotu	58
Obr. 37 Mechanismus ve zdviženém stavu.....	59
Obr. 38 Nárys robotu se zdviženým mechanismem	60
Obr. 39 Nárys robotu se složeným mechanismem	60
Obr. 40 Vyrovnávací mechanismus	61
Obr. 41 Řez A vyrovnávacím mechanismem.....	61
Obr. 42 Řez B vyrovnávacím mechanismem.....	62
Obr. 43 Zdvihací subsystém.....	63
Obr. 44 Částečný řez krytem pohonu ramene.....	63
Obr. 45 Řetězový převod mezi pohonem a ramenem	64
Obr. 46 Detail napínací kladky.....	64
Obr. 47 3-řadý řetěz 10B-3 od firmy HABERKORN [25]	65
Obr. 48 Délka řetězu pohon-rameno	65
Obr. 49 Délka řetězu pohon-rameno 2	66
Obr. 50 Částečný řez 1. článkem ramene	67
Obr. 51 Detail napínací kladky 2.....	67
Obr. 52 Detail konce 1. článku ramene	68
Obr. 53 Detail hřídele se svěrným pouzdem uvnitř 1. článku ramene	68
Obr. 54 Délka řetězu v rameni.....	69
Obr. 55 Částečný řez 2. článkem ramene	70
Obr. 56 Detail uložení hřídele s přírubou pro vyrovnávací subsystém	70
Obr. 57 Umístění hnací hřídele ramene v sestavě	71
Obr. 58 Částečný řez upínacím mechanismem v pozici uzavřeno	73
Obr. 59 Částečný řez upínacím mechanismem v pozici otevřeno.....	73
Obr. 60 Základ.....	74
Obr. 61 Spodní strana platformy s barevně zvýrazněnými úpravami.....	74
Obr. 62 Pozice rámu v sestavě 2DOF	76
Obr. 63 Výpočetní síť modelu rámu 2DOF s vazbami.....	77
Obr. 64 Napětí von-Mises rámu 2DOF	77
Obr. 65 Deformace a posunutí rámu 2DOF.....	78

<i>Obr. 66</i>	<i>Pozice příruby senzorické hlavy v sestavě 2DOF</i>	79
<i>Obr. 67</i>	<i>Výpočetní síť modelu příruby senzorické hlavy</i>	79
<i>Obr. 68</i>	<i>Napětí von-Mises na přírubě senzorické hlavy</i>	80
<i>Obr. 69</i>	<i>Deformace a posunutí příruby senzorické hlavy</i>	80
<i>Obr. 70</i>	<i>Pozice U-konzole horizontal v sestavě 2DOF</i>	81
<i>Obr. 71</i>	<i>Výpočetní síť modelu U-konzole horizontal</i>	81
<i>Obr. 72</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na U-konzole horizontal pohled 1</i>	82
<i>Obr. 73</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na U-konzole horizontal pohled 2</i>	82
<i>Obr. 74</i>	<i>Deformace a posunutí U-konzole horizontal</i>	83
<i>Obr. 75</i>	<i>Pozice U-konzole vertikál v sestavě 2DOF</i>	83
<i>Obr. 76</i>	<i>Výpočetní síť modelu U-konzole vertikál</i>	84
<i>Obr. 77</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na U-konzole vertikál pohled 1</i>	84
<i>Obr. 78</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na U-konzole vertikál pohled 2</i>	85
<i>Obr. 79</i>	<i>Deformace a posunutí U-konzole vertikál</i>	85
<i>Obr. 80</i>	<i>Pozice 2. článku ramene v sestavě</i>	86
<i>Obr. 81</i>	<i>Výpočetní síť modelu 2. článku ramene</i>	86
<i>Obr. 82</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na 2. článku ramene pohled 1</i>	87
<i>Obr. 83</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na 2. článku ramene pohled 2</i>	87
<i>Obr. 84</i>	<i>Deformace a posunutí 2. článku ramene</i>	88
<i>Obr. 85</i>	<i>Pozice 1. článku ramene v sestavě</i>	88
<i>Obr. 86</i>	<i>Výpočetní síť modelu 1. článku ramene</i>	89
<i>Obr. 87</i>	<i>Řez výpočtovým modelem 1. článku ramene</i>	89
<i>Obr. 88</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na 1. článku ramene pohled 1</i>	90
<i>Obr. 89</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na 1. článku ramene pohled 2</i>	90
<i>Obr. 90</i>	<i>Deformace a posunutí 1. článku ramene pohled 1</i>	91
<i>Obr. 91</i>	<i>Deformace a posunutí 1. článku ramene pohled 2</i>	91
<i>Obr. 92</i>	<i>Pozice příruby převodovky pohonu ramene v sestavě</i>	92
<i>Obr. 93</i>	<i>Výpočetní síť modelu příruby převodovky pohonu ramene</i>	92
<i>Obr. 94</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na přírubu převodovky pohonu ramene pohled 1</i>	93
<i>Obr. 95</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na přírubu převodovky pohonu ramene pohled 2</i>	93
<i>Obr. 96</i>	<i>Deformace a posunutí příruby převodovky pohonu ramene</i>	94
<i>Obr. 97</i>	<i>Pozice základu v sestavě</i>	94
<i>Obr. 98</i>	<i>Výpočetní síť modelu základu</i>	95
<i>Obr. 99</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na základu</i>	95
<i>Obr. 100</i>	<i>Ekvivalentní napětí von-Mises na základu detail</i>	96

Diplomová práce Konstrukční řešení mechanismu pro nastavení senzorké hlavy mobilního robotu

<i>Obr. 101 Deformace a posunutí základu</i>	96
<i>Obr. 102 Výpočetní síť modelu opt. základu.....</i>	97
<i>Obr. 103 Ekvivalentní napětí von-Mises na opt. základu</i>	97
<i>Obr. 104 Ekvivalentní napětí von-Mises na opt. základu detail.....</i>	98
<i>Obr. 105 Deformace a posunutí opt. základu</i>	98
<i>Obr. 106 pohled na mechanismus složený na platformu robotu</i>	99
<i>Obr. 107 Pohled na mechanismus se zdviženými rameny</i>	99
<i>Obr. 108 Raspberry Pi 3 Model B+</i>	103
<i>Obr. 109 CAN interface umístěn na řídicí jednotce</i>	103
<i>Obr. 110 USB-I2C měnič.....</i>	104
<i>Obr. 111 I2C rozdělovač</i>	104
<i>Obr. 112 Servozesilovač TGA-48-40/80.....</i>	104
<i>Obr. 113 Servozesilovač TGA-48-80/150.....</i>	105
<i>Obr. 114 Indukční snímač.....</i>	105
<i>Obr. 115 3-osý akcelerometr</i>	105
<i>Obr. 116 DC/DC měnič DV24V25F5</i>	106
<i>Obr. 117 DC/DC měnič DV24V5F1</i>	106
<i>Obr. 118 DC/DC měnič DV24V5F1</i>	106

Příloha [A]

Obr. A 1 Náčrt robotu ve svahu pro kontrolní výpočet

Obr. A 2 Schematický náčrt tělesa na šikmé rovině s akčními i reakčními silami

Seznam tabulek

Textová zpráva

	strana
<i>Tab. 1 Tabulka parametrů a požadavků na stabilitu</i>	14
<i>Tab. 2 Výpočet tlakového účinku větru na senzorickou hlavici [5], [7]</i>	15
<i>Tab. 3 Výpočet síly působící na hlavici</i>	15
<i>Tab. 4 Výpočet tíhového momentu</i>	17
<i>Tab. 5 Výpočet momentu způsobeného působením větru na senzorickou hlavu</i>	17
<i>Tab. 6 Výpočet a porovnání třecí síly a síly způsobené větrem na hlavici [8]</i>	18
<i>Tab. 7 Soupis požadovaných funkcí zdvihacích mechanismů a jejich parametry</i>	19
<i>Tab. 8 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 1 [9]</i>	20
<i>Tab. 9 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 2 [10]</i>	21
<i>Tab. 10 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 3 [11]</i>	22
<i>Tab. 11 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 4 [12]</i>	23
<i>Tab. 12 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 5 [13]</i>	24
<i>Tab. 13 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 6 [14]</i>	25
<i>Tab. 14 Parametry a hodnoty teleskopického mechanismu 1 [16]</i>	26
<i>Tab. 15 Parametry a hodnoty teleskopického mechanismu 2 [17]</i>	27
<i>Tab. 16 Soupis požadovaných funkcí pro 2DOF vyrovnávání a jejich parametry</i>	28
<i>Tab. 17 Parametry a hodnoty 2DOF mechanismu 1 [18]</i>	29
<i>Tab. 18 Parametry a hodnoty 2DOF mechanismu 2 [19]</i>	30
<i>Tab. 19 Parametry a hodnoty 2DOF mechanismu 3 [20]</i>	31
<i>Tab. 20 Požadavky na funkci</i>	32
<i>Tab. 21 Konstrukční požadavky</i>	33
<i>Tab. 22 Parametry robotu a senzorické hlavy</i>	34
<i>Tab. 23 Požadavky na odolnost proti působení klimatických vlivů</i>	34
<i>Tab. 24 Zvláštní požadavky</i>	35
<i>Tab. 25 Vybrané parametry pohonu DS 110 [21]</i>	39
<i>Tab. 26 Vybrané parametry pohonu vyr. mech. B [22]</i>	42
<i>Tab. 27 Kritéria analýzy vyr. mech.</i>	43
<i>Tab. 28 Hodnocení kritérií vyr. mech.</i>	43
<i>Tab. 29 Zhodnocení jednotlivých variant vyr. mech.</i>	43
<i>Tab. 30 Váha významnosti jednotlivých kritérií vyr. mech.</i>	44
<i>Tab. 31 Výpočet vážených indexů vyr. mech. varianty A</i>	44

Diplomová práce Konstrukční řešení mechanismu pro nastavení senzorické hlavy mobilního robotu

<i>Tab. 32 Výpočet vážených indexů vyr. mech. varianty B</i>	45
<i>Tab. 33 Výsledky kriteriální analýzy vyr. mech.</i>	45
<i>Tab. 34 Výpočet axiální síly na pohybovém šroubu [2]</i>	48
<i>Tab. 35 Vybrané parametry zdvižné převodovky [23]</i>	48
<i>Tab. 36 Výpočet krouticího momentu na šroubu [3]</i>	49
<i>Tab. 37 Výpočet krouticího momentu na výstupu pohonu zdvih. mech. A</i>	49
<i>Tab. 38 Vybrané parametry pohonu zdvihacího mechanismu A [22]</i>	50
<i>Tab. 39 Výpočet krouticího momentu na výstupu pohonu zdvih. mech. B [3]</i>	54
<i>Tab. 40 Vybrané parametry pohonu zdvih. mech. B [21], [24]</i>	55
<i>Tab. 41 Kritéria analýzy zdvih. mech.</i>	55
<i>Tab. 42 Hodnocení kritérií zdvih. mech.</i>	56
<i>Tab. 43 Zhodnocení jednotlivých variant zdvih. mech.</i>	56
<i>Tab. 44 Váha významnosti jednotlivých kritérií zdvih. mech.</i>	56
<i>Tab. 45 Výpočet vážených indexů zdvih. mech. varianty A</i>	57
<i>Tab. 46 Výpočet vážených indexů zdvih. mech. varianty B</i>	57
<i>Tab. 47 Výsledky kriteriální analýzy zdvih. mech.</i>	57
<i>Tab. 48 Dimenzování ložisek vyrovnávacího mechanismu</i>	62
<i>Tab. 49 Dimenzování řetězu pohon - rameno [25]</i>	66
<i>Tab. 50 Dimenzování řetězu v rameni</i>	69
<i>Tab. 51 Návrh hřídele [3],[30]</i>	71
<i>Tab. 52 Návrh jemného drážkování [2],[3]</i>	72
<i>Tab. 53 Použité materiály a jejich parametry do pevnostní analýzy [2], [26], [27], [30] ...</i>	76
<i>Tab. 54 Specifikace nakupovaných komponent - spojovací materiál - šrouby</i>	100
<i>Tab. 55 Specifikace nakupovaných komponent - spojovací materiál - matice, podložky, pojistné kroužky, třmenové kroužky, kolíky</i>	101
<i>Tab. 56 Specifikace nakupovaných komponent - ložiska</i>	101
<i>Tab. 57 Specifikace nakupovaných komponent - akční subsystém, převodovky, spojky</i>	102
<i>Tab. 58 Specifikace nezařazených nakupovaných komponent</i>	102
<i>Tab. 59 Úkony údržby</i>	108

Příloha [A]

Tab. A 1 Výpočet tíhového momentu

Tab. A 2 Výpočet momentu způsobeného působením větru na senzorickou hlavu

Tab. A 3 Výpočet a porovnání třecí síly a síly způsobené větrem [8]

Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
α	Úhel sklonu terénu	[°]
α_T	Úhel profilu závitu	[°]
η_p	Účinnost převodovky	[-]
η_s	Účinnost šroubu	[-]
η_{ip}	Účinnost řetězového převodu	[-]
ρ	Objemová hmotnost vzduchu	[kgm^{-3}]
τ_D	Dovolené namáhání v krutu	[MPa]
φ'	Redukovaný třecí úhel	[°]
ϕ	Velikost drážkování	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]
a	Délka hrany krychle (senzorické hlavy)	[mm]
c_F	Přepona výpočtového trojúhelníku	[mm]
c_T	Přepona výpočtového trojúhelníku	[mm]
$C_{0\ 22206}$	Statická únosnost ložiska SKF 22206 E	[kN]
d	Nosný průměr hřídele	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_{p16Z}	Průměr roztečné kružnice řetězového kola 16Z	[mm]
d_{p22Z}	Průměr roztečné kružnice řetězového kola 22Z	[mm]
D_s	Střední průměr drážkování	[mm]

Diplomová práce Konstrukční řešení mechanismu pro nastavení senzorké hlavy mobilního robotu

f	Koeficient tření mezi ledem a gumou	[–]
f_z	Součinitel smykového tření na závitu	[–]
F_1	Obvodová síla na 1 zub	[N]
F_{22206}	Zatížení ložiska	[N]
F_p	Síla způsobená větrem na senzorkou hlavu	[N]
$F_{ř1}$	Tahová síla v řetězu	[N]
$F_{ř2}$	Tahová síla v řetězu	[N]
F_T	Tíhová síla robotu	[N]
$F_{TŘ}$	Třecí síla	[N]
F_v	Síla působící na senzorkou hlavu	[N]
F_{Vx}	Složka síly F_v v ose x	[N]
F_{Vy}	Složka síly F_v v ose y	[N]
g	Tíhové zrychlení	[ms^{-2}]
i_p	Převodový poměr na zdvižné převodovce	[–]
$i_{řp}$	Převodový poměr na řetězovém převodu	[–]
k	Bezpečnost	[–]
l	Délka drážkového spoje	[mm]
$L_{ř1}$	Délka řetězu	[mm]
$L_{ř2}$	Délka řetězu	[mm]
$L_{ř1CREO}$	Délka křivky pro řetěz v CREO	[mm]
$L_{ř2CREO}$	Délka křivky pro řetěz v CREO	[mm]

Diplomová práce Konstrukční řešení mechanismu pro nastavení senzorické hlavy mobilního robotu

m_{sh+}	Zaokrouhlená hmotnost senzorické hlavy, vyrovnávacího mechanismu, hmoty 2. článků vyrovnávacích mechanismů	[kg]
m_{shS}	Hmotnost senzorické hlavy, příruby, U-konzole, šroubů, kluzných ložisek a hřídelů	[kg]
m_{TC}	Celková hmotnost robotu	[kg]
M_F	Moment způsobeným větrem na hlavě	[Nm]
$M_{k\ pohon}$	Krouticí moment na výstupu pohonu	[Nm]
$M_{k\ poh. A}$	Krouticí moment na výstupu převodovky	[Nm]
$M_{k\ ram}$	Krouticí moment určený analýzou na rameni	[Nm]
$M_{kš}$	Krouticí moment na šroubu	[Nm]
M_T	Tíhový moment robotu	[Nm]
p	Rozteč článků řetězu	[mm]
p_D	Dovolený měrný tlak	[MPa]
P_h	Stoupání závitu	[mm]
$P_{\check{r}}$	Pevnost řetězu při přetržení	[kN]
r_{Fv}	Rameno momentu způsobeného působením větru	[mm]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
v	Rychlost větru	[ms ⁻¹]
z_k	Výška korby robotu	[mm]
z_T	Souřadnice těžiště robotu	[mm]

Úvod

Zadání této diplomové práce vytvořila firma VOP CZ, s.p. Historie podniku sahá do roku 1946, kdy vznikl jako závod 025 se zaměřením pouze na opravu vojenské techniky. Až s postupem času byly výrobní možnosti rozšířeny na vojenskou výrobu. Během devadesátých let byla výrobní škála rozšířena o civilní sektor, od té doby podnik stále navyšuje výrobní kapacity a technologické možnosti. V roce 2010 došlo ke sloučení Vojenského opravárenského podniku 025 Nový Jičín, s.p. a VOP-026 Šternberk, s.p. do jednoho podniku s názvem VOP-026 Šternberk, s.p. O dva roky později byl podnik přejmenován na VOP CZ, s.p. V současnosti se jedná o největší vojenský podnik v ČR.

[5]



Obr. 1 Opravené a modernizované stroje připravené na expedici [5]

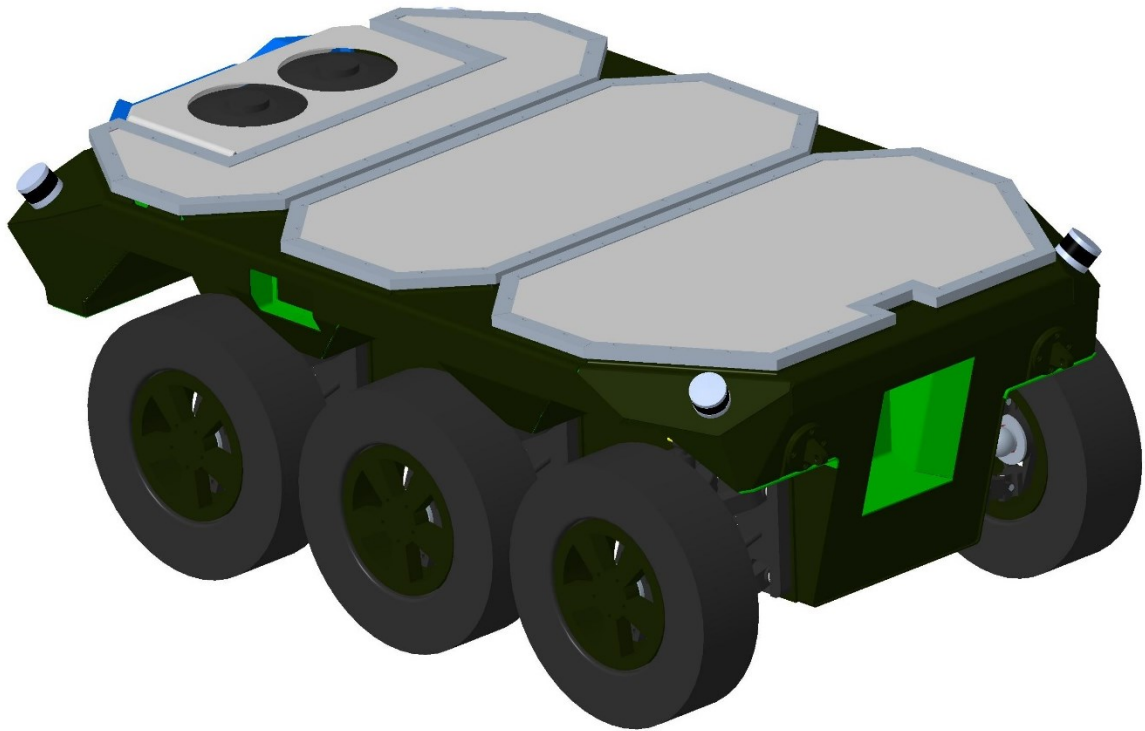
V rámci oddělení Vývoje a výzkumu je vyvíjen autonomní mobilní robotický systém pro Armádu České republiky. Firma se zabývá vývojem podvozku robotu s platformou bez nástavby. Cílem práce je návrh konstrukčního řešení nástavby, která umožní zdvih senzorické hlavy a její vyrovnání.

Po zhodnocení stability robotu v terénu následuje rešerše relevantních mechanismů, následně byl sepsán požadavkový list. Na základě požadavkového listu bylo vypracováno variantní řešení v systému PTC CREO Parametric. Pomocí kriteriální analýzy byla vybrána optimální varianta, ta byla dopracována do finální podoby a podrobena pevnostní analýze v systému PTC CREO Simulate. Výsledky pevnostní analýzy byly využity k optimalizaci modelu. Byly specifikovány nakupované komponenty, navržen senzorický a řídicí subsystém. Blokové schéma zapojení, výkresová dokumentace, technické listy a 3D model jsou umístěny na datovém médiu.

1 Zpřesňující popis zadání

Cílem této diplomové práce je vytvoření zdvihového mechanismu pro robot UGV-Pz, který vyzdvihne senzorickou hlavu do požadované výše, vyrovná hlavu do horizontální pozice a provede její fixaci. Dále je požadovaná odolnost vůči klimatickým vlivům a stabilita ve svahu (tyto parametry jsou přesně specifikovány v požadavkovém listě). Prostor pro konstrukci ramene je znázorněn na *Obr. 2*, případně je možné další mechanismy pro zvýšení stability umístit na robot z vnějšku.

UGV-Pz (unmanned ground vehicle – bezpilotní pozemní vozidlo), robot vyvíjen firmou VOP CZ, s.p. pro průzkumné vojsko AČR. Jedná se již o třetí generaci tohoto robotu, v předchozí verzi známého jako TAROS.



Obr. 2 Podvozek robotu s platformou určenou pro nástavbu

2 Analýza a kontrola stability robotu s ohledem na vnější vlivy

Na základě vnějších vlivů bylo posouzeno, zda je možné, aby došlo k převrácení robotu. Posouzen byl nejméně příznivý stav: maximální sklon svahu, maximální rychlost větru, senzorická hlava uvažována jako krychle. Výpočet byl proveden zjednodušeně, zanedbá se hmotnost ramene, včetně jeho plochy a plochy rámu, o kterou by se opřel vítr.

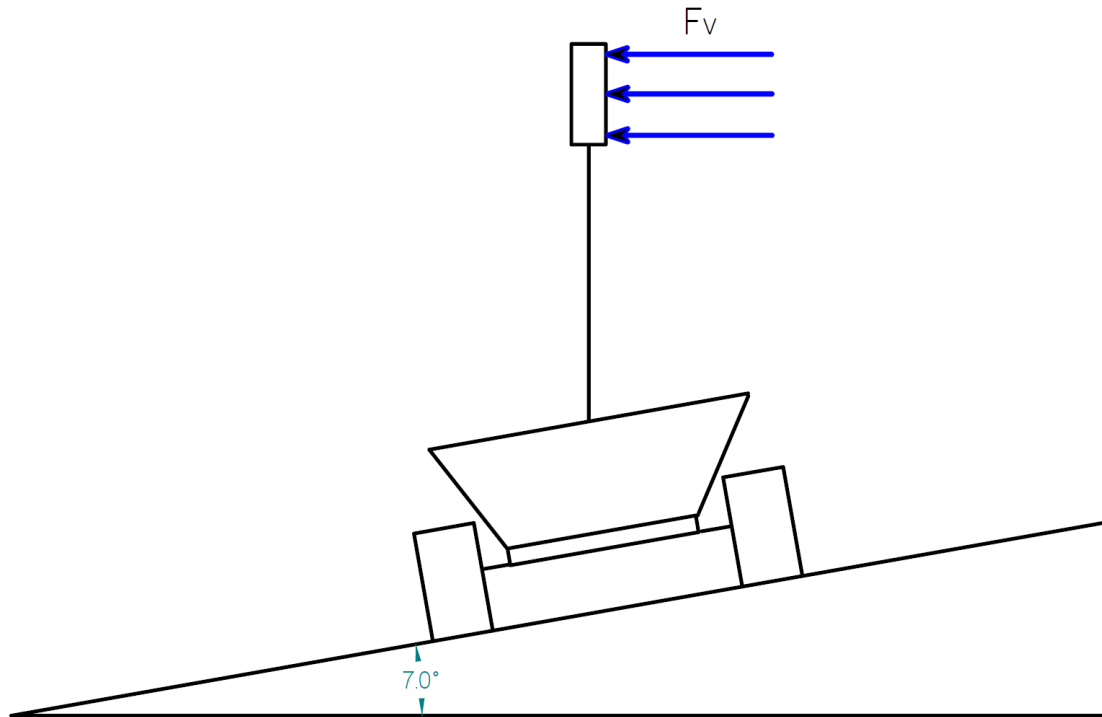
V případě, že by robot působením vnějších vlivů nebyl převrácen, bylo by možné přistoupit pouze k řešení stabilizace ramene, namísto celého robotu, čímž by byly výrazně sníženy výrobní náklady a celková hmotnost stabilizačního subsystému robotu. Kromě převrácení byla rovněž kontrolována možnost sklouznutí robotu po kluzkém povrchu např. ledu.

2.1 Parametry a požadavky na stabilitu

Požadavek / Parametr	Žádaná hodnota
Maximální sklon svahu	7[°]
Maximální rychlost větru	20[ms ⁻¹]
Rozsah provozních teplot	-32[°C] až +40[°C]
Rozsah skladovacích teplot	-35[°C] až +60[°C]
Hmotnost senzorické hlavy	150[kg]
Rozměry senzorické hlavy	800x800x800[mm]
Požadovaná výška senzorické hlavy nad zemí	2800[mm] (příruba pro hlavu 2000[mm])
Hmotnost robotu UGV	1400[kg]
Těžiště robotu	Těžiště se nachází na podélné středové rovině, nad prostřední nápravou, 670[mm] nad zemí

Tab. 1 Tabulka parametrů a požadavků na stabilitu

2.2 Určení akčních veličin působících na robot



Obr. 3 Náčrt robotu ve svahu s působením větru

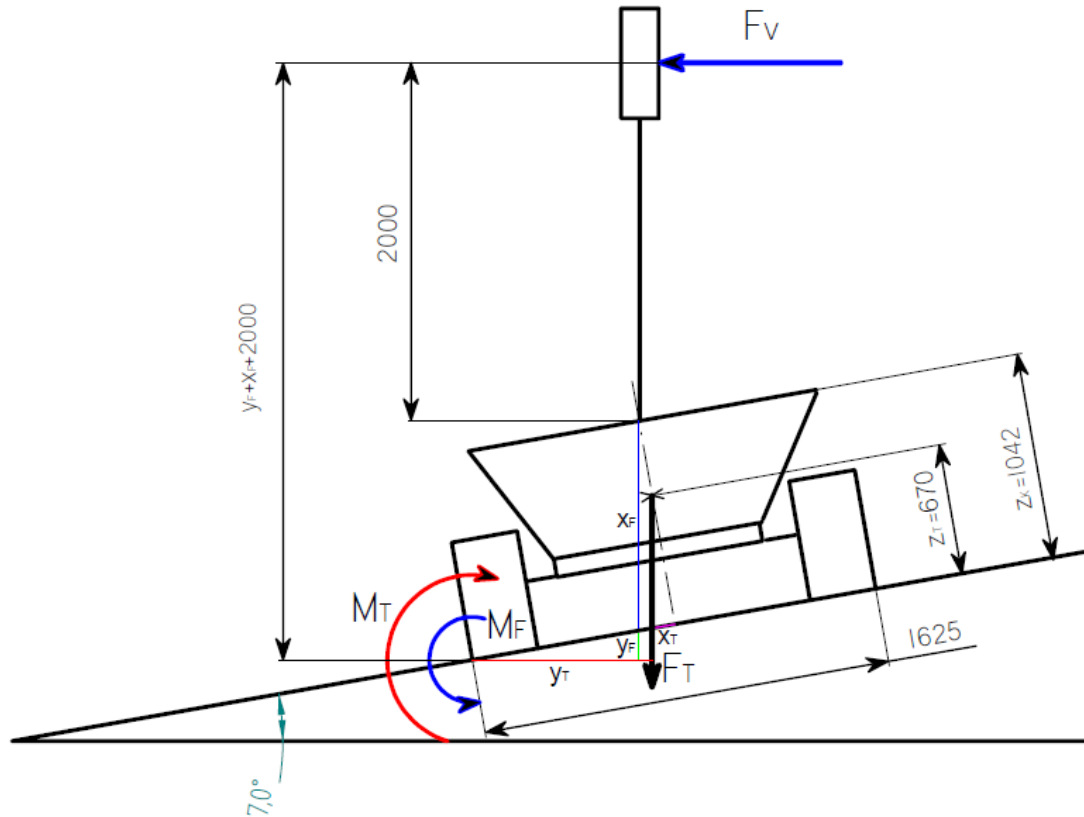
Tlakový účinek větru na senzorkou hlavu		
$v = 20[ms^{-1}]$ $\rho = 1,561[kgm^{-3}]$	$p = v^2 \cdot \frac{\rho}{2}$ $p = 20^2 \cdot \frac{1,561}{2}$	$p = 312,2[Pa]$
v - Rychlost větru ρ - Objemová hmotnost vzduchu (s ohledem na bezpečnost hodnota určena při $-50[^\circ C]$)		

Tab. 2 Výpočet tlakového účinku větru na senzorkou hlavu[5], [7]

Síla působící na senzorkou hlavu		
$a = 0,8[m]$	$S = a^2$ $S = 0,8^2$ $F_v = p \cdot S$ $F_v = 312,2 \cdot 0,64$	$S = 0,64[m^2]$ $F_v = 199,808[N]$
a - Délka hrany krychle (senzorká hlava)		

Tab. 3 Výpočet síly působící na senzorkou hlavu

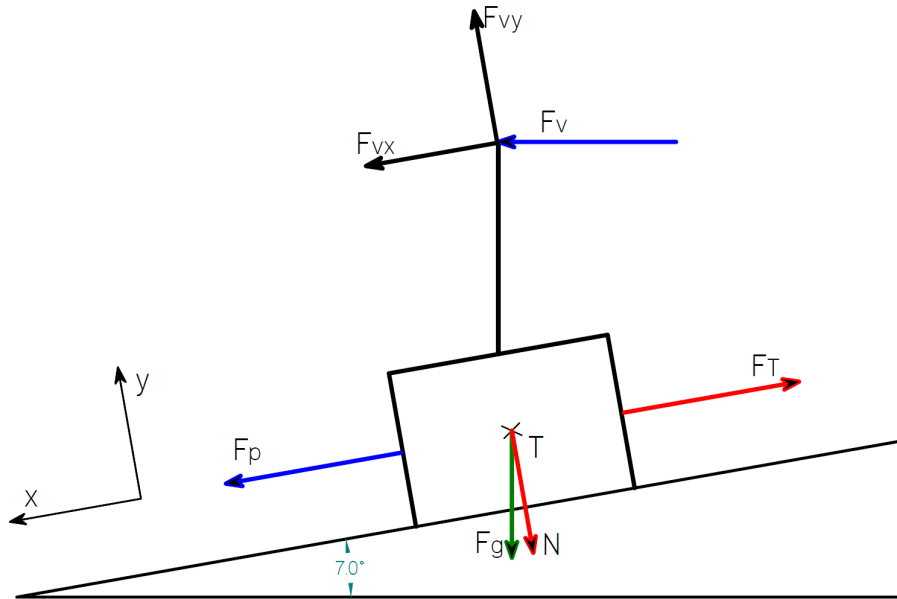
2.3 Určení momentů způsobených silou na senzorkou hlavu, tíhou robotu a vzájemné porovnání



Obr. 4 Náčrt robotu ve svahu pro kontrolní výpočet

Tíhový moment robotu		
$m_{Tc} = 1400[kg]$ $g = 9,81[m \cdot s^{-2}]$	$F_T = m_{Tc} \cdot g$ $F_T = 1400 \cdot 9,81$	$F_T = 13734[N]$
$\alpha = 7[^\circ]$ $z_T = 640[mm]$	$\tan \alpha = \frac{x_T}{z_T}$ $x_T = \tan \alpha \cdot z_T$ $x_T = \tan 7 \cdot 640$	$x_T = 78,58[mm]$
$c_T = 733,92[mm]$	$\cos \alpha = \frac{y_T}{c_T}$ $y_T = \cos \alpha \cdot c_t$ $y_T = \cos 7 \cdot 733,92$	$y_T = 728,45[mm]$

2.4 Kontrolní výpočet skluzu robotu



Obr. 5 Schematický náčrt tělesa na šikmé rovině s akčními i reakčními silami

Porovnání třecí síly a síly způsobené větrem na senzorkou hlavu		
$f = 0,15[-]$ $F_{vy} = 24,37[N]$ $F_{vx} = 148,5[N]$	$F_{T\check{R}} = F_N \cdot f$ $F_{T\check{R}} = [(m \cdot g \cdot \cos \alpha) - F_{vy}] \cdot f$ $F_{T\check{R}} = [(1400 \cdot 9,81 \cdot \cos 7) - 24,37] \cdot 0,15$ $F_p = (F_g \cdot \sin \alpha) + F_{vx}$ $F_p = (m \cdot g \cdot \sin \alpha) + F_{vx}$ $F_p = (1400 \cdot 9,81 \cdot \sin 7) + 148,5$	$F_{T\check{R}} = 2041,09[N]$ $F_p = 1822,25[N]$ $F_{T\check{R}} > F_p$
f - Koeficient tření mezi ledem a gumou F_{vy} - Složka síly F_v v ose y F_{vx} - Složka síly F_v v ose x		

Tab. 6 Výpočet a porovnání třecí síly a síly způsobené větrem [8]

Kontrolní výpočet v Tab. 6 prokázal, že třecí síla je vyšší než síla pohybová a díky tomu nedojde ke sklouznutí robotu ve svahu.

2.5 Závěr stability robotu

Na základě kontrolních výpočtů v *Tab. 5* a *Tab. 6* je patrné, že robot s ramenem v pracovní poloze a působením vnějších vlivů bude dostatečně stabilní a nehrozí převrácení či uklouznutí. Není tedy potřeba stabilizovat celý robot např. podpurnými nohami, které by výrazně navýšily hmotnost a tím i cenu robotu. Dále se tedy bude přistupovat ke konstrukci mechanismu vyrovnávající jen rameno pro senzorkou hlavu nebo pouze senzorkou hlavu samotnou. Z bezpečnostních důvodů budou na podvozku robotu vyměněny stávající tlumiče za uzamykatelné, které budou během zvednutého ramene uzamčeny.

3 Rešerše zdvihových mechanismů

Zde budou popsány různé principy zdvihových mechanismů na základě kinematické struktury. Tato rešerše se zaměřuje pouze na zdvihací subsystém ramene.

Soupis požadovaných funkcí zdvihových mechanismů a jejich parametry

Požadavek	Parametr
Dosažitelnost mechanismu do pracovní polohy	Počet stupňů volnosti, kinematická struktura
Pohyblivost mechanismu	Typy pohonů
Konstrukce rámu	Materiály a profily rámu
Odolnost vůči prostředí	Krytí IP
Dostatečná nosnost	Nosnost
Minimalizace ceny	Cena (Kč)
Minimalizace hmotnosti	Hmotnost

Tab. 7 Soupis požadovaných funkcí zdvihacích mechanismů a jejich parametry

3.1 Skládací mechanismy



Obr. 6 Skládací mechanismus 1 [9]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, kinematická struktura	Mechanismus s 1 stupněm volnosti, jedná se o jednoduchý paralelogram s jedním ramenem, který pohání lineární pohon
Typy pohonů	Manuální hydraulický válec
Materiály a profily rámu	Jeklový svařenec, konstrukční ocel
Krytí IP	IP 52
Nosnost	150 [kg]
Cena (Kč)	6505 Kč
Hmotnost	32 [kg]

Tab. 8 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 1 [9]



Obr. 7 Skládací mechanismus 2 [10]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, kinematická struktura	Mechanismus s 1 stupněm volnosti, jedná se o nůžkový mechanismus, který pohání lineární pohon
Typy pohonů	Hydraulický válec (hydraulický agregát)
Materiály a profily rámu	Jeklový svařenec, konstrukční ocel
Krytí IP	IP 67
Nosnost	300 [kg]
Cena (Kč)	10877 Kč
Hmotnost	970 [kg]

Tab. 9 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 2 [10]



Obr. 8 Skládací mechanismus 3 [11]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, kinematická struktura	Mechanismus s 2 stupni volnosti, jedná se o rameno se dvěma klouby, které pohání 2 lineární pohony
Typy pohonů	Hydraulický válec (hydraulický agregát)
Materiály a profily rámu	Svařenec z ocelových výpalků, konstrukční ocel
Krytí IP	IP 67
Nosnost	200 [kg]
Cena (Kč)	-
Hmotnost	500 [kg]

Tab. 10 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 3 [11]



Obr. 9 Skládací mechanismus 4 [12]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, kinematická struktura	Mechanismus se 4 stupni volnosti, jedná se o rovinný mechanismus s rotací v základu, rameno vybaveno 4 klouby (první tři rotace a poslední translace), které pohání 4 lineární pohony
Typy pohonů	Hydraulický válec (hydraulický agregát není integrován)
Materiály a profily rámu	Svařenec z ocelových výpalků, konstrukční ocel
Krytí IP	IP 67
Nosnost	5000 [kg]
Cena (Kč)	43506 Kč
Hmotnost	1850 [kg]

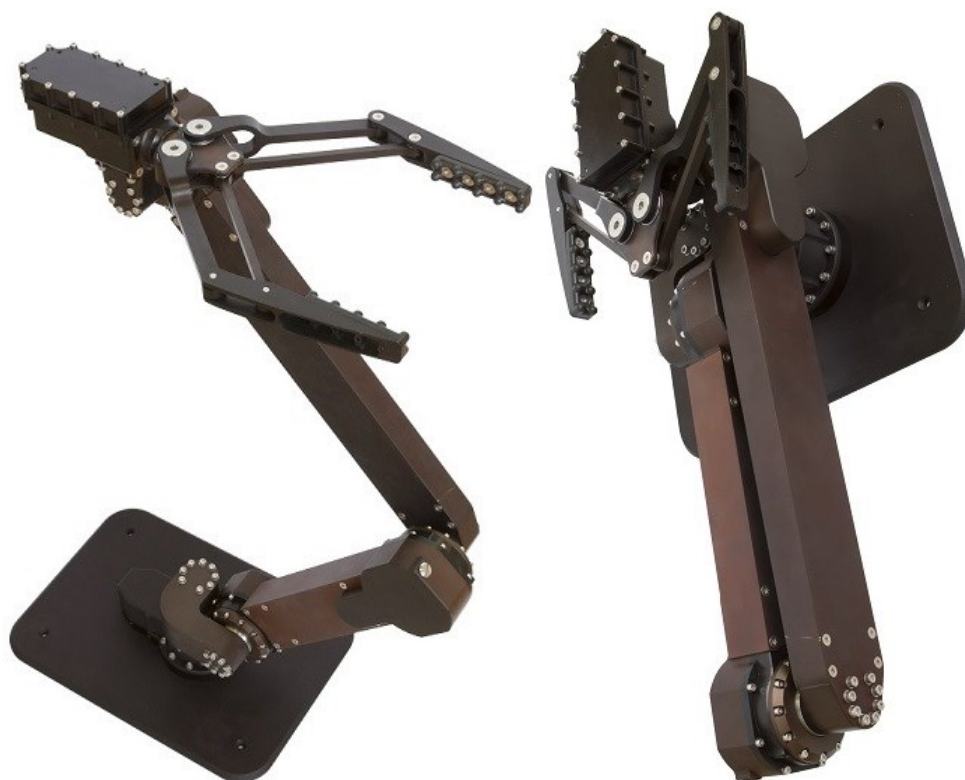
Tab. 11 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 4 [12]



Obr. 10 Skládací mechanismus 5 [13]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, kinematická struktura	Mechanismus s 6 stupni volnosti, jedná se o průmyslový robot, pohony rotační v každém kloubu
Typy pohonů	Elektropohony
Materiály a profily rámu	Výlisky z kompozitních materiálů
Krytí IP	IP 67
Nosnost	2,5 [kg]
Cena (Kč)	-
Hmotnost	-

Tab. 12 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 5 [13]



Obr. 11 Skládací mechanismus 6 [14]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, kinematická struktura	Mechanismus s 5 stupni volnosti, jedná se o rameno servisního robotu, pohony rotační v každém kloubu
Typy pohonů	Elektropohony
Materiály a profily rámu	Svařenec z hliníkových slitin
Krytí IP	IP 67
Nosnost	6 [kg]
Cena (Kč)	-
Hmotnost	7 [kg]

Tab. 13 Parametry a hodnoty skládacího mechanismu 6 [14]

3.2 Teleskopické mechanismy



Obr. 12 Teleskopický mechanismus I [16]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, kinematická struktura	Mechanismus s 1 stupněm volnosti, jedná se o zvedací plošinu poháněnou paralelně řazeným teleskopickým mechanismem
Typy pohonů	Hydropohon (hydraulický agregát)
Materiály a profily rámu	Profily z hliníkových slitin
Krytí IP	IP 67
Nosnost	100 [kg]
Cena (Kč)	21753 Kč
Hmotnost	380 [kg]

Tab. 14 Parametry a hodnoty teleskopického mechanismu I [16]



Obr. 13 Teleskopický mechanismus 2 [17]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, kinematická struktura	Mechanismus s 1 stupněm volnosti, jedná se o zvedací plošinu poháněnou kolineárně řazeným teleskopickým mechanismem
Typy pohonů	Hydropohon (hydraulický agregát)
Materiály a profily rámu	Ocelové profily
Krytí IP	IP 67
Nosnost	227 [kg]
Cena (Kč)	270608 Kč
Hmotnost	380 [kg]

Tab. 15 Parametry a hodnoty teleskopického mechanismu 2 [17]

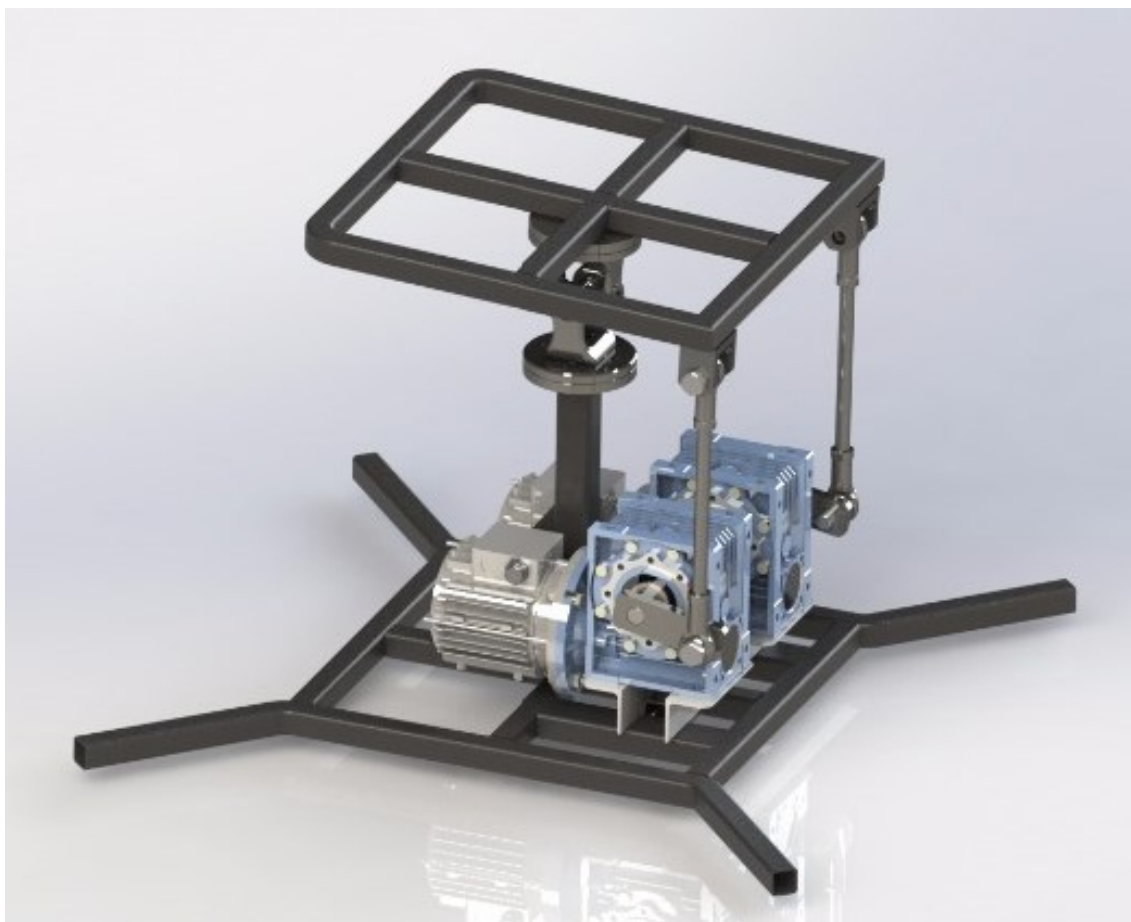
4 Rešerše mechanismů pro 2-osé vyrovnávání

V této rešerši budou zaznamenány pouze varianty mechanismů sloužících pro 2-osé vyrovnávání (mechanismus s 2 stupni volnosti bude v této práci dále nazýván 2DOF mechanismus).

Soupis požadovaných funkcí mechanismů pro 2DOF vyrovnávání a jejich parametry

Požadavek	Parametr
Dosažitelnost mechanismu do pracovní polohy	Počet stupňů volnosti, rozsah pohybu
Pohyblivost mechanismu	Typy pohonů
Odolnost vůči prostředí	Krytí IP
Dostatečná nosnost	Nosnost
Minimalizace ceny	Cena (Kč)
Minimalizace hmotnosti	Hmotnost

Tab. 16 Soupis požadovaných funkcí pro 2DOF vyrovnávání a jejich parametry



Obr. 14 2DOF platform [18]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, rozsah pohybu	2 stupně volnosti, rozsah 35[°]
Typy pohonů	Elektropohon s převodovou
Krytí IP	-
Nosnost	500 [kg]
Cena (Kč)	33154 Kč
Hmotnost	150 [kg]

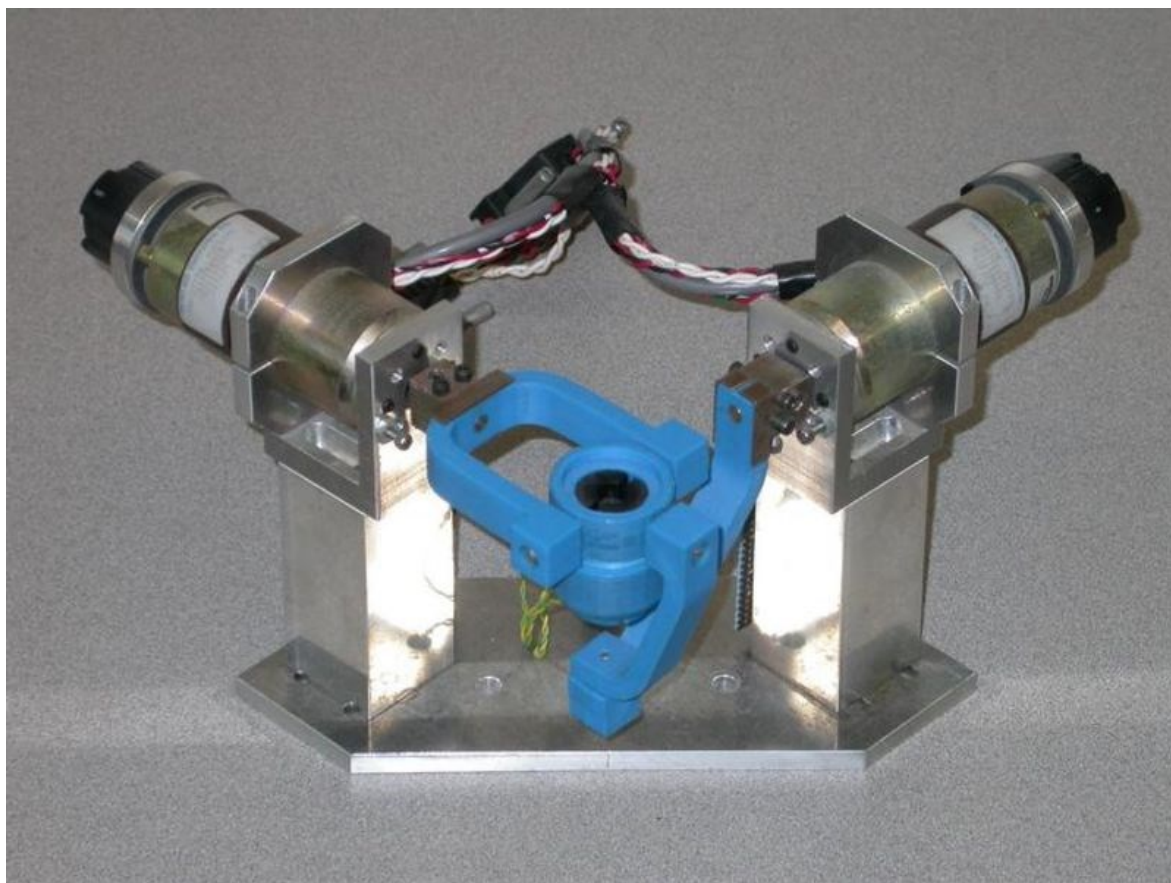
Tab. 17 Parametry a hodnoty 2DOF mechanismu 1 [18]



Obr. 15 2DOF Long Pan [19]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, rozsah pohybu	2 stupně volnosti, rozsah 360[°]
Typy pohonů	Servomotor
Krytí IP	-
Nosnost	-
Cena (Kč)	487 Kč
Hmotnost	-

Tab. 18 Parametry a hodnoty 2DOF mechanismu 2 [19]



Obr. 16 2DOF Aglie eye [20]

Parametr	Hodnota
Počet stupňů volnosti, rozsah pohybu	2 stupně volnosti, rozsah 30[°]
Typy pohonů	Elektropohon
Krytí IP	-
Nosnost	-
Cena (Kč)	-
Hmotnost	-

Tab. 19 Parametry a hodnoty 2DOF mechanismu 3 [20]

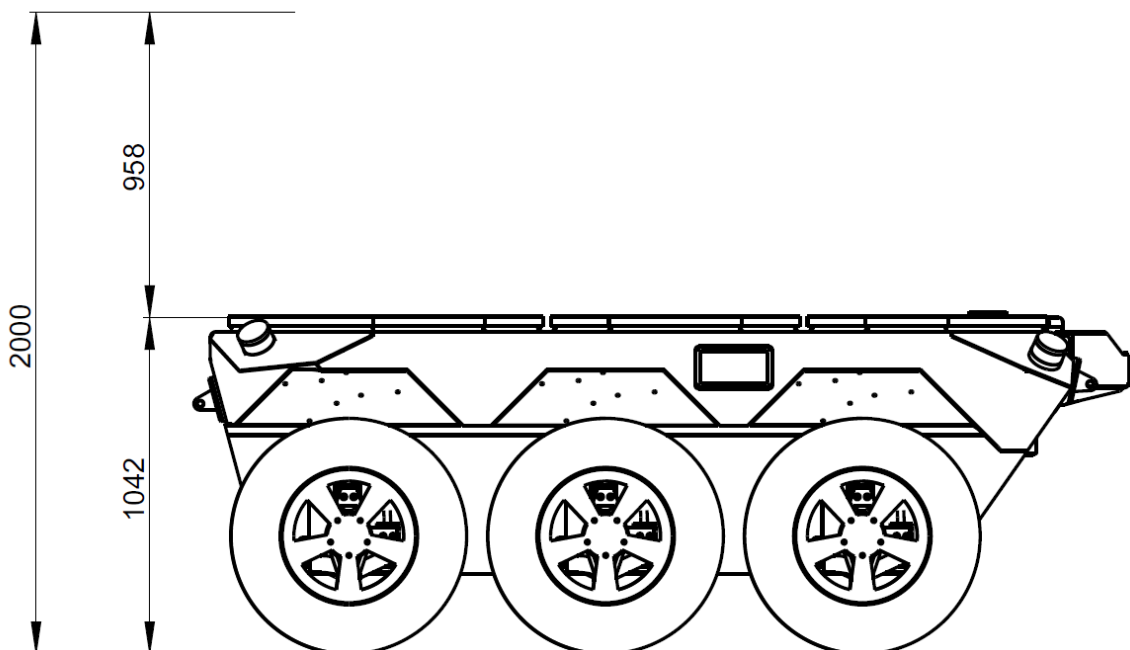
5 Požadavkový list

Na základě rešerše zdvihového mechanismu a vyrovnávacího mechanismu byl sestaven požadavkový list, který je doplněn o požadavky VOP CZ, s.p.

5.1 Požadavky na funkci

Parametr	Žádaná hodnota	Zdůvodnění
Rozsah pohybů	Vysunuté rameno musí mít přírubu pro senzorickou hlavu ve výšce 2000 [mm] nad zemí (zdvih o 953[mm] viz Obr. 17) Maximální výška ramene včetně senzorické hlavy ve složeném stavu na robotu 2000[mm] od země	Technicko-taktické požadavky AČR Požadavek VOP-průjezd dveřmi
Horizontální stabilizace příruby	Stabilizace příruby pro senzorickou hlavu do horizontální pozice (2-osá stabilizace), maximální sklon 7[°]	Technicko-taktické požadavky AČR

Tab. 20 Požadavky na funkci

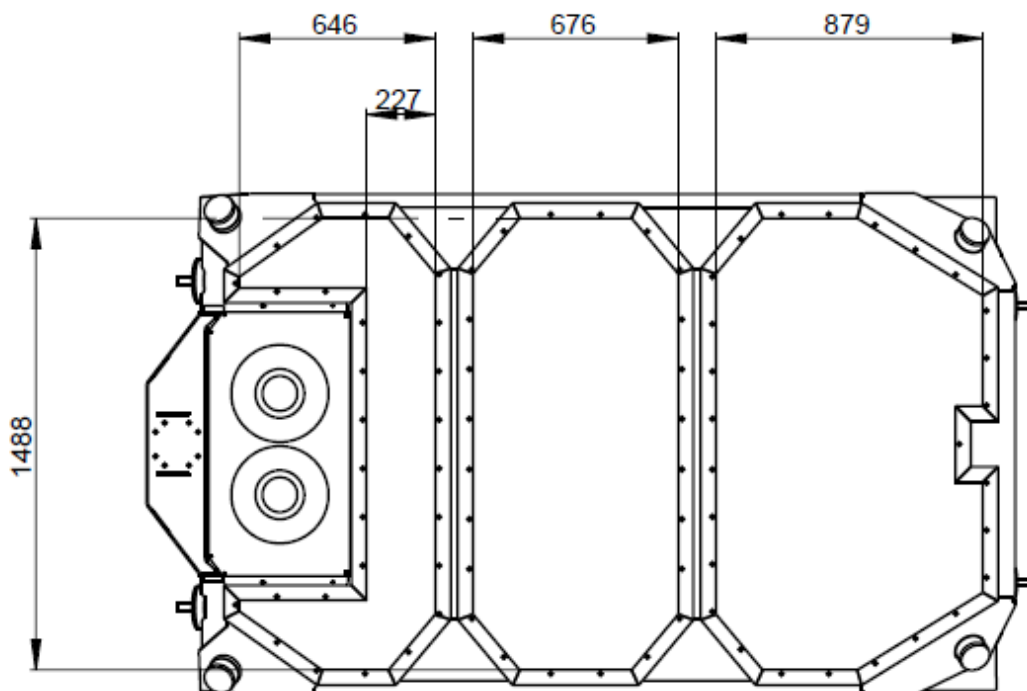


Obr. 17 Náčrt robotu s rozměry potřebného zdvihu ramene

5.2 Konstrukční požadavky

Parametr	Žádaná hodnota	Zdůvodnění
Provozní prostor	Dodržet prostor viz <i>Obr. 18</i> Minimalizovat počet zastavěných vík.	Víka navržena pro umístění nástavby, víko na zádi je zmenšeno kvůli ventilaci.
Pohony mechanismu	Prioritně volit elektropohony firmy Raveo či TG-Drive	Požadováno VOP na základě spolupráce s těmito podniky
Odolnost vůči přetížení	Celý mechanismus musí odolat přetížení max. 2G ve složeném stavu	Technicko-taktické požadavky AČR
Fixace senzorické hlavy	Senzorická hlava musí být fixována na platformě robota (síla vyvozená přetížením 2G)	Nesmí dojít k uvolnění mechanismu a pohybu senzorické hlavy
Maximální sklon svahu	7[°]	
Hmotnost	Minimalizace hmotnosti	Nosnost robota, navýšení spotřeby pohonů
Cena	Minimalizace ceny	Konkurenceschopnost výrobku

Tab. 21 Konstrukční požadavky



Obr. 18 Náčrt využitelného prostoru pro konstrukci se základními rozměry

5.2.1 Parametry robotu a senzorické hlavy

Parametr	Žádaná hodnota	Zdůvodnění
Hmotnost robotu	1400[kg]	
Těžiště robotu	Těžiště se nachází na podélné středové rovině, nad prostřední nápravou, 670[mm] nad zemí	
Napětí akumulátoru	48[V] DC	
Hmotnost senzorické hlavy	150[kg]	
Rozměry senzorické hlavy	800x800x800[mm]	Senzorickou hlavu vyvíjí VTÚVM Slavičín a nejsou dostupné porobnosti

Tab. 22 Parametry robotu a senzorické hlavy

5.3 Požadavky na odolnost proti působení klimatických vlivů

Parametr	Žádaná hodnota	Zdůvodnění
Rozsah teplot okolního vzduchu	-32[°C] až +44[°C]	
Relativní vlhkost při teplotě 28[°C]	80% [–]	
Rychlost větru	Do 20[ms ⁻¹]	
Intenzita atmosférických srážek	Do 6[mm · min ⁻¹] (déšť pod úhlem 30[°] ve všech směrech)	
Snížený atmosférický tlak	Do 736[hPa]	
Rozsah skladovacích teplot	-33[°C] až +63[°C]	
Krytí IP	Minimálně IP 67	Technicko-taktické požadavky AČR

Tab. 23 Požadavky na odolnost proti působení klimatických vlivů

5.4 Zvláštní požadavky

Parametr	Žádaná hodnota	Zdůvodnění
-	Všechny nápisy, popisy a schémata pro obsluhu musí být uvedeny v českém jazyce	
-	Označení funkcí ovladačů, sdělovačů a indikátorů musí být v souladu s ČOS 219002	
-	Použité konstrukční materiály, konstrukční provedení musí odpovídat bezpečnostním a hygienickým předpisům platným v ČR	
-	Jednotlivé polohy ovladačů (vypínačů, přepínačů) musí být označeny (např. „zapnuto“-„vypnuto“ apod.)	

Tab. 24 Zvláštní požadavky

6 Variantní řešení vyrovnávacího mechanismu

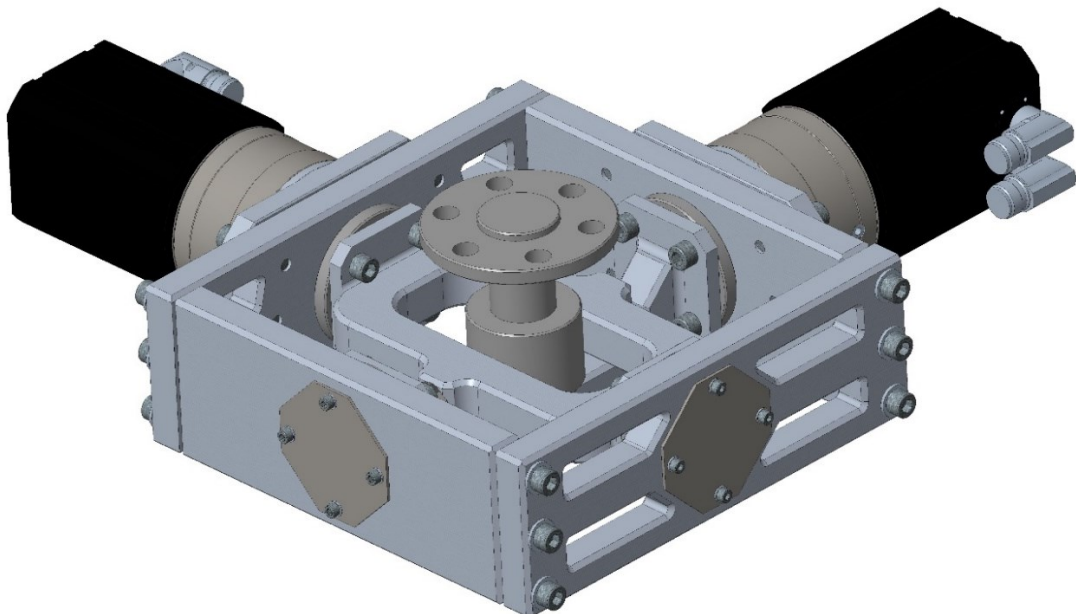
Tato kapitola popisuje koncepční návrh vyrovnávacích mechanismů, varianty jsou principálně odlišné. Varianty jsou vypracované do úrovně, kde je zřejmá kinematika, základní rozměry, rozmístění komponent a návrh pohonů. Pohon je zde volen pro upřesnění hmotnosti podsestavy, která je klíčová pro zdvihací subsystém. Varianty jsou řešeny bez krytování a přírub pro zdvihací mechanismus.

Cílem kapitoly je získání podkladů pro kriteriální analýzu výběru optimální varianty, která bude dopracována do finální podoby.

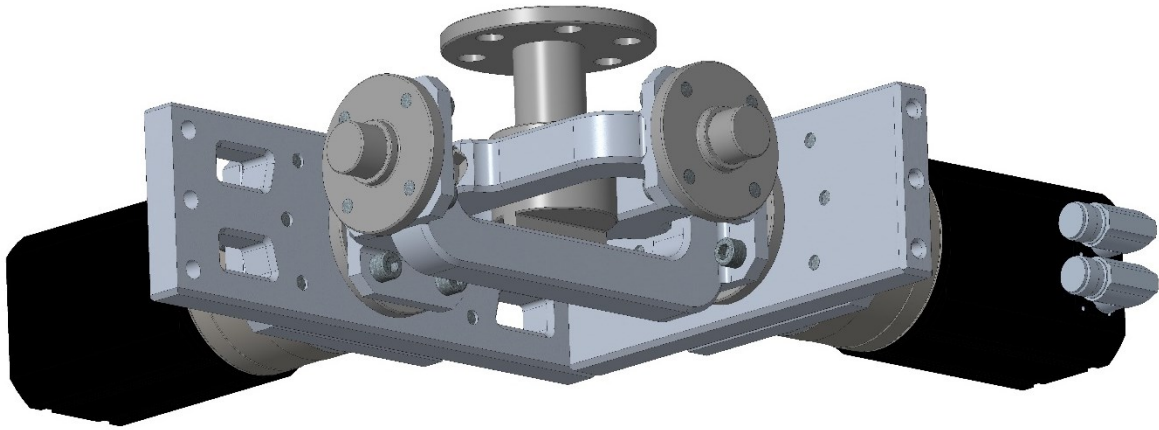
6.1 Vyrovnávací mechanismus A

Mechanismus se skládá z masivního šroubovaného hliníkového rámu, v němž jsou umístěny dvě na sebe kolmé konzole, naklápějící přírubu uprostřed. Na této přírubě je umístěna senzorická hlava, která je v následujících pohledech skryta. Horizontální konzola je k přírubě přichycena pomocí dvou čepů v kluzných ložiscích, vertikální konzola využívá pera, které se suně v kluzném pouzdře uvnitř konzole. Obě konzole jsou na jedné straně fixovány ložisky a z druhé strany je připojen pohon. Pohon musí být vybaven brzdou.

Celkové rozměry tohoto mechanismu: 562x562x155[mm], hmotnost 38,97[kg].



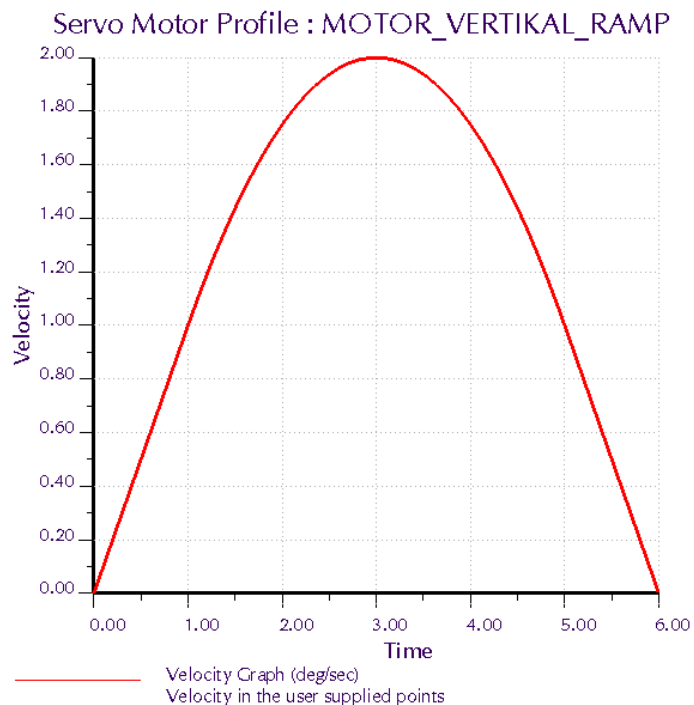
Obr. 19 Vyrovnávací mechanismus A, pohled 1



Obr. 20 Vyrovňovací mechanismus A, pohled 2

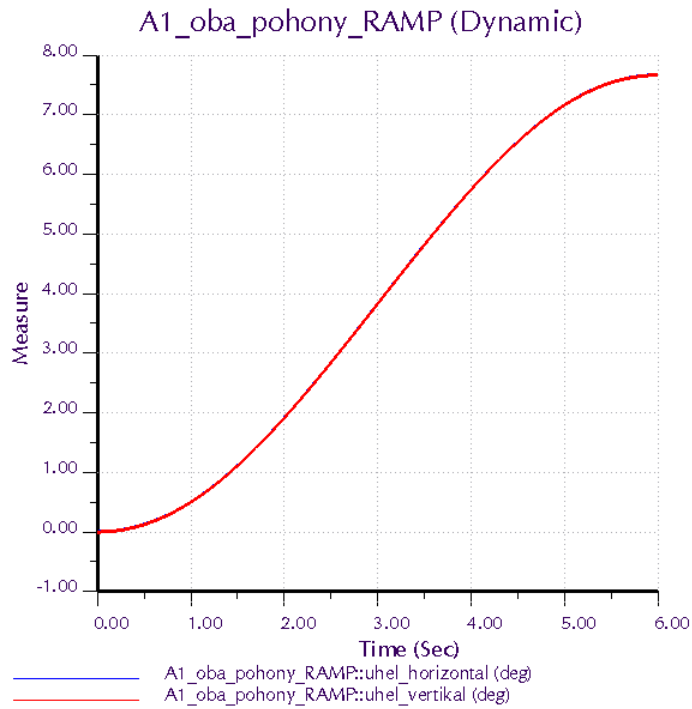
6.1.1 Volba pohonu vyrovňovacího mechanismu A

Pro volbu pohonu byla vytvořena dynamická analýza v modulu Mechanism v systému PTC CREO Parametric. Tato dynamická analýza byla nastavena na 6 sekund, s působením servomotorů na oba vstupní hřídele. Servomotory jsou definovány pomocí úhlové rychlosti jako rampová funkce viz Obr. 21. Dále byl přidán účinek větru jako síla (určeno v kap. 2.2) působící do těžiště senzorké hlavy a tíhové zrychlení.



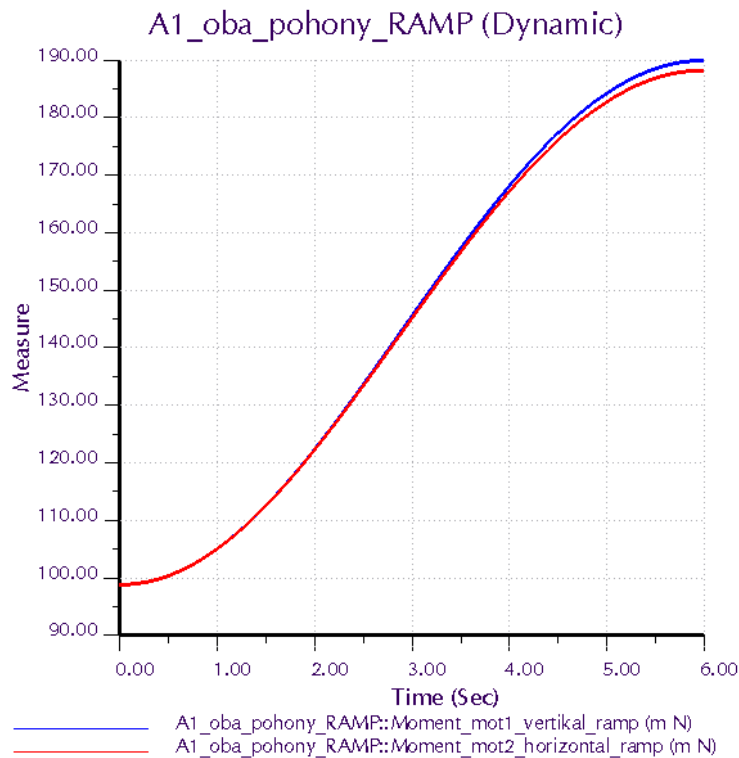
Obr. 21 Graf zadání úhlové rychlosti pohonu ve vyr. mech. A

Tento graf zachycuje zadané hodnoty proložené „hladkou“ křivkou.



Obr. 22 Graf průběhu natočení příruby senzorické hlavy na čase vyr. mech. A

Výsledné naklopení senzorické hlavy v obou rovinách překračující minimální požadavek 7[°].



Obr. 23 Graf průběhu potřebných momentů na vstupních hřídelích vyr. mech. A

Zde je zachycen maximální potřebný krouticí moment, který musí pohon vyvinout.

Zvolený pohon: DriveSpin DS110 s brzdou a resolverem od firmy TG drives.

Více informací: Příloha [D]: Drivespin-manual_CZ.

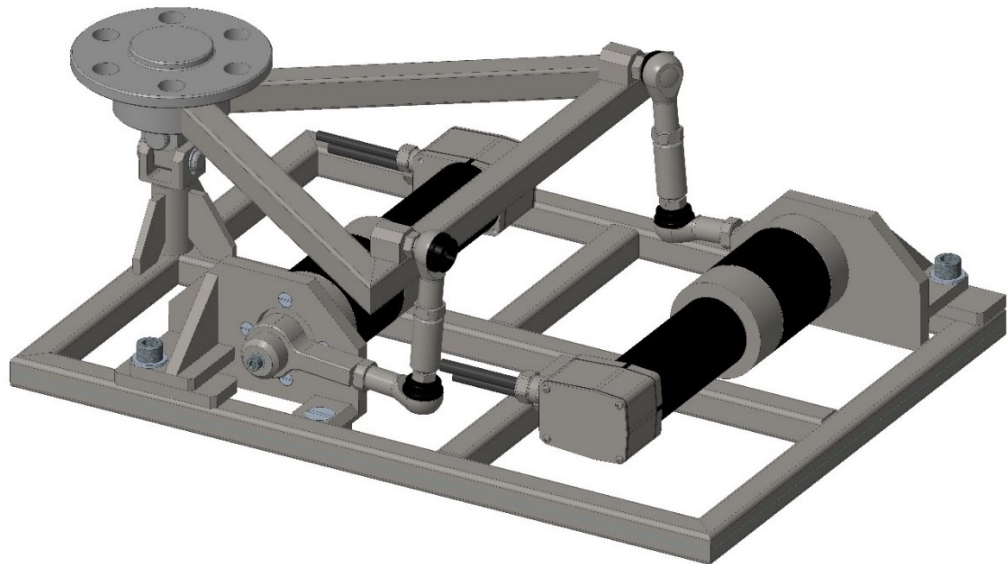
Parametr	Hodnota
Jmenovitý moment	122[Nm]
Krátkodobý moment	244[Nm]
Převodový poměr	119[–]
Jmenovité vstupní otáčky	2000[rpm]
Napětí meziobvodu	36[V] DC
Maximální proud motoru	85[A]
Brzdný moment brzdy	4,5[Nm]
Hmotnost	8,82[kg]

Tab. 25 Vybrané parametry pohonu DS 110 [21]

6.2 Vyrovnávací mechanismus B

Tento mechanismus je sestaven ze svařeného rámu z jeklů, na kterém jsou umístěny pohony s táhly a kulovými čepy. Tato táhla jsou připojena k přírubě senzorické hlavy (senzorická hlava je pro přehlednost skryta) a společně ji naklápí o požadovaný úhel. Příruba je dále umístěna na kardanu, který výrazně odlehčuje pohony. Výhoda tohoto mechanismu spočívá v kooperaci obou pohonů. Oba pohony musí být vybaveny brzdami.

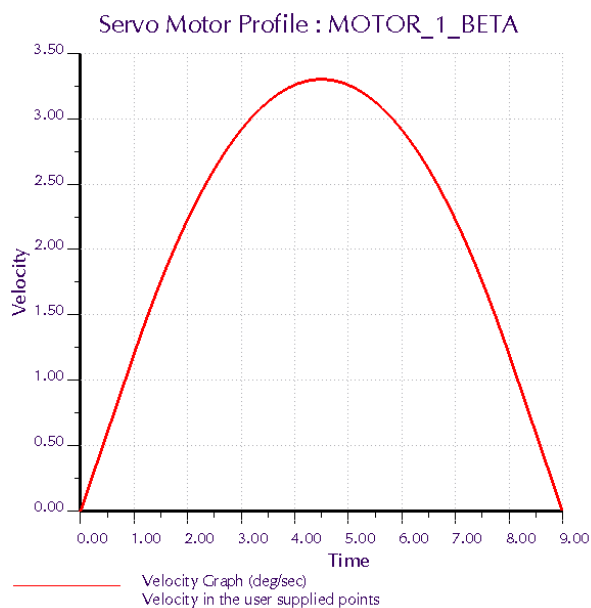
Celkové rozměry tohoto mechanismu: 530x350x149[mm], hmotnost 14,37[kg].



Obr. 24 Vyrovňovací mechanismus B

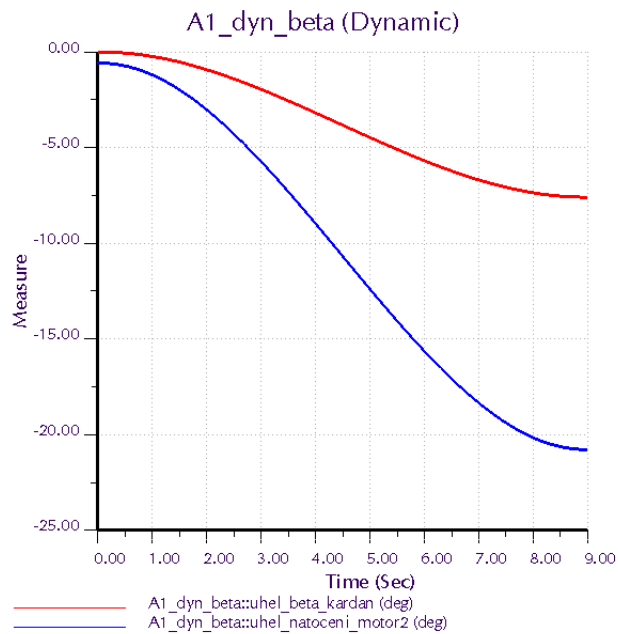
6.2.1 Volba pohonu vyrovňovacího mechanismu B

Pro volbu pohonu byla vytvořena dynamická analýza v modulu Mechanism v systému PTC CREO Parametric. Tato dynamická analýza byla nastavena na 9 sekund s působením servomotoru na táhlo. Servomotory jsou definovány pomocí úhlové rychlosti jako rampová funkce viz Obr. 25. Dále byl přidán účinek větru jako síla (určeno v kap. 2.2) působící do těžiště senzorké hlavy a tíhové zrychlení.



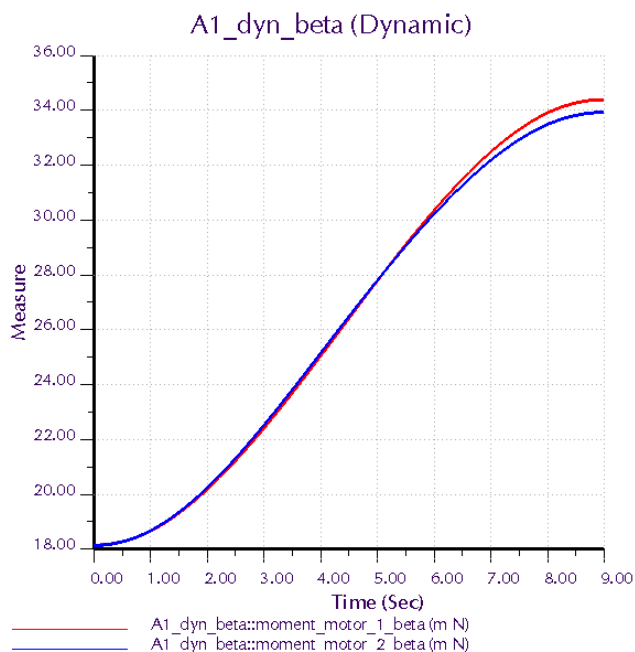
Obr. 25 Graf zadání úhlové rychlosti pohonu ve vyr. mech. B

Tento graf zachycuje zadané hodnoty proložené „hladkou“ křivkou.



Obr. 26 Graf průběhu natočení příruby senzorké hlavy a natočení pohonu na čase vyr. mech. B

Výsledné naklopení senzorké hlavy překračuje minimální požadavek $7[^\circ]$ a dále je v grafu vidět potřebný úhel natočení pohonu.



Obr. 27 Graf průběhu potřebných momentů na vstupních hřídelích vyr. mech. B

Zde je zachycen maximální potřebný krouticí moment, který musí pohon vyvinout.

Zvolený motor: EC45, brushless, 250[W] od firmy maxon motor.

Zvolená převodovka: Planetary Gearhead GP 62 od firmy maxon motor.

Zvolená brzda: Brake AB 28 od firmy maxon motor.

Zvolený enkodér: Encoder HEDL 9140 od firmy maxon motor.

Více informací: Příloha [D]: DC motor 136210

Planetary Gearhead 110507

Brake AB28 228390

Encoder 137959

Parametr	Hodnota
Jmenovitý moment	0,311[Nm]
Jmenovité vstupní otáčky	8760[rpm]
Napětí meziobvodu	24[V] DC
Maximální proud motoru	12,5[A]
Brzdný moment brzdy	0,4[Nm]
Převodový poměr převodovky	1:181[-]
Účinnost převodovky	70[%]
Počet pulzů enkodéru na otáčku	500[-]
Hmotnost pohonu	2,65[kg]

Tab. 26 Vybrané parametry pohonu vyr. mech. B [22]

7 Kriteriaální analýza vyrovnávacích mechanismů

Pro zvolení optimální varianty vyrovnávacího mechanismu bylo použito kriteriaální analýzy. Nejprve byla určena kritéria, která byla porovnána pomocí důležitosti a váhy jednotlivých kritérií. Každá varianta byla ohodnocena sumou bodů a podle této sumy byla vybrána optimální varianta.

[1]

Kritéria analýzy

Kritérium	Druh kritéria	Specifikace kritéria
K1	Hmotnost mechanismu	
K2	Celkové rozměry	
K3	Energetická náročnost pohonů	Potřebný krouticí moment a výkon pohonu
K4	Odhadovaná výrobní cena	Odhad ceny nakupovaných a vyráběných komponent
K5	Tuhost konstrukce	
K6	Udržitelnost	Minimalizace spotřebních komponent

Tab. 27 Kritéria analýzy vyr. mech.

Hodnocení kritérií

Úroveň kritéria	Hodnota
Vysoká úroveň	6
Dobrá úroveň	5
Průměrná úroveň	4
Nízká úroveň	3
Nevyhovující úroveň	2
Nepříznivý stav	1

Tab. 28 Hodnocení kritérií vyr. mech.

Zhodnocení jednotlivých variant

	K1	K2	K3	K4	K5	K6
Varianta A	3	6	3	5	6	5
Varianta B	5	2	6	5	2	3

Tab. 29 Zhodnocení jednotlivých variant vyr. mech.

Váha významnosti jednotlivých kritérií

Pro váhu významnosti q byla zvolena lineární závislost $q = 0,25 \cdot v + 1[-]$, kde v je počet voleb. V tabulce je zvýrazněno zeleně významnější kritérium.

Porovnávané páry kritérií					Počet voleb	Pořadí	Váha významnosti
K1	K1	K1	K1	K1	2	4	1,5
K2	K3	K4	K5	K6			
	K2	K2	K2	K2	3	3	1,75
	K3	K4	K5	K6	1	5	1,25
	K3	K3	K3	K3			
	K4	K5	K6	K6			
		K4	K4	K4	0	6	1
		K5	K6	K6	5	1	2,25
		K5	K5	K5			
			K6	K6	4	2	2

Tab. 30 Váha významnosti jednotlivých kritérií vyr. mech.

Výpočet vážených indexů navržených variant

Varianta A

Kritérium	Varianta A		
	Hodnota	Váha významnosti kritéria q	Vážený index kritéria l_{ij}
K1	3	1,5	4,5
K2	6	1,75	10,5
K3	3	1,25	3,75
K4	5	1	5
K5	6	2,25	13,5
K6	5	2	10
Celkový součet vážených indexů l_{ij} varianty A			47,25

Tab. 31 Výpočet vážených indexů vyr. mech. varianty A

Varianta B

Kritérium	Varianta B		
	Hodnota	Váha významnosti kritéria q	Vážený index kritéria l_{ij}
K1	5	1,5	7,5
K2	2	1,75	3,5
K3	6	1,25	7,5
K4	5	1	5
K5	2	2,25	4,5
K6	3	2	6
Celkový součet vážených indexů l_{ij} varianty B			34

Tab. 32 Výpočet vážených indexů vyr. mech. varianty B

7.1 Výsledek kriteriální analýzy vyrovnávacích mechanismů

Varianty	Celkový součet vážených indexů l_{ij}
Varianta A	47,25
Varianta B	34

Tab. 33 Výsledky kriteriální analýzy vyr. mech.

Na základě výsledku kriteriální analýzy byla zvolena jako optimální **varianta A**, dle nejvyššího bodového hodnocení z obou variant.

[1]

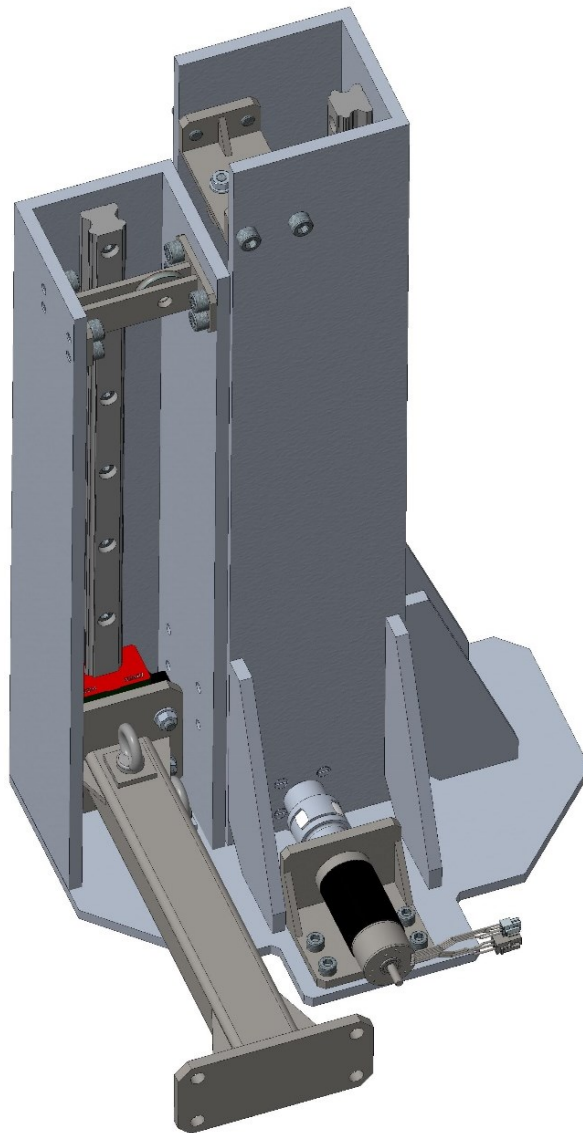
8 Variantní řešení zdvihového mechanismu

Kapitola popisuje koncepční návrh zdvihacích mechanismů, varianty jsou principálně odlišné. Varianty jsou vypracované do stejné úrovně jako u variantního řešení vyrovnávacího mechanismu. Rovněž i zde bylo v podkapitolách řešeno dimenzování pohonu pro zpřesnění celkových rozměrů a hmotnosti dané podsestavy.

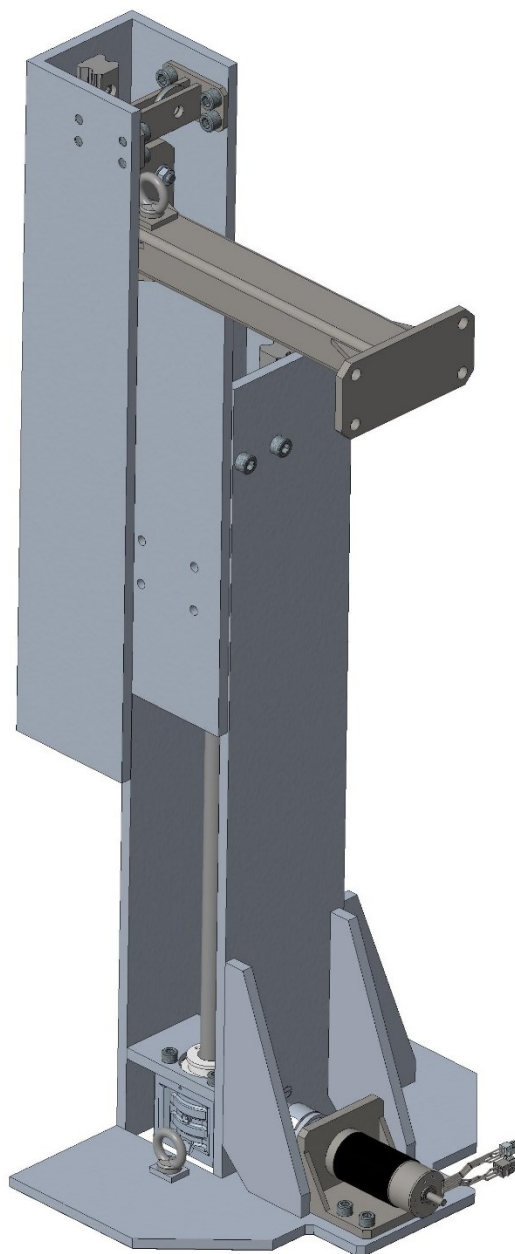
8.1 Zdvihací mechanismus A

Jedná se o teleskopický mechanismus s vázaným pohybem druhého článku ramene, ve kterém je pohyblivý jezdec s přírubou pro vyrovnávací mechanismus. Vázaný pohyb je uskutečněn pomocí ocelové lanka zafixovaného k podstavci a druhý konec k pohyblivému jezdcí. Vlastní pohon mechanismu je řešen rotačním DC motorem s převodovkou, ten je napojen na úhlovou převodovku s pohybovým šroubem, kde je matice spojená s druhým článkem ramene. Brzda na pohonu není nutná, jelikož pohybový šroub je samosvorný. Oba lineární pohyby jsou zajištěny lineárním vedením.

Celkové rozměry tohoto mechanismu ve složeném stavu: 392x378x740 [mm], hmotnost 68,94[kg].



Obr. 28 Zdvihací mechanismus A ve složené pozici



Obr. 29 Zdvihací mechanismus A ve vysunuté pozici

8.1.1 Volba pohonu zdvihacího mechanismu A

Pohon pro mechanismus byl volen na základě výpočtu krouticího momentu potřebného na pohybovém šroubu, aby došlo k vyvození požadované axiální síly na matici s druhým článkem ramene.

Axiální síla v pohybovém šroubu		
$m_{sh+} = 200[kg]$	$F_A = m_{sh} \cdot g$ $F_A = 200 \cdot 9,81$	$F_A = 1962[N]$
m_{sh+} - Zaokrouhlená hmotnost senzorké hlavy, vyrovnávacího mechanismu a hmoty druhého článku ramene zdvihacího mechanismu		

Tab. 34 Výpočet axiální síly na pohybovém šroubu [2]

Dle osově síly byla zvolena zdvižná převodovka TS 5-RN firmy T.E.A. TECHNIK s.r.o.

Parametr	Hodnota
Max. zdvižná síla	5[kN]
Šroub	TR18/4
Převod	4:1[-]
Účinnost převodovky	0,84[-]
Účinnost šroubu	0,42[-]

Tab. 35 Vybrané parametry zdvižné převodovky [23]

Kroučící moment na šroubu		
$P_h = 4[mm]$ $d_2 = 16[mm]$	$\tan \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2}$ $\tan \psi = \frac{4}{\pi \cdot 16}$	$\psi = 4,5499[^\circ]$
$f_z = 0,2[-]$ $\alpha_T = 30[^\circ]$	$\tan \varphi' = \frac{f_z}{\cos(\alpha_T/2)}$ $\tan \varphi' = \frac{0,2}{\cos(30/2)}$	$\varphi' = 11,6981[^\circ]$
	$M_{kš} = i \cdot F_A \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}$ $M_{kš} = 1 \cdot 1962 \cdot \tan(4,5499 + 11,6981) \cdot \frac{16}{2}$	$M_{kš} = 4,574[Nm]$

P_h - Stoupání závitu
d_2 - Střední průměr závitu
ψ - Úhel stoupání závitu
f_z - Součinitel smykového tření na závitu
α_T - Úhel profilu závitu
φ' - Redukovaný třecí úhel
$M_{kš}$ - Krouticí moment na šroubu

Tab. 36 Výpočet krouticího momentu na šroubu [3]

Krouticí moment na výstupu pohonu zdvih. mech. A		
$i_p = 4[-]$ $\eta_p = 0,84[-]$ $\eta_s = 0,42[-]$	$M_{k\ poh. A} = \frac{M_{kš}}{i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_s}$ $M_{k\ poh. A} = \frac{4,574}{4 \cdot 0,84 \cdot 0,42}$	$M_{k\ poh. A} = 3,24[Nm]$
i_p - Převodový poměr na zdvižné převodovce η_p - Účinnost převodovky η_s - Účinnost šroubu $M_{k\ poh. A}$ - Krouticí moment na výstupu pohonu		

Tab. 37 Výpočet krouticího momentu na výstupu pohonu zdvih. mech. A

Zvolený motor: EC-i 40, brushless, 50[W] od firmy maxon motor.

Zvolená převodovka: Planetary Gearhead GP 42 od firmy maxon motor.

Zvolený enkodér: Encoder ENC 16 EASY od firmy maxon motor.

Více informací: Příloha [D]: DC motor 449463

Planetary Gearhead 203120

Encoder 499360

Parametr	Hodnota
Jmenovitý moment motoru	0,0433[Nm]
Jmenovité vstupní otáčky	9660[rpm]
Napětí meziobvodu	12[V] DC
Maximální proud motoru	4,53[A]
Převodový poměr převodovky	1:43[–]
Účinnost převodovky	72[%]
Počet pulzů enkodéru na otáčku	1000[–]
Hmotnost pohonu	0,639[kg]

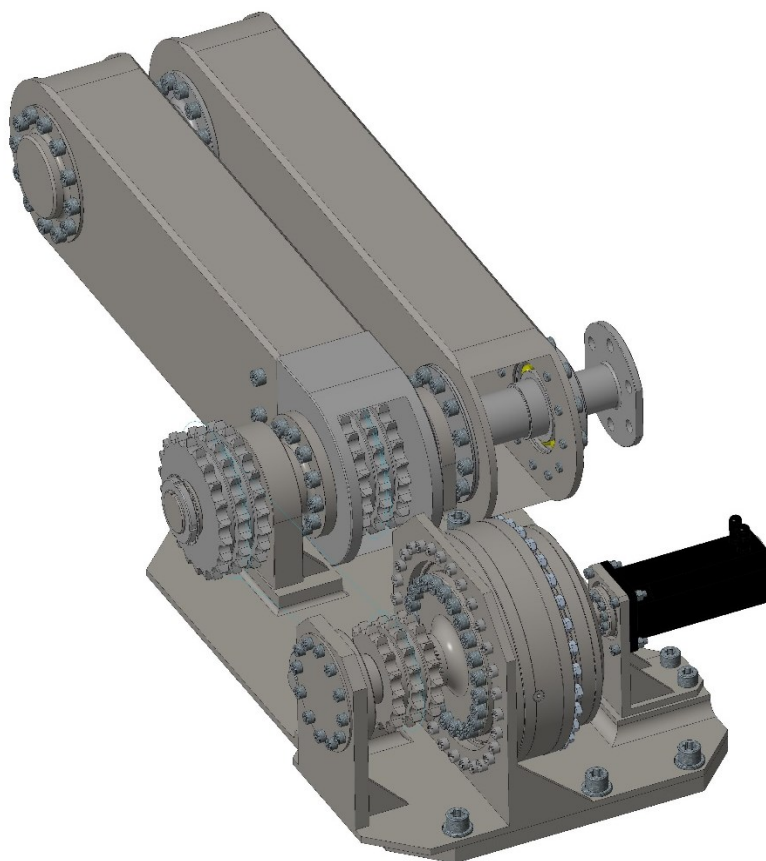
Tab. 38 Vybrané parametry pohonu zdvihacího mechanismu A [22]

8.2 Zdvihací mechanismus B

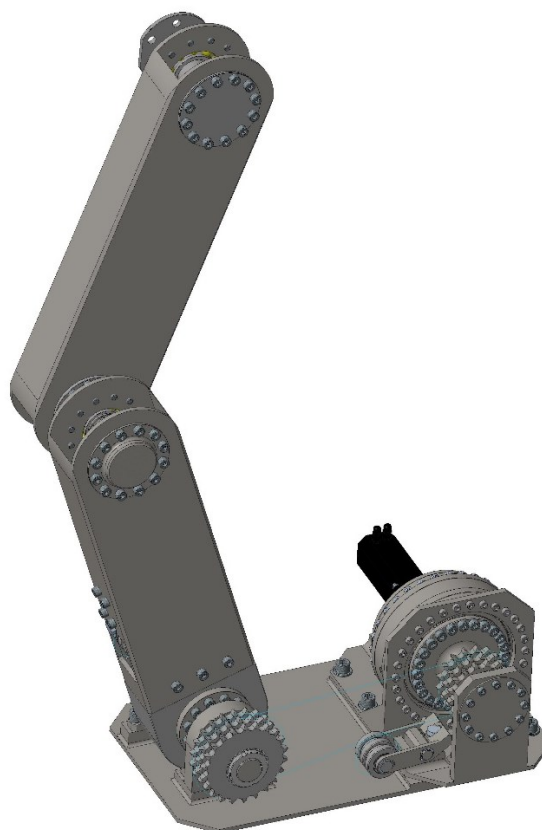
Mechanismus je tvořen skládanými rameny, která jsou poháněna řetězy. Z důvodu vyšší tuhosti a zmenšení pohonné jednotky budou použita dvě ramena orientovaná proti sobě.

Pohon mechanismu je řešen rotačním elektromotorem s převodovkou a brzdou, který je napojen na rozetu, ta pomocí řetězu přenáší krouticí moment na rameno. Uvnitř 1. článku ramene se nachází další řetězové kolo, jehož rotace je fixována s podstavcem. Řetězem je přenesen krouticí moment na 2. článek ramene. Na konci 2. článku je umístěna hřídel, uložená v ložiscích, která slouží zároveň jako příruba pro vyrovnávací mechanismus. Řetězy jsou ve volné větvi napínány napínacími kladkami. Konstrukce mechanismu je tvořena plechovými svařenci a výpalky.

Celkové rozměry tohoto mechanismu (jednoho ramene) ve složeném stavu: 870x415x214[mm], hmotnost 58,88[kg].



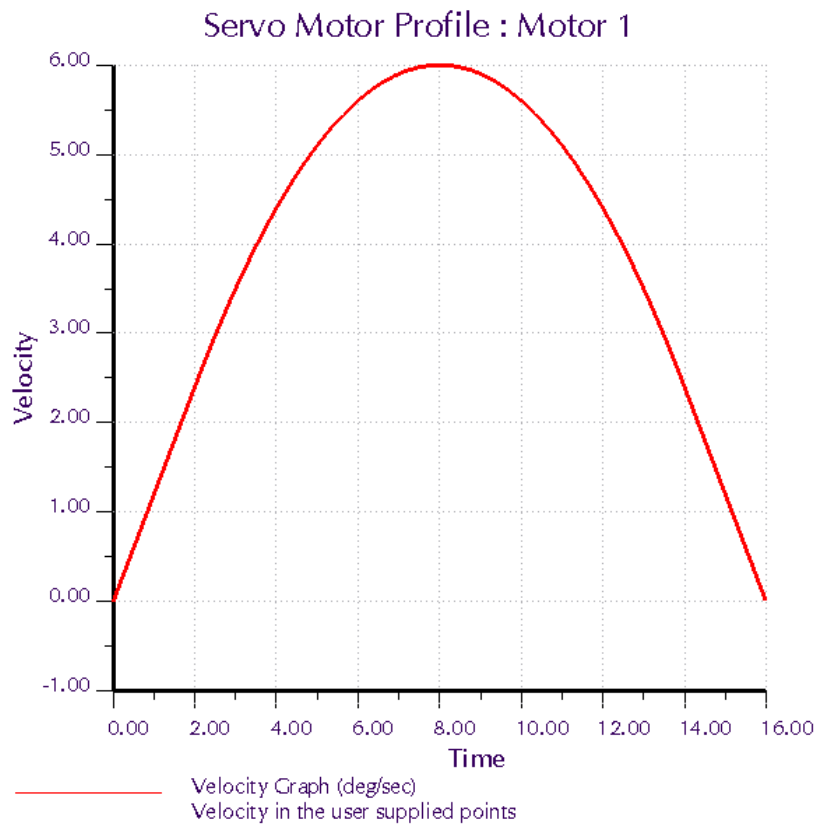
Obr. 30 Zdvihací mechanismus B ve složené pozici



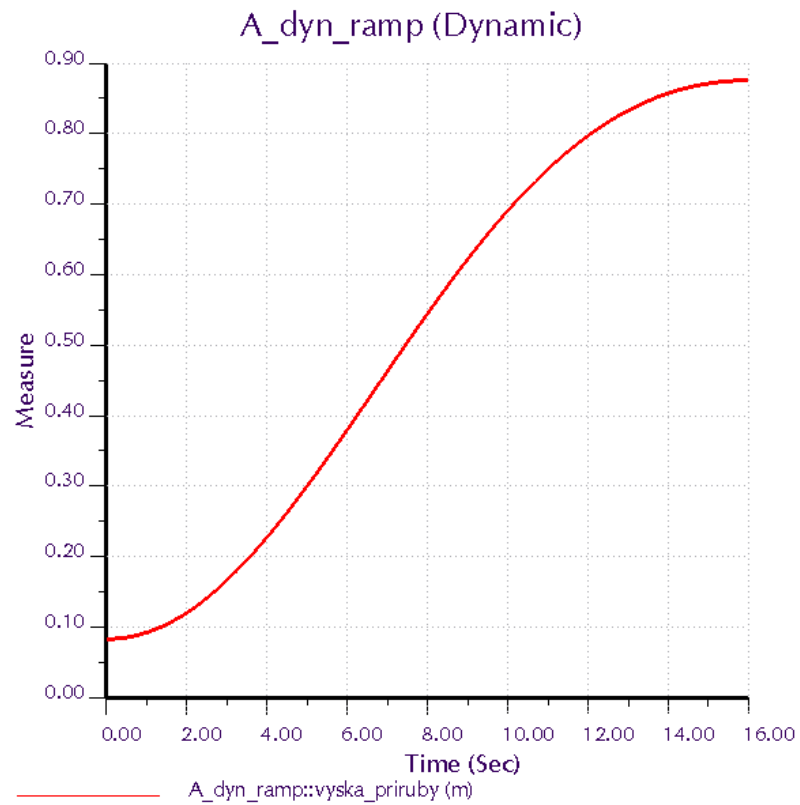
Obr. 31 Zdvihací mechanismus B ve vysunuté pozici

8.2.1 Volba pohonu zdvihacího mechanismu B

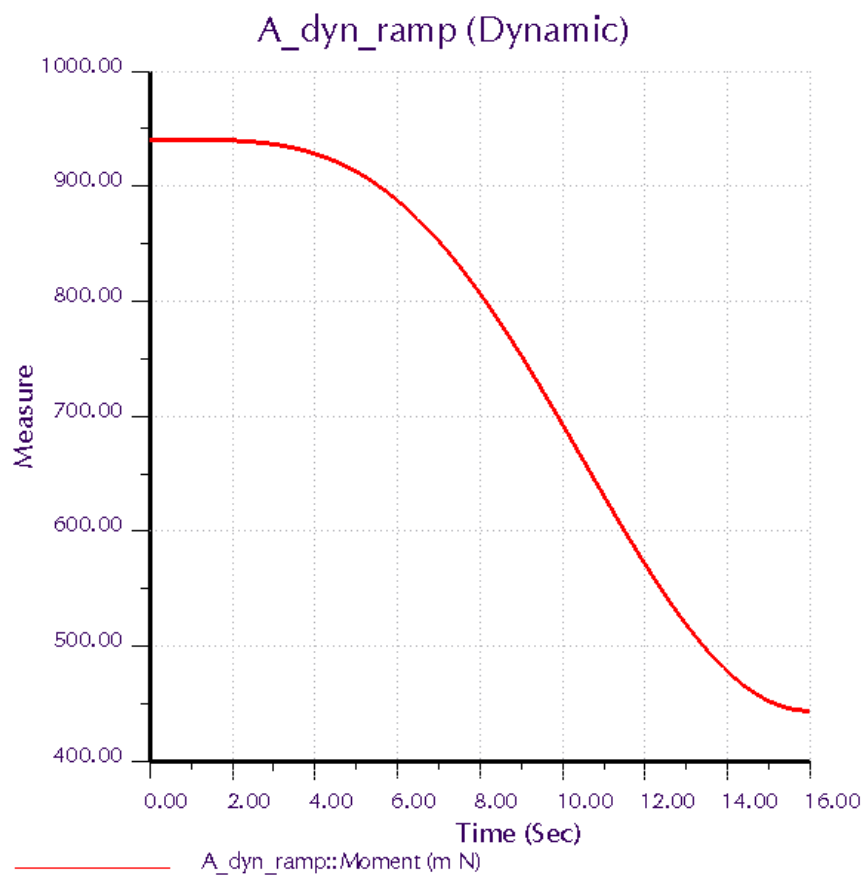
Pro volbu pohonu byla vytvořena dynamická analýza v modulu Mechanism v systému PTC CREO Parametric. Tato dynamická analýza byla nastavena na 16 sekund s působením servomotoru hřídele prvního článku ramene. Jde o zjednodušení simulace, kdy mezi prvním článkem ramene a pohonem je umístěn řetězový převod s převodovým poměrem 1,37[–]. Dále je nutné pro dimenzování pohonu zohlednit účinnost řetězových převodů. Servomotor je definován pomocí úhlové rychlosti jako rampová funkce viz *Obr. 32*. Pro simulování dynamických účinků senzorké hlavy a vyrovnávacího mechanismu je na přírubě zdvihacího mechanismu vytvořen hmotný bod s hmotností rovné polovině hmotnosti senzorké hlavy a vyrovnávacího mechanismu.



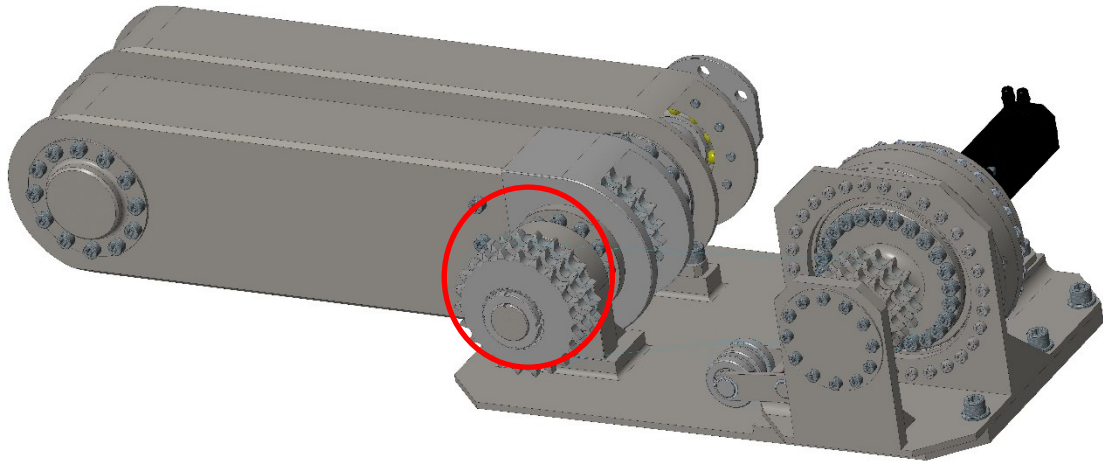
Obr. 32 Graf zadání úhlové rychlosti pohonu ve zdvihacím mechanismu B



Obr. 33 Graf zachycující průběh vzdálenosti příruby zdvih. mech. B od základny na čase



Obr. 34 Graf průběhu krouticího momentu na čase zdvih. mech. B



Obr. 35 Zdvihový mechanismus B detail

Na obrázku výše je zvýrazněno řetězové kolo s hřídelí, kde byl v analýze určen potřebný krouticí moment.

Krouticí moment na výstupu pohonu zdvih. mech. B		
$i_{řp} = 1,37[-]$	$M_{k\ pohon} = \frac{M_{k\ an}}{i_{řp} \cdot \eta_{řp} \cdot \eta_{řp}}$	$M_{k\ pohon} = 729,23[Nm]$
$\eta_{řp} = 0,97[-]$		
$M_{k\ ram} = 940[Nm]$	$M_{k\ pohon} = \frac{940}{1,37 \cdot 0,97 \cdot 0,97}$	
$i_{řp}$ - Převodový poměr na řetězovém převodu $\eta_{řp}$ - Účinnost řetězového převodu $M_{k\ ram}$ - Krouticí moment určený analýzou v modulu Mechanism na rameni $M_{k\ pohon}$ - Krouticí moment na výstupu pohonu		

Tab. 39 Výpočet krouticího momentu na výstupu pohonu zdvih. mech. B [3]

Zvolený pohon: DriveSpin DS50 s brzdou a resolverem od firmy TG drives .

Zvolená převodovka: TwinSpin TS 185 G od firmy SPINEA.

Více informací: Příloha [D]: Drivespin-manual_CZ

TwinSpin G

Parametr	Hodnota
Jmenovitý moment DS50	18[Nm]
Krátkodobý moment DS50	36[Nm]
Převodový poměr DS50	68[-]
Jmenovité vstupní otáčky DS50	2000[rpm]
Napětí meziobvodu DS50	24[V] DC
Maximální proud motoru	33 [A]
Brzdňý moment brzdy	0,4[Nm]
Převodový poměr TS 485 G	57
Moment na výstupu TS 485 G	780[Nm]
Hmotnost	13,8 [kg]

Tab. 40 Vybrané parametry pohonu zdvih. mech. B [21], [24]

9 Kriteriaální analýza zdvihacích mechanismů

Pro zvolení optimální varianty zdvihacího mechanismu bylo použito kriteriaální analýzy. Postup analýzy je totožný s kriteriaální analýzou vyrovnávacích mechanismů.

[1]

Kriteria analýzy

Kritérium	Druh kritéria	Specifikace kritéria
K1	Hmotnost mechanismu	
K2	Celkové rozměry	
K3	Energetická náročnost pohonů	Potřebný krouticí moment a výkon pohonu
K4	Odhadovaná výrobní cena	Odhad ceny nakupovaných a vyráběných komponent
K5	Tuhost konstrukce	
K6	Udržitelnost	Minimalizace spotřebních komponent

Tab. 41 Kriteria analýzy zdvih. mech.

Hodnocení kritérií

Úroveň kritéria	Hodnota
Vysoká úroveň	6
Dobrá úroveň	5
Průměrná úroveň	4
Nízká úroveň	3
Nevyhovující úroveň	2
Nepříznivý stav	1

Tab. 42 Hodnocení kritérií zdvih. mech.

Zhodnocení jednotlivých variant

	K1	K2	K3	K4	K5	K6
Varianta A	4	2	6	3	2	4
Varianta B	3	3	5	5	5	4

Tab. 43 Zhodnocení jednotlivých variant zdvih. mech.

Váha významnosti jednotlivých kritérií

Pro váhu významnosti q byla zvolena lineární závislost $q = 0,25 \cdot v + 1[-]$, kde v je počet voleb. V tabulce je zvýrazněno zeleně významnější kritérium.

Porovnávané páry kritérií					Počet voleb	Pořadí	Váha významnosti
K1	K1	K1	K1	K1	2	4	1,5
K2	K3	K4	K5	K6			
	K2	K2	K2	K2	3	3	1,75
	K3	K4	K5	K6			
		K3	K3	K3	1	5	1,25
		K4	K5	K6			
			K4	K4	0	6	1
			K5	K6			
				K5	5	1	2,25
				K6			
					4	2	2

Tab. 44 Váha významnosti jednotlivých kritérií zdvih. mech.

Výpočet vážených indexů navržených variant

Varianta A

Kritérium	Varianta A		
	Hodnota	Váha významnosti kritéria q	Vážený index kritéria l_{ij}
K1	4	1,5	6
K2	2	1,75	3,5
K3	6	1,25	7,5
K4	3	1	3
K5	2	2,25	4,5
K6	4	2	8
Celkový součet vážených indexů l_{ij} varianty A			32,5

Tab. 45 Výpočet vážených indexů zdvih. mech. varianty A

Varianta B

Kritérium	Varianta B		
	Hodnota	Váha významnosti kritéria q	Vážený index kritéria l_{ij}
K1	3	1,5	4,5
K2	3	1,75	5,25
K3	5	1,25	6,25
K4	5	1	5
K5	5	2,25	11,25
K6	4	2	8
Celkový součet vážených indexů l_{ij} varianty B			40,25

Tab. 46 Výpočet vážených indexů zdvih.. mech. varianty B

9.1 Výsledek kriteriální analýzy zdvihacích mechanismů

Varianty	Celkový součet vážených indexů l_{ij}
Varianta A	32,5
Varianta B	40,25

Tab. 47 Výsledky kriteriální analýzy zdvih. mech.

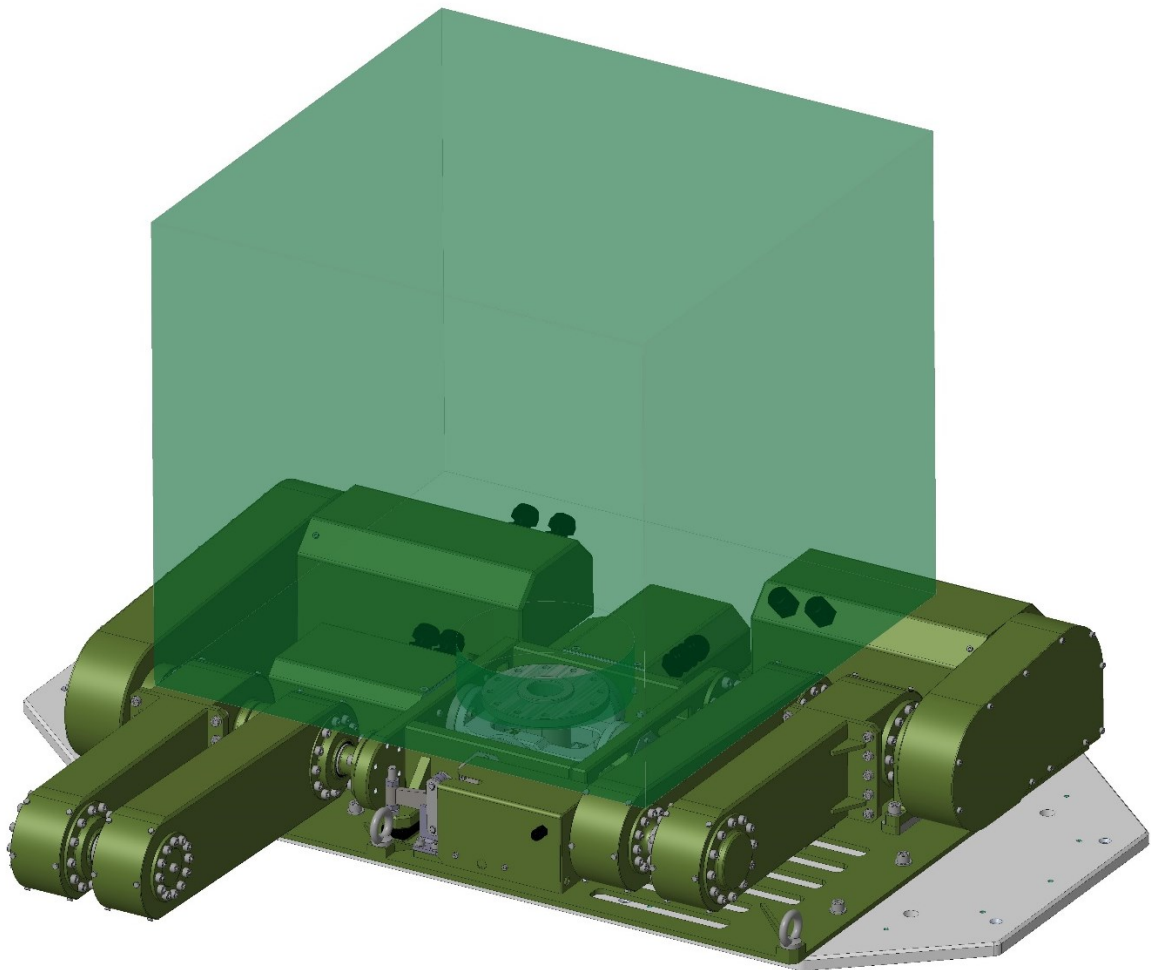
Na základě výsledku kriteriální analýzy byla zvolena jako optimální **varianta B**, dle nejvyššího bodového hodnocení z obou variant.

[1]

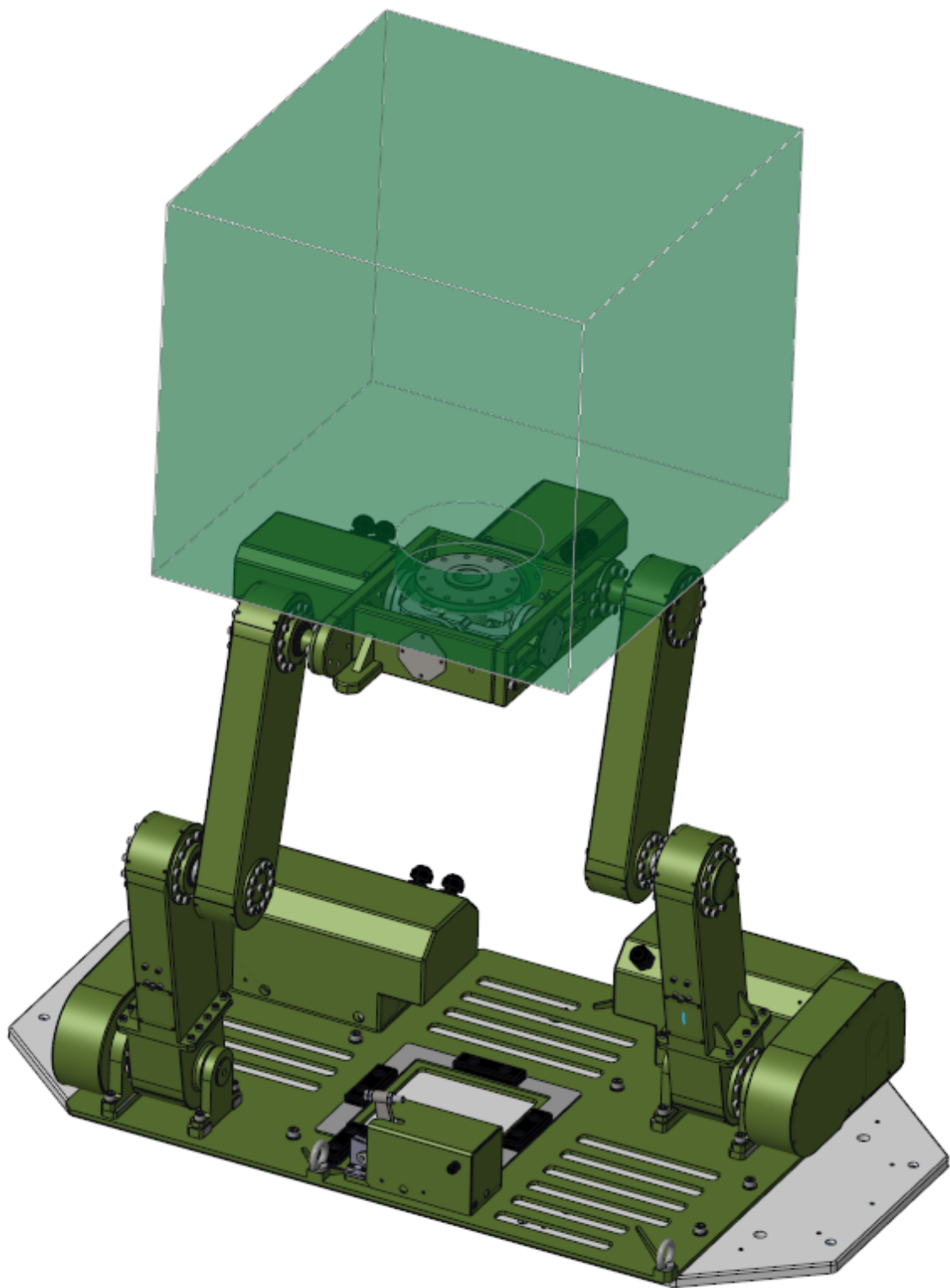
10 Kompletní mechanismus

Varianty řešení subsystémů pro zdvih a vyrovnání, vybrané jako optimální v kriteriálních analýzách, byly dopracovány do finální podoby.

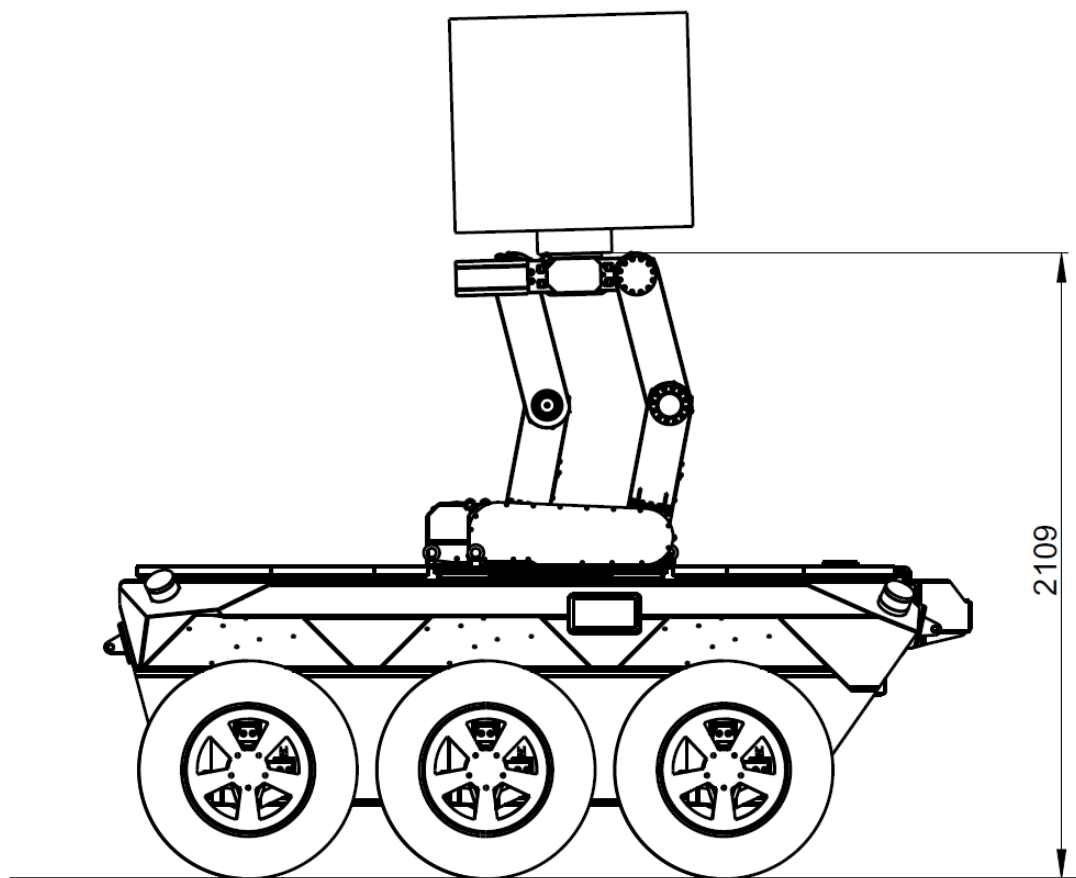
3D model kompletního mechanismu je umístěn na středové platformě robotu, mechanismus se skládá ze základní desky, na které jsou umístěná zdvihová ramena s pohony. Dále jsou na základu umístěny silentbloky, na které dosedá ve složené pozici vyrovnávací mechanismus, ten je v této pozici fixován upínacím mechanismem.



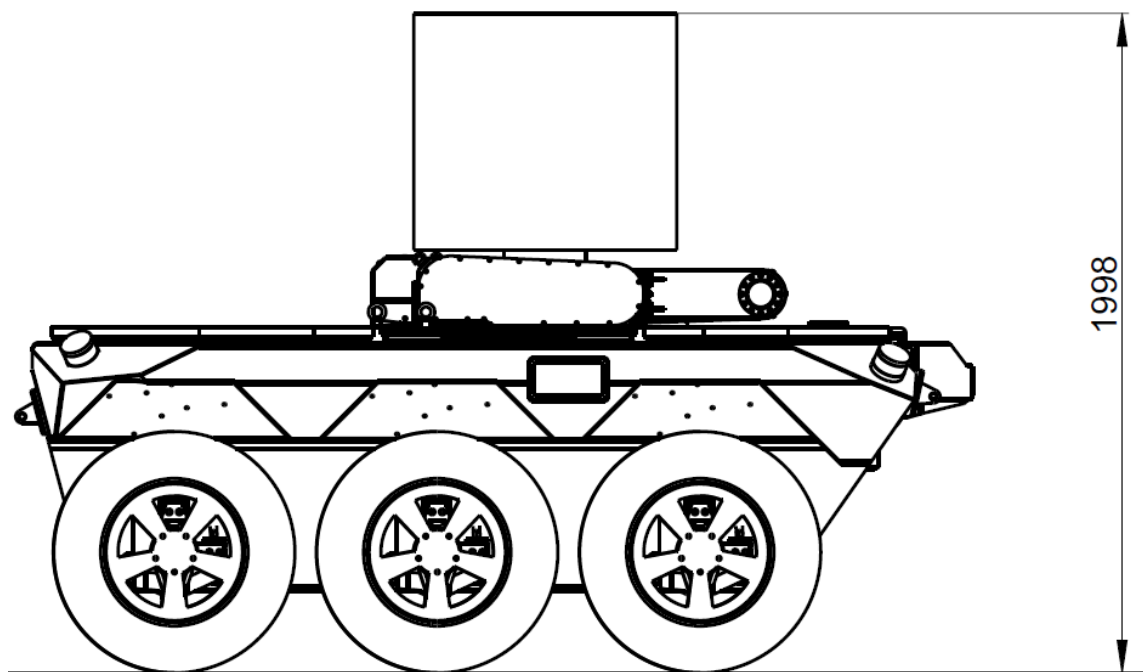
Obr. 36 Složený mechanismus na platformě robotu



Obr. 37 Mechanismus ve zdviženém stavu



Obr. 38 Názor robotu se zdviženým mechanismem



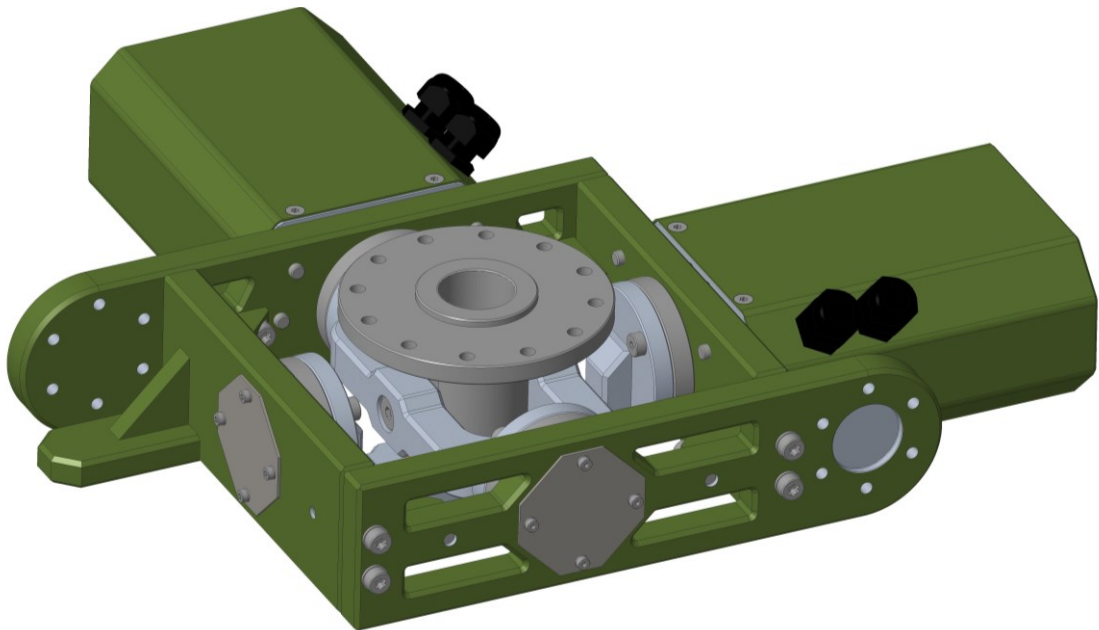
Obr. 39 Názor robotu se složeným mechanismem

11 Návrh a popis konstrukčních uzlů

Zde budou vyobrazeny a popsány části mechanismu, případně dimenzování.

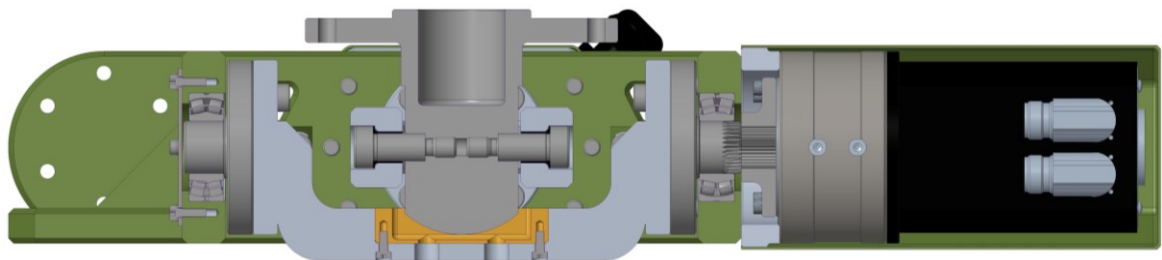
11.1 Vyrovnávací subsystém

Kinematická struktura nebyla z variantního řešení pozměněna, platí tedy dynamická analýza z modulu Mechanism pro dimenzování pohonů.

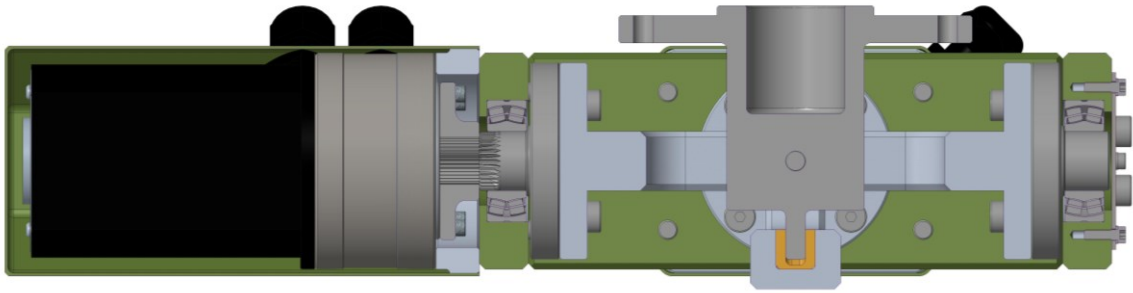


Obr. 40 Vyrovnávací mechanismus

Na obrázku výše je možné vidět kompletní model vyrovnávacího mechanismu. Uprostřed je umístěna příruba pro senzorickou hlavu, po stranách rámu příruba pro ramena zdvihacího mechanismu. Návarek s žebrem po levé straně slouží k fixaci vyrovnávacího mechanismu k základu pomocí upínacího mechanismu.



Obr. 41 Řez A vyrovnávacím mechanismem



Obr. 42 Řez B vyrovnávacím mechanismem

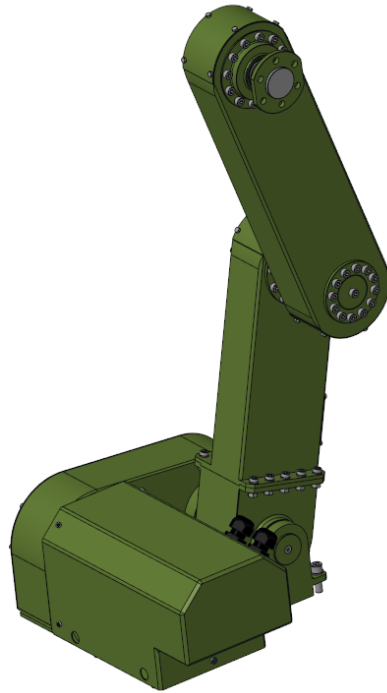
Na obrázcích v řezu mechanismu jsou vidět zakrytované pohony s kabelovými průchodkami a přenos krouticího momentu na hřídel pomocí jemného drážkování. Dále je vidět U-konzola vertikál, která má v sobě přišroubované kluzné pouzdro z hliníkové bronzí EN CC333G, ve kterém se pohybuje pero hřídele pro senzorickou hlavu. Ložiska uložená přímo v rámu jsou dimenzována na statické zatížení z důvodu nízkých otáček (méně než 10rpm).

Statické zatížení ložisek ve vyrovnávacím mechanismu		
$m_{shs} = 154,24[kg]$ $C_0 22206 = 60[kN]$	$F_{22206} = m_{shs} \cdot g$ $F_{22206} = 154,24 \cdot 9,81$	$F_{22206} = 1513,095[N]$ $F_{22206} < \frac{C_0 22206}{2}$
m_{shs} - Hmotnost senzorické hlavy, příruby, U-konzole, šroubů, kluzných ložisek a hřídelů F_{22206} – Zatížení ložiska $C_0 22206$ - Statická únosnost ložiska SKF 22206 E		

Tab. 48 Dimenzování ložisek vyrovnávacího mechanismu

Celý subsystém, vyjma přírub a krytů pohonů, bude zakryt v textilním vaku. Ten má za úkol zabránit vniku cizích těles, která by mohla mechanismus zablokovat. Pohony jsou kryty plechovým krytem, nejsou zatěsněny. Využívají otvorů, které umožní v co nejvyšší míře volný odchod nečistot.

11.2 Zdvihací subsystém

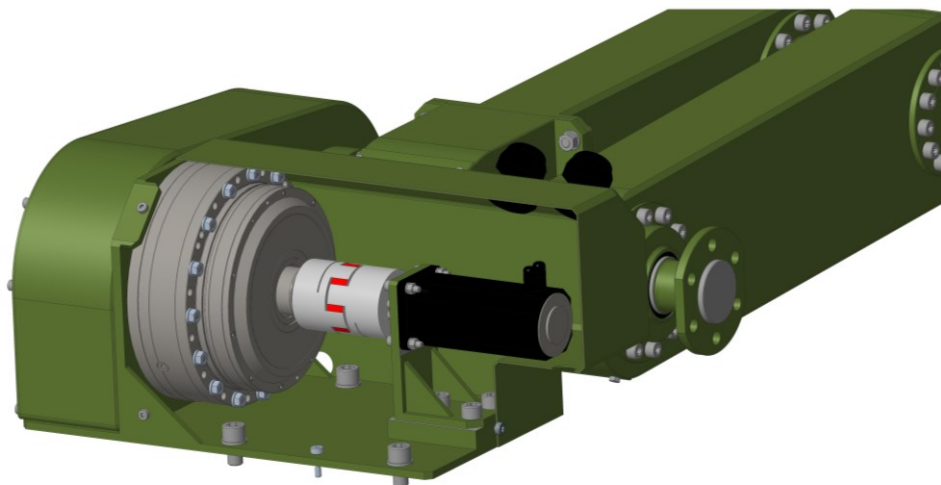


Obr. 43 Zdvihací subsystém

Kinematická struktura nebyla z variantního řešení pozměněna, platí tedy dynamická analýza z modulu Mechanism pro dimenzování pohonů. Krouticí moment určený na hnací hřídeli ramene je $M_{k\ ram} = 940[Nm]$, vypočtený moment potřebný na výstupu převodovky pohonu ramene $M_{k\ pohon} = 729,23[Nm]$.

11.2.1 Popis zdvihacího subsystému

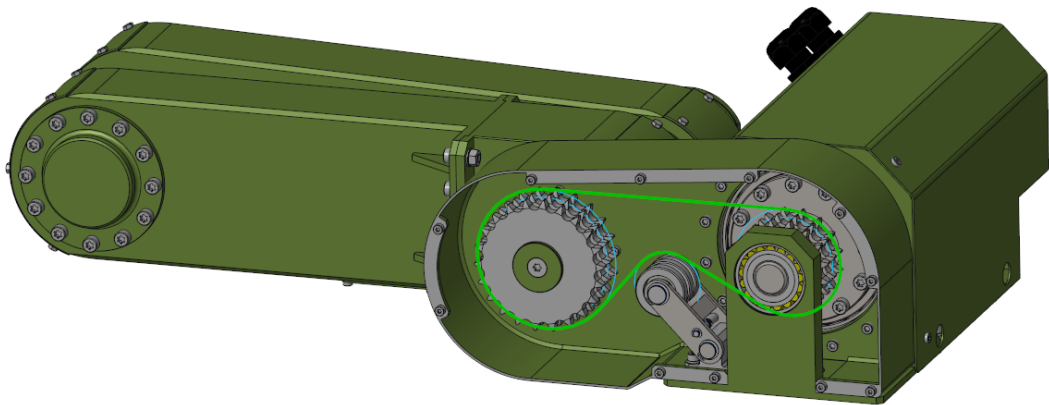
Pohon ramene



Obr. 44 Částečný řez krytem pohonu ramene

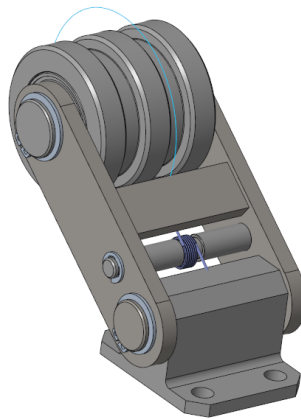
Na obrázku je částečný řez krytem pohonu. Pohon DS50 je uložen na svařené přírubě, která má frézované funkční plochy. Pro vymezení vůlí mezi pohonem a převodovkou TS185 G je umístěna bezvúlová spojka E24/30 se svěrnými spoji z obou stran. Kryt pohonu je plechový svařenec s otvory pro volný odchod nečistot.

Řetězový převod mezi pohonem a ramenem



Obr. 45 Řetězový převod mezi pohonem a ramenem

Pohled na zdvihový subsystém se skrytým víkem krytu řetězu. Uvnitř jsou vidět řetězová kola a napínací kladka. Zeleně je zvýrazněna křivka trajektorie řetězu.



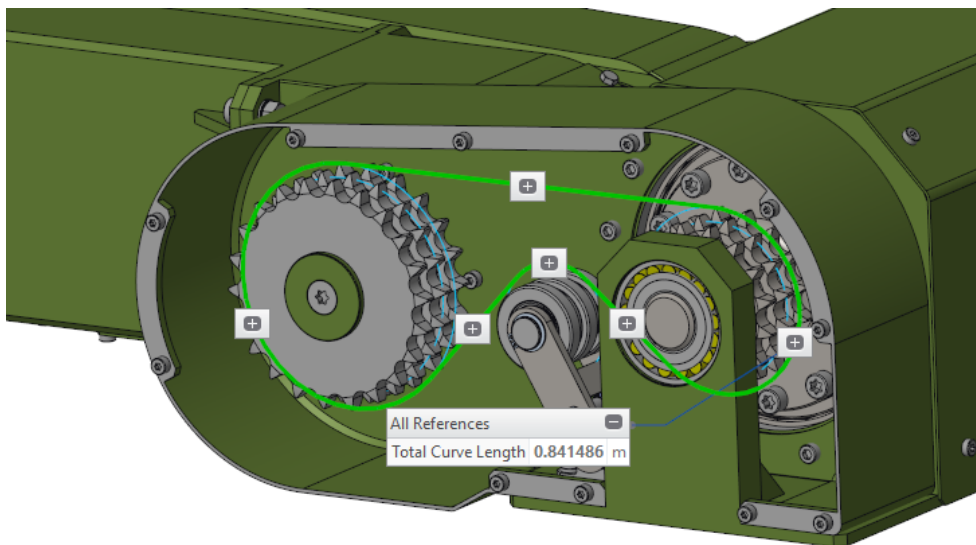
Obr. 46 Detail napínací kladky

Kladka je napínána pomocí předepjaté torzní pružiny G.093.080.0500, od výrobce VANEL, s tuhostí $0,515[Nmm/^\circ]$. Rolna této kladky je uložena na dvojici kuličkových ložisek SKF 61903 2RS. Napínací kladka napíná volnou větev řetězu a zvyšuje tak úhel opásání na řetězových kolech.

Řetězová kola byla zvolena od firmy HABERKORN, velikost 10B-3 s 22 a 16 zuby, řetěz byl volen od stejného výrobce.



Obr. 47 3-řadý řetěz 10B-3 od firmy HABERKORN [25]



Obr. 48 Délka řetězu pohon-rameno

Dimenzování řetězu

Tahová síla v řetězu		
$M_{k\ pohon} = 729,23[Nm]$ $d_{p16z} = 81,37[mm]$ $P_{\check{r}} = 83,3[kN]$	$F_{\check{r}1} = \frac{2 \cdot M_{k\ pohon}}{d_{p16z}}$ $F_{\check{r}1} = \frac{2 \cdot 729,23}{81,37}$	$F_{\check{r}1} = 17,92[kN]$ $F_{\check{r}1} < P_{\check{r}}$
$p = 15,875[mm]$	$L_{\check{r}1} < L_{\check{r}1CREO}$ Volím počet segmentů 53 $L_{\check{r}1} = 53 \cdot p$	$L_{\check{r}1} = 841,375[mm]$

$M_{k\text{ pohon}}$ - Krouticí moment na výstupu pohonu

d_{p16z} - Průměr roztečné kružnice řetězového kola 16z

$P_{\dot{\gamma}}$ - Pevnost řetězu při přetržení

p - Rozteč článků řetězu

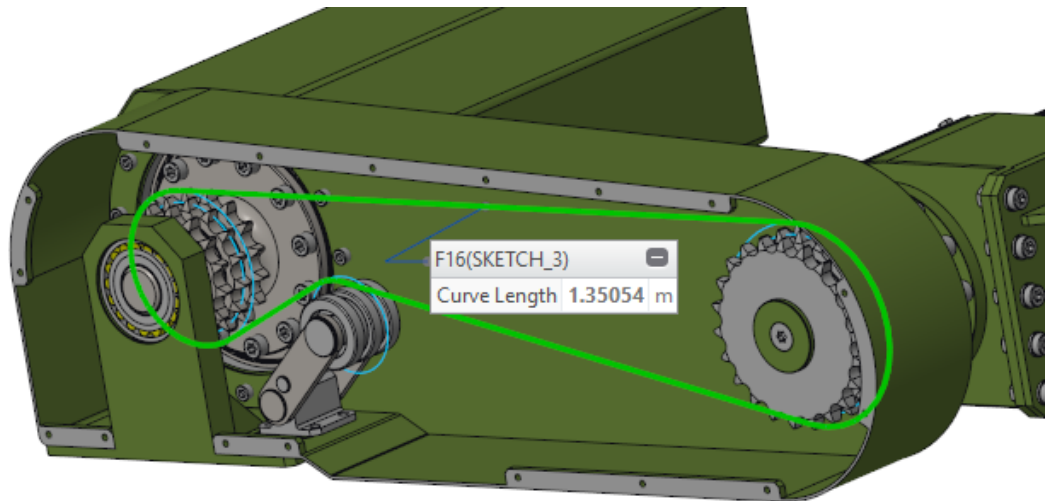
$L_{\dot{\gamma}1\text{ CREO}}$ - Délka křivky pro řetěz v CREO

$F_{\dot{\gamma}1}$ - Tahová síla řetězu

$L_{\dot{\gamma}1}$ - Délka řetězu

Tab. 49 Dimenzování řetězu pohon - rameno [25]

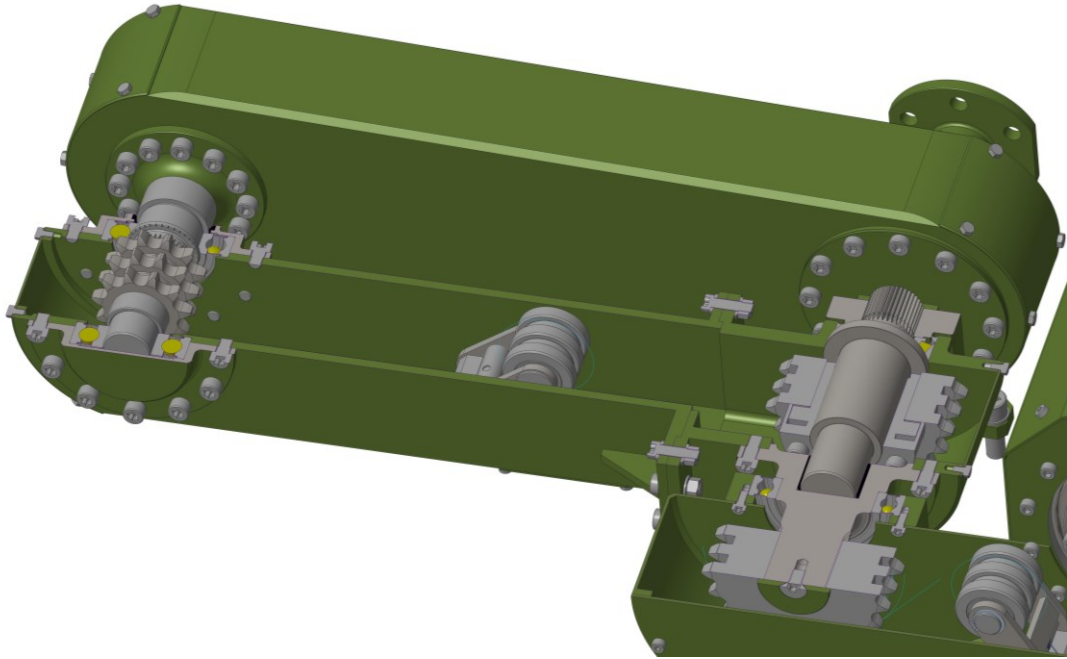
Ložisko bylo voleno dle statické únosnosti. Zatížení bylo určeno jako polovina tahové síly řetězu. Zvolené ložisko - 21306 CC - výrobce SKF.



Obr. 49 Délka řetězu pohon-rameno 2

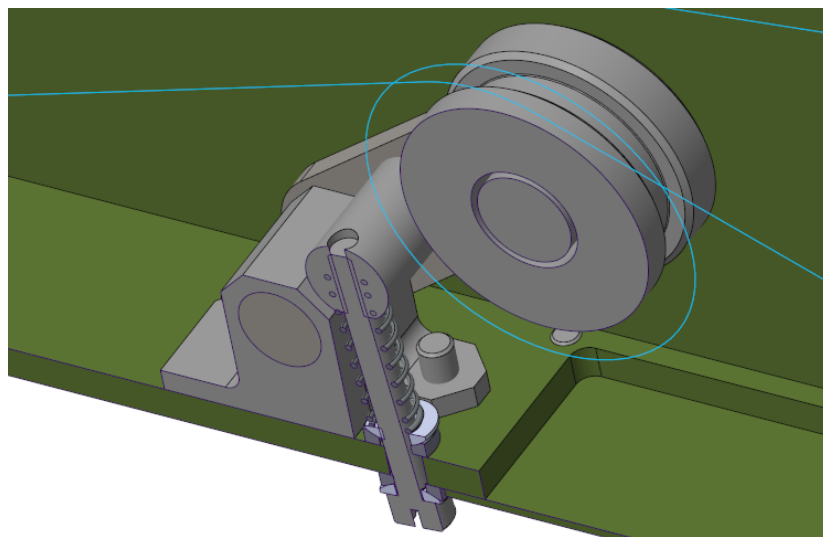
Druhé rameno má podobné parametry pro dimenzování řetězu pohonu kromě jeho délky. Pomocí systému PTC CREO Parametric byla změřena délka křivky a zvolen nejbližší možný počet článků a tím i délka řetězu: počet segmentů 85, délka řetězu 1349,375[mm].

1. Článek ramene



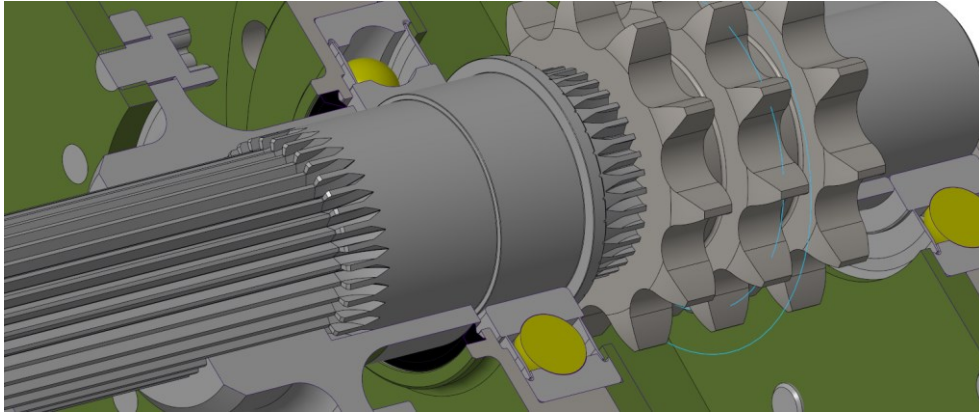
Obr. 50 Částečný řez 1. článkem ramene

Částečný řez 1. článku ramene, kde uvnitř jsou vidět řetězová kola na hřídelích uložených v ložiscích. Hnací řetězové kolo přenáší krouticí moment na dutou hřídel, která je přišroubovaná přímo na rameno. Uvnitř této hřídele je pomocí kluzného ložiska 3530 COB 01 uložena hřídel zajišťující pohyb 2. článku ramene. Tato hřídel má na sobě svěrné pouzdro TLK 110 42x55 a řetězové kolo 10B-3 22z. Díky svěrnému pouzdru je výrazně usnadněna výroba a montáž řetězu, hřídel je dále na druhé straně vybavena jemným drážkováním, které fixuje její rotaci se základem.



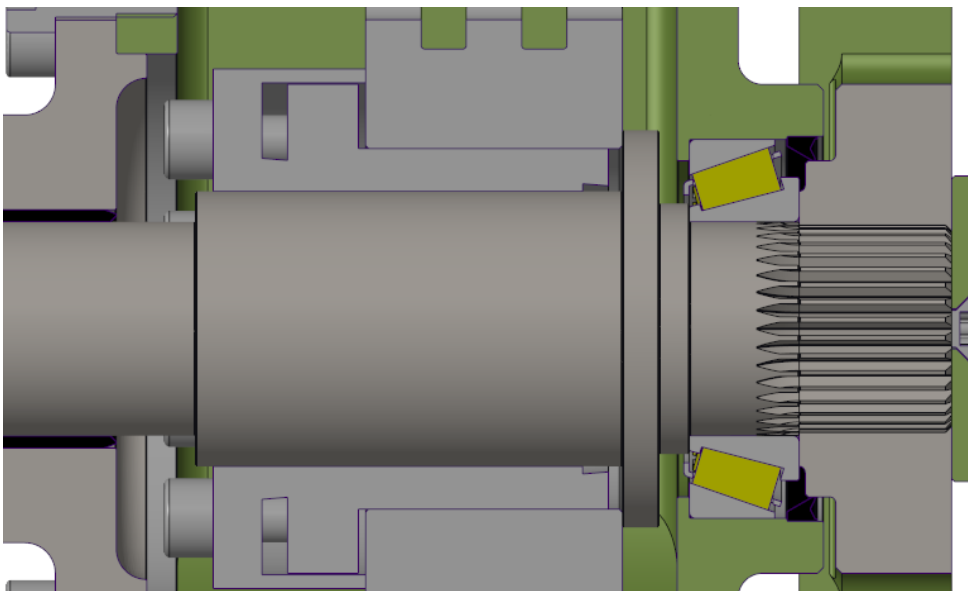
Obr. 51 Detail napínací kladky 2

Tato napínací kladka, umístěná uvnitř ramene 1. článku, je vybavena předepjatou tlačnou pružinou C.091.105.0320.A, výrobce VANEL, s tuhostí $2,98[N/mm]$ a dvojicí vyrovnávacích podložek 6,4 DIN 6319-NI. Rolna této kladky je uložena na dvojici kuličkových ložisek SKF 61903 2RS. Kladka napíná volnou větev řetězu a zvyšuje tak úhel opásání řetězových kol.



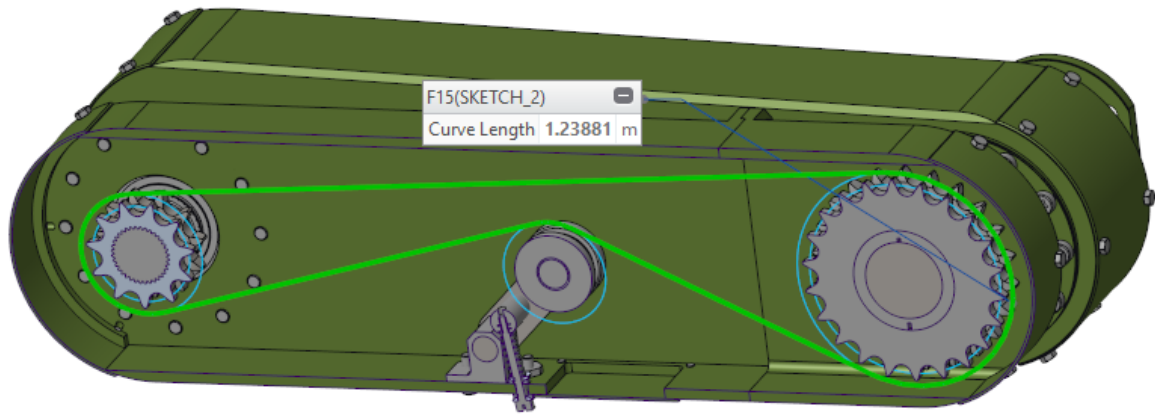
Obr. 52 Detail konce 1. článku ramene

Na obrázku výše je detail uložení hřídele, na straně blíže k řetězovému kolu je hřídelový těsnicí kroužek SKF G 45x52x4 (mezi 1. a 2. článkem ramene).



Obr. 53 Detail hřídele se svěrným pouzdem uvnitř 1. článku ramene

Na obrázku výše je detail uložení hřídele. Na straně s jemným drážkováním je hřídelový těsnicí kroužek SKF G 55x63x5 (mezi 1. článkem ramene a přírubou se základem).



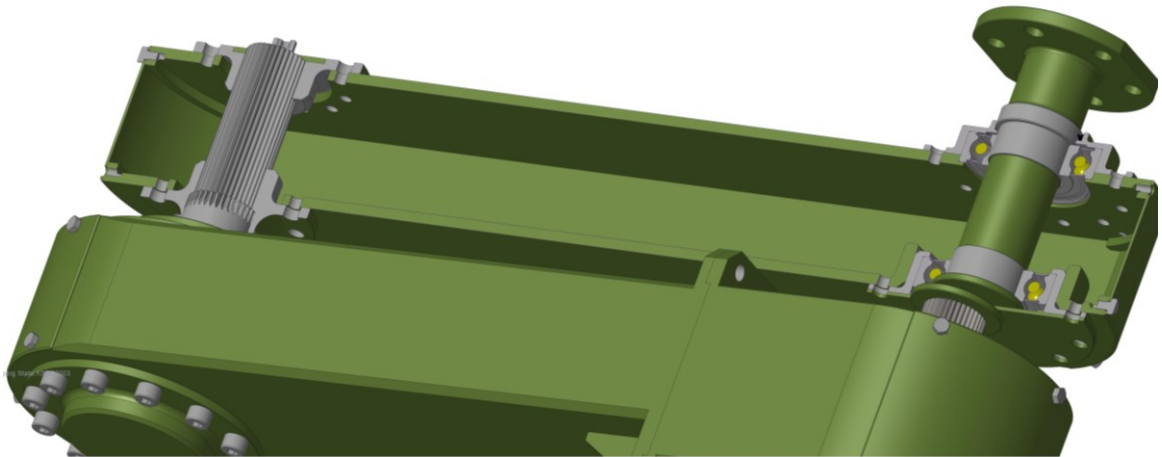
Obr. 54 Délka řetězu v rameni

Dimenzování řetězu

Tahová síla v řetězu		
$M_{k\ ram} = 940[Nm]$ $d_{p22z} = 111,55[mm]$ $P_{\check{r}} = 83,3[kN]$	$F_{\check{r}2} = \frac{2 \cdot M_{k\ ram}}{d_{p22z}}$ $F_{\check{r}2} = \frac{2 \cdot 940}{111,55}$	$F_{\check{r}2} = 16,853[kN]$ $F_{\check{r}2} < P_{\check{r}}$
$p = 15,875[mm]$	$L_2 < L_{\check{r}1CREO}$ Volím počet segmentů 78 $L_{\check{r}2} = 78 \cdot p$	$L_{\check{r}2} = 1238,25[mm]$
$M_{k\ ram}$ - Krouticí moment na hnací hřídeli 1. článku ramene d_{p22z} - Průměr roztečné kružnice řetězového kola 22z $P_{\check{r}}$ - Pevnost řetězu při přetržení p - Rozteč $L_{\check{r}2\ CREO}$ - Délka křivky pro řetěz v CREO $F_{\check{r}2}$ - Tahová síla řetězu $L_{\check{r}2}$ - Délka řetězu		

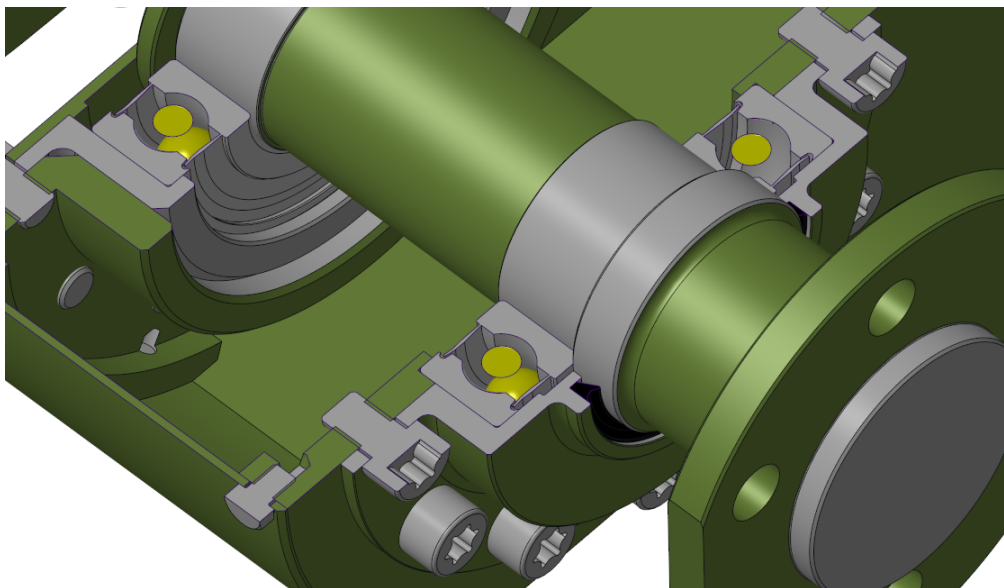
Tab. 50 Dimenzování řetězu v rameni

2. Článek ramene



Obr. 55 Částečný řez 2. článkem ramene

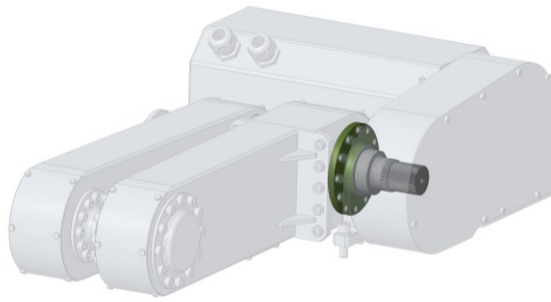
Na levé straně obrázku je vidět výstupní hřídel 1. článku ramene s jemným drážkováním, ta je uložena do přírub přišroubovaných k rameni. Na druhé straně je hřídel s přírubou pro vyrovnávací subsystém uložena do dvojice kuličkových ložisek SKF 6208 2RZ, opět dimenzovaných dle statické únosnosti.



Obr. 56 Detail uložení hřídele s přírubou pro vyrovnávací subsystém

Na obrázku výše je detail uložení hřídele, na straně blíže k přírubě je uložena hřídelový těsnicí kroužek SKF G 45x52x4.

11.2.2 Kontrolní výpočet hnací hřídele ramene



Obr. 57 Umístění hnací hřídele ramene v sestavě

Návrh hřídele

Dovolené namáhání v krutu		
$R_m = 1500 [MPa]$	$\tau_D = 0,6 \cdot \frac{0,6 \cdot R_m}{k}$ $\tau_D = 0,6 \cdot \frac{0,6 \cdot 1500}{2}$	$\tau_D = 270 [MPa]$
<p>k- Bezpečnost (voleno 2[-]) R_m- Mez pevnosti oceli 52CrMoV4 τ_D- Dovolené namáhání v krutu</p>		
Nosný průměr hřídele		
$M_{kram} = 940 [Nm]$	$d \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot M_{kram}}{\pi \cdot \tau_D}}$ $d \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 940}{\pi \cdot 270}}$	$d \geq 26,076 [mm]$
<p>M_{kram}- Krouticí moment na hnací hřídeli 1. článku ramene d - Nosný průměr hřídele</p>		

Tab. 51 Návrh hřídele [3],[30]

Návrh jemného drážkování

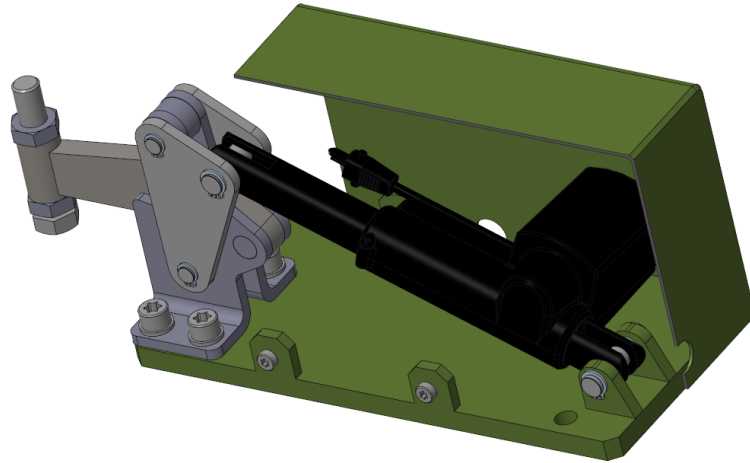
Dovolené namáhání v krutu		
$D_{a1} = 34[mm]$ $d_{a2} = 30,5[mm]$	$D_s = \frac{D_{a1} + d_{a2}}{2}$ $D_s = \frac{34 + 30,5}{2}$	$D_s = 32,25[mm]$
ϕ -Velikost drážkování (voleno $\phi = 34[mm]$) Další rozměry drážkování: $Z = 36 [-]$, $D_{a1} = 34[mm]$, $d_{a2} = 30,5[mm]$ D_s -Střední průměr drážkování		
Obvodová síla na 1 zub (předpokládá se, že v záběru je polovina zubů)		
$M_{kram} = 940[Nm]$	$F_1 = \frac{2 \cdot M_{kram}}{0,5 \cdot Z \cdot D_s}$ $F_1 = \frac{2 \cdot 940}{0,5 \cdot 36 \cdot 32,5}$	$F_1 = 3213,68[N]$
M_{kram} - Krouticí moment na hnací hřídeli 1. článku ramene F_1 - Obvodová síla na 1 zub		
Délka drážkového spoje		
$p_D = 100[MPa]$	$l \geq \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - d_{a2}) \cdot p_D}$ $l \geq \frac{2 \cdot 3213,68}{(34 - 30,5) \cdot 100}$	$l \geq 18,364[mm]$
p_D - Dovoleno měrný tlak (voleno pro netvrzené boky zubů, proměnlivé zatížení a pevné uložení náboje na hřídel) l -Délka drážkového spoje		

Tab. 52 Návrh jemného drážkování [2],[3]

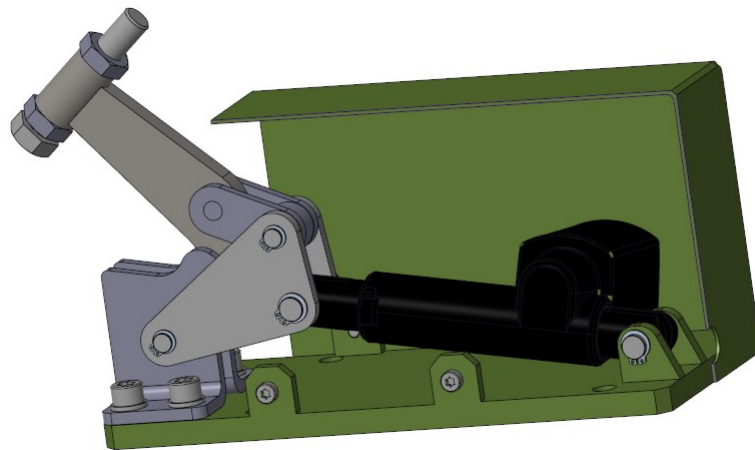
Použitá drážkovaná spojení v celém mechanismu jsou rovna a větší než velikost 34 dle normy ČSN 01 4933.1. Délka použitých nábojů- řetězových kol je 42,1[mm].

Drážkované spoje v celém mechanismu daným zatížením vyhovují.

11.3 Upínací subsystém



Obr. 58 Částečný řez upínacím mechanismem v pozici uzavřeno



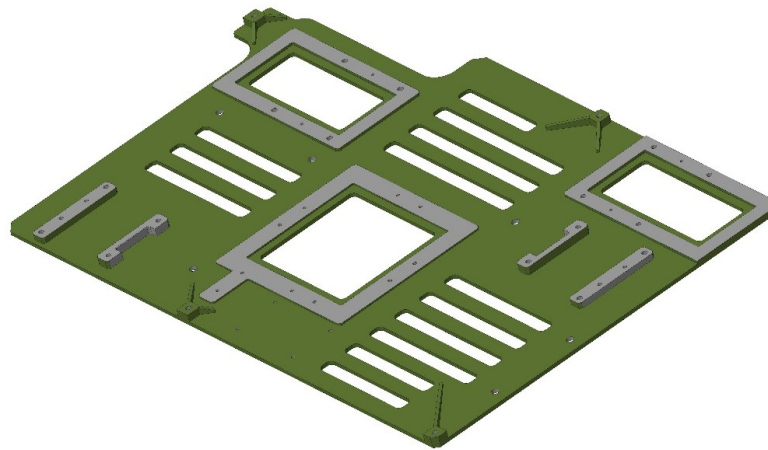
Obr. 59 Částečný řez upínacím mechanismem v pozici otevřeno

Upínací mechanismus využívá sériově vyráběnou upínku IND4431590K od výrobce CROMWELL s přítlačnou silou 3400[N]. Na upínce byl nahrazen díl, který nyní místo držení páky pro ruční stlačení slouží k uchycení hřídele lineárního aktuátoru. K této upínce byl vybrán lineární aktuátor TA32 od firmy RAVEO s tažnou/tlačnou silou 250[N]. Dle požadavkového listu je vyžadována odolnost proti přetížení 2G, tedy upínací mechanismus musí udržet sílu odpovídající hmotnosti senzorké hlavy, vyrovnávacího subsystému a 2. článkům ramene, tedy 2380[N].

[28],[29]

11.4 Základ

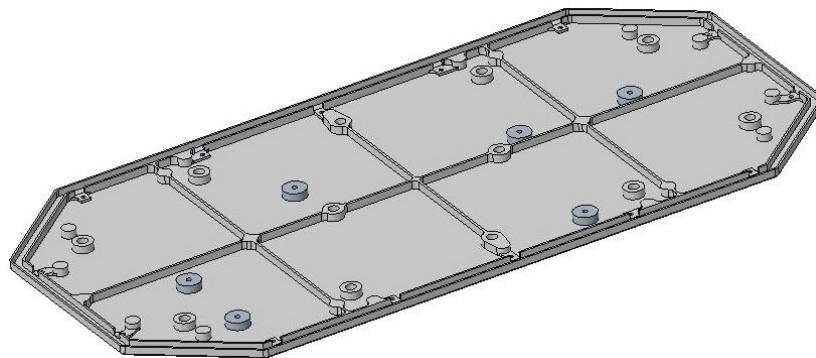
Jedná se o plechový výpalek s přesně frézovanými funkčními plochami a závitovými dírami. Základ bude přišroubován k platformě robotu pomocí předpřipravených děr. Na základu budou umístěna zdvižná ramena s pohony, silentbloky pro vyrovnávací mechanismus a upínací mechanismus. Dále jsou zde umístěny návarky s žebry pro závěsné šrouby s oky. Tyto šrouby jsou použity celkem 4, jejich pomyslné spojnice se kříží v ose těžiště celého mechanismu, což zaručuje snadnou montáž celého mechanismu na robot.



Obr. 60 Základ

11.5 Platforma robotu

Platformy robotu jsou obráběny z 20mm hliníkového plechu, který je dále frézován do požadovaného tvaru. Byly provedeny úpravy této platformy, zahloubení děr pro připojení platformy k robotu pro zápusné hlavy šroubů, aby základový plech doléhal na platformu celou plochou. Dále jsou do platformy navrtány závitové díry pro šrouby skrze základ, tyto díry mají ze spodní strany přídavek materiálu pro zvýšení pevnosti, viz obrázek níže.



Obr. 61 Spodní strana platformy s barevně zvýrazněnými úpravami

12 Pevnostní analýza

Pevnostní analýza sestav a dílů byla vytvořena v systému PTC CREO Simulate. Cílem této analýzy je zjištění, zda díly vydrží dané zatížení, případně zda jejich celková deformace bude přípustná. Dále byly výsledky použity k optimalizaci.

Tento software využívá pro zpřesňování výpočtů P adaptivní technologii. Principem metody je navýšení řádu polynomu v oblasti s vyšším počtem chyb než je úroveň zadaná uživatelem a znovu spustí studii. P-metoda nemění síť, pouze řád polynomů použitých k aproximaci pole posunu. [4]

V rámci omezené výpočetní kapacity byly u modelů odebrány radiusy menší než $R=1[mm]$ a sražení hran menší než $1[mm] \times 45[^\circ]$. Dále byl odebrán spojovací materiál a všechny komponenty bez nosné funkce.

Hliníková slitina EN AW-5754 H12	
Mez pevnosti:	220[MPa]
Mez kluzu:	170[MPa]
Poissonova konstanta:	0,33[-]
Youngův modul:	70[GPa]
Ocel ČSN 11 523	
Mez pevnosti:	510 – 680[MPa]
Mez kluzu:	355[MPa]
Poissonova konstanta:	0,27[-]
Youngův modul:	206[GPa]
Ocel ČSN 14 220	
Mez pevnosti:	613[MPa]
Mez kluzu:	588[MPa]
Poissonova konstanta:	0,27[-]
Youngův modul:	199,95[GPa]
Ocel 52CrMoV4	
Mez pevnosti:	1450 – 1750[MPa]
Mez kluzu:	1300[MPa]
Poissonova konstanta:	0,27[-]
Youngův modul:	208[GPa]

Hliníková bronz EN CC333G	
Mez pevnosti:	650[MPa]
Mez kluzu:	? [MPa]
Poissonova konstanta:	? [–]
Youngův modul:	? [GPa]

Tab. 53 Použité materiály a jejich parametry do pevnostní analýzy [2], [26], [27], [30]

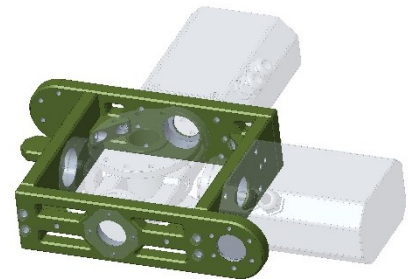
12.1 Pevnostní analýza vyrovnávacího subsystému

12.1.1 Rám podsestavy 2DOF

Okrajové podmínky analýzy

Sestava rámu byla pevně uchycena vazbou displacement za příruby pro rameno.

Na rám je působeno zatížením bearing na díry pro ložiska silou odpovídající tíhovému působení U-konzole horizontal, příruby a senzorické hlavy (1513,095[N]). Druhá dvojice děr pro ložiska je

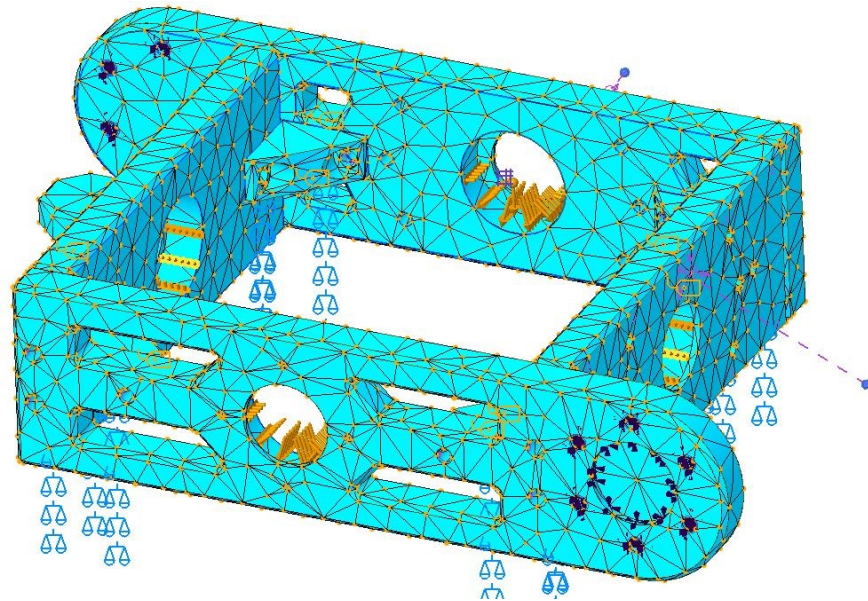


Obr. 62 Pozice rámu v sestavě 2DOF

zatížena pouze silou odpovídající hmotnosti U-konzole vertikál (6,42[N]). Dále je použito idealizovaných prvků mass (10,63[kg]), reprezentující zatížení pohonů včetně krytování a dalších komponent, tyto prvky jsou k rámu připojeny pomocí rigid link. Na celý model působí tíhové zrychlení.

V simulačním modelu jsou umístěny kontakty mezi rohovými výztužemi a rámem a mezi samotnými díly rámu. Jednotlivé díly jsou pak spojeny dohromady pomocí rigid link.

Použitý materiál všech dílů je hliníková slitina EN AW-5754 H12.



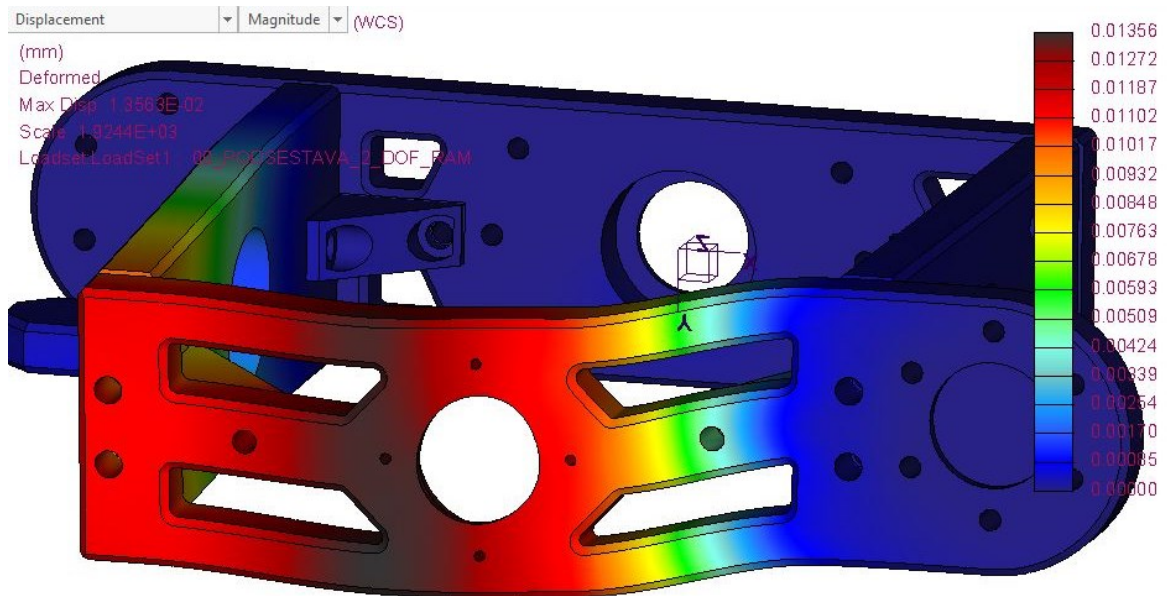
Obr. 63 Výpočetní síť modelu rámu 2DOF s vazbami

Výpočetní síť tohoto modelu se skládá z 11373 elementů, byla použita úprava sítě - omezení maximální velikosti elementu na 25[mm].



Obr. 64 Napětí von-Mises rámu 2DOF

Maxima ekvivalentního napětí HMH dosahují hodnoty 10,15[MPa], což je výrazně nižší hodnota než je mez kluzu daného materiálu, model tedy dané zatížení vydrží.



Obr. 65 Deformace a posunutí rámu 2DOF

Maxima posunutí dosahují hodnot 0,01356 [mm] v místech vybrání rámu. Dané posunutí nebude mít vliv na funkci celého mechanismu.

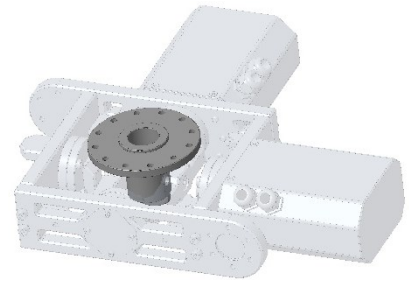
Na základě výsledků analýz bylo rozhodnuto, že tato sestava je dostatečně dimenzována pro dané zatížení. Díly dále nebudou odlehčovány z výrobních důvodů.

12.1.2 Příruba sensorické hlavy

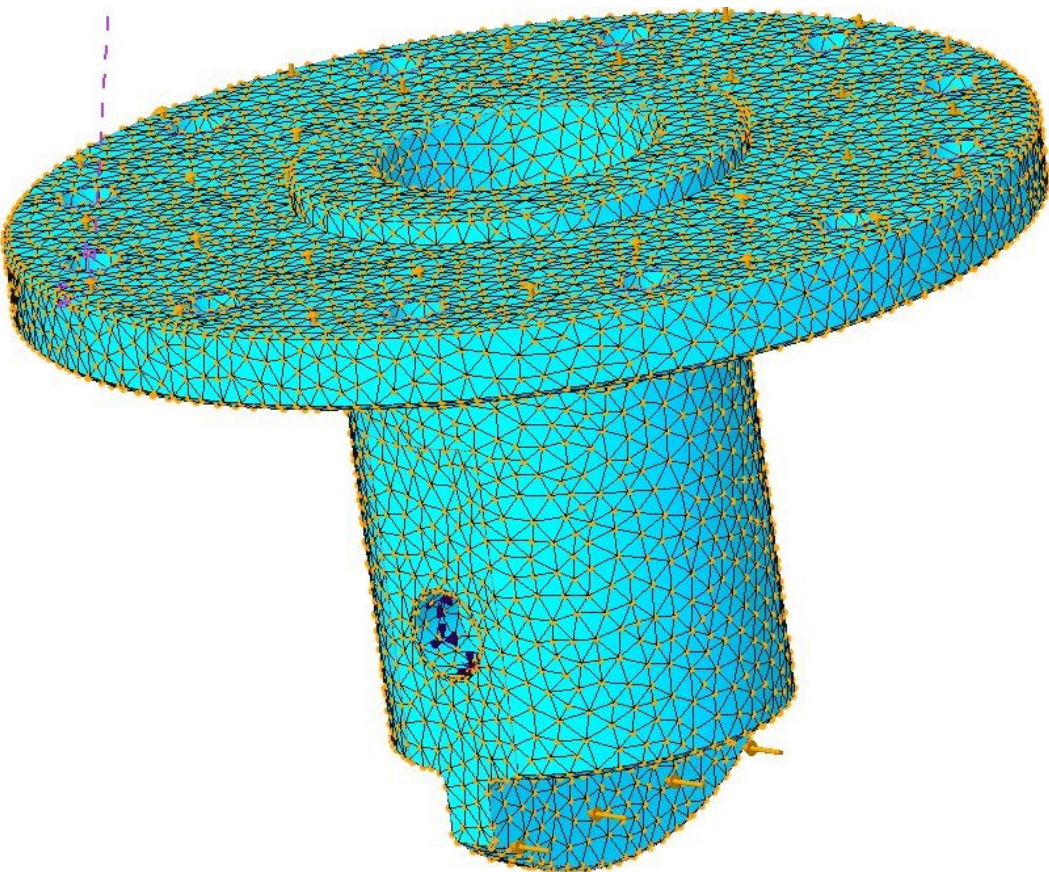
Okrajové podmínky analýzy

Příruba je pevně uchycena vazbou displacement za díry pro šrouby.

Příruba je zatížena hmotností sensorické hlavy pomocí idealizovaného prvku mass (150[kg]) a rigid link. Dále je zohledněno působení kroutících momentů pohonů a tíhového zrychlení. První krouticí moment působí na plochu příruby pro sensorickou hlavu (190[Nm]) a druhý je přepočten jako síla (3585[N]) na plochu pera ve spodní části dílu.

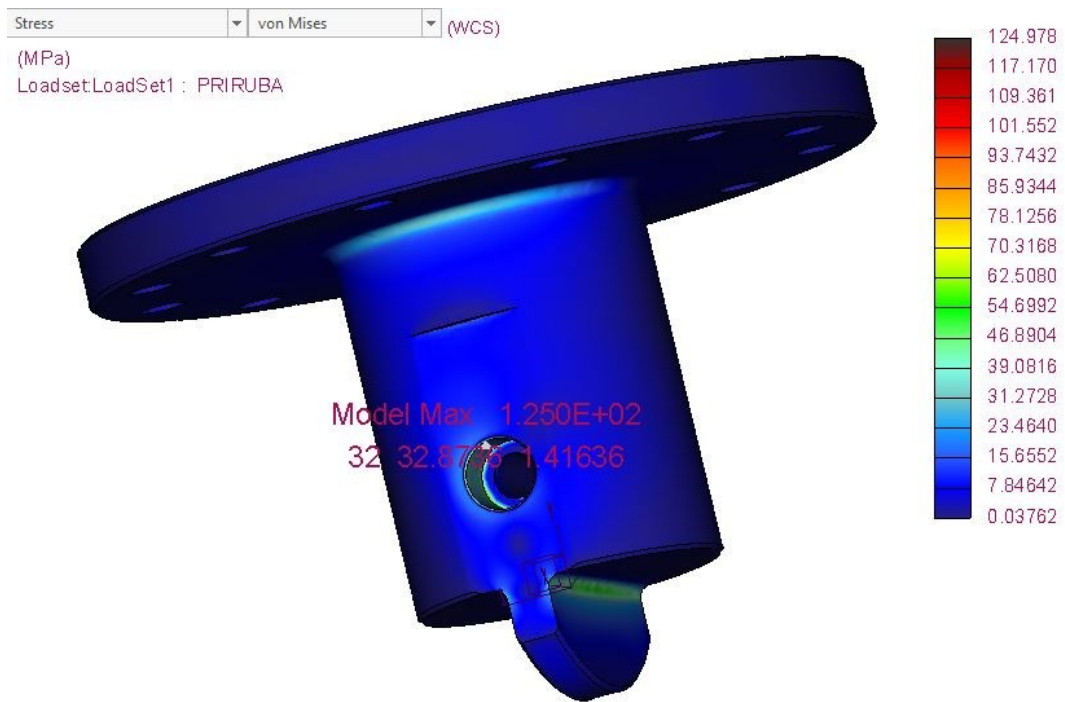


Obr. 66 Pozice příruby sensorické hlavy v sestavě 2DOF



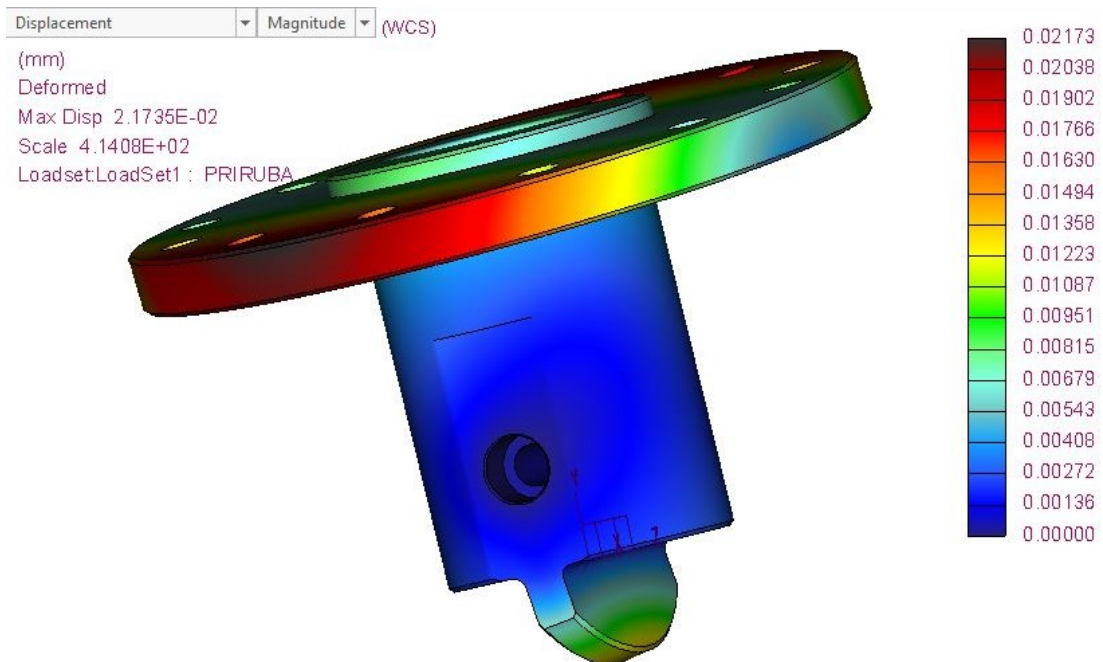
Obr. 67 Výpočetní síť modelu příruby sensorické hlavy

Výpočetní síť tohoto modelu se skládá z 58952 elementů, byla použita úprava sítě - omezení maximální velikosti elementu na 5[mm].



Obr. 68 Napětí von-Mises na přírubě senzorké hlavy

Maxima ekvivalentního napětí HMH dosahují hodnoty $124,978 [MPa]$, což je výrazně nižší hodnota než je mez kluzu daného materiálu, model tedy dané zatížení vydrží.



Obr. 69 Deformace a posunutí příruby senzorké hlavy

Maxima posunutí dosahují hodnot $0,02173 [mm]$. Dané posunutí nebude mít vliv na funkci celého mechanismu.

Na základě výsledků analýz bylo rozhodnuto, že příruba je dostatečně dimenzována pro dané zatížení a nebude odlehčována z výrobních důvodů.

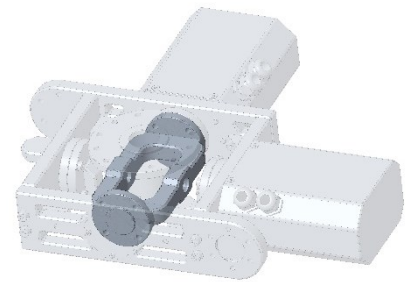
12.1.3 Podsestava U-konzola horizontal

Okrajové podmínky analýzy

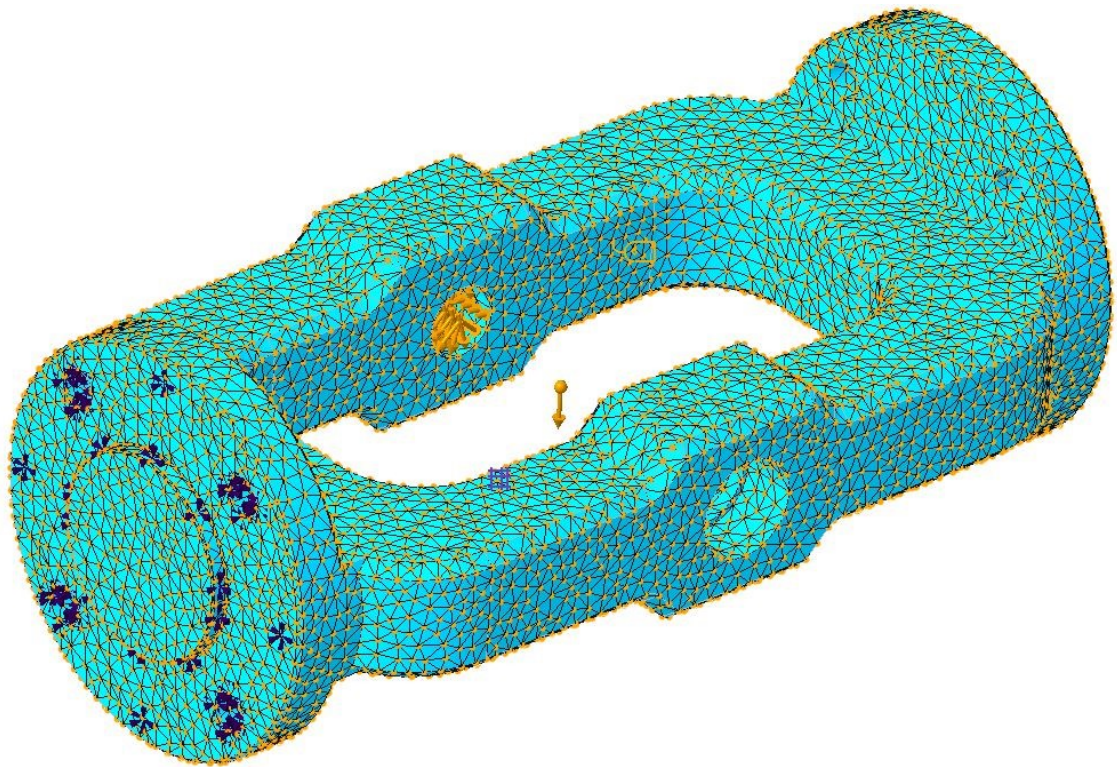
Konzola byla pevně přichycena vazbou displacement za jednu přírubu a za druhou byla uchycena vazbou pin, která umožňuje rotaci.

Konzola je zatížena hmotností senzorké hlavy a přírubu pomocí bearing (1492,45[N]) na díry pro šrouby. Dále je zohledněno působení krouticího momentu pohonu (190[Nm]) a tíhového zrychlení. Krouticí moment působí na díry pro šrouby.

Použitý materiál je hliníková slitina EN AW-5754 H12.

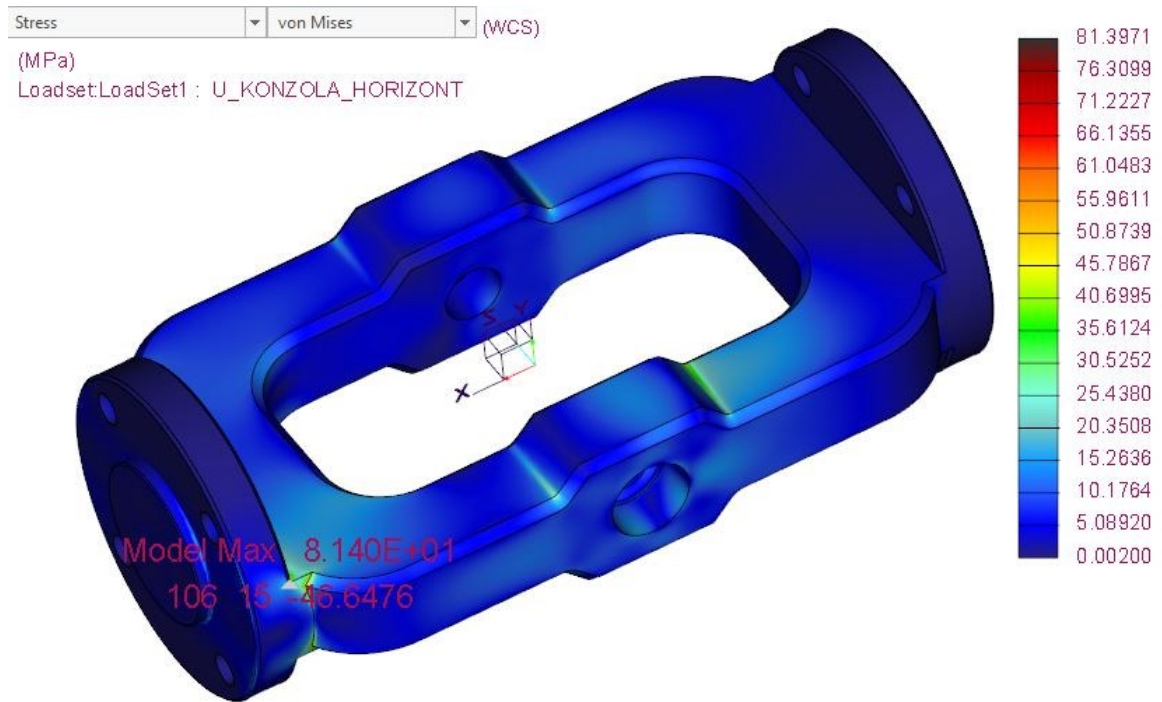


Obr. 70 Pozice U-konzole horizontal v sestavě 2DOF

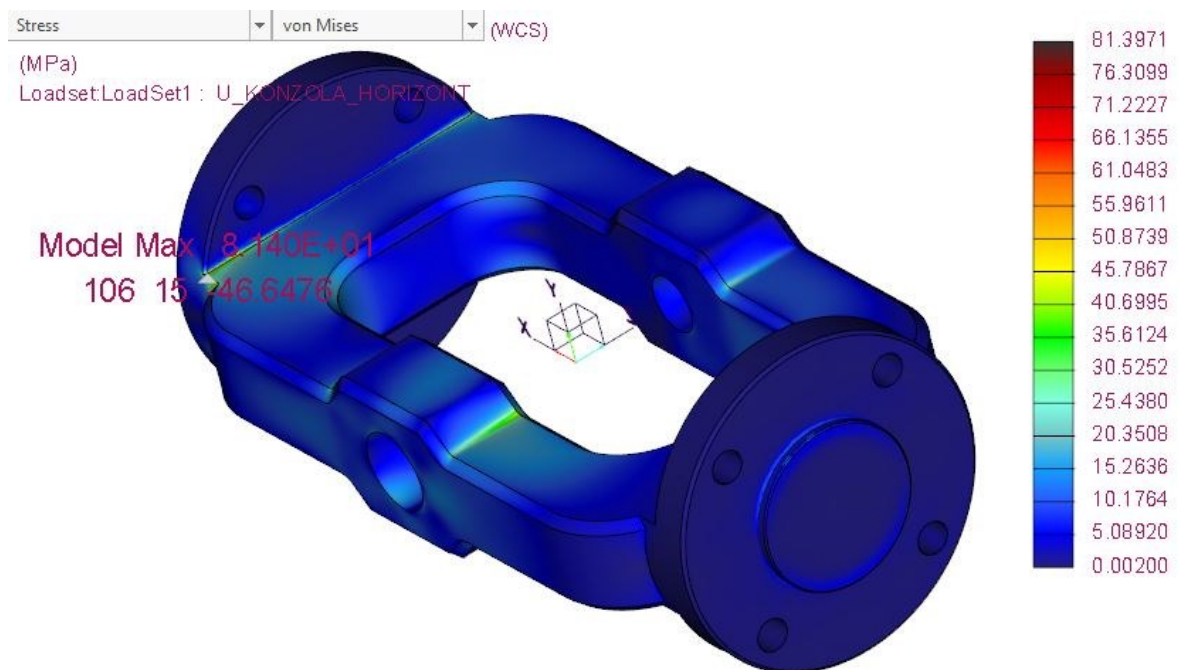


Obr. 71 Výpočetní síť modelu U-konzole horizontal

Výpočetní síť tohoto modelu se skládá z 62337 elementů, byla použita úprava sítě - omezení maximální velikosti elementu na 5[mm].

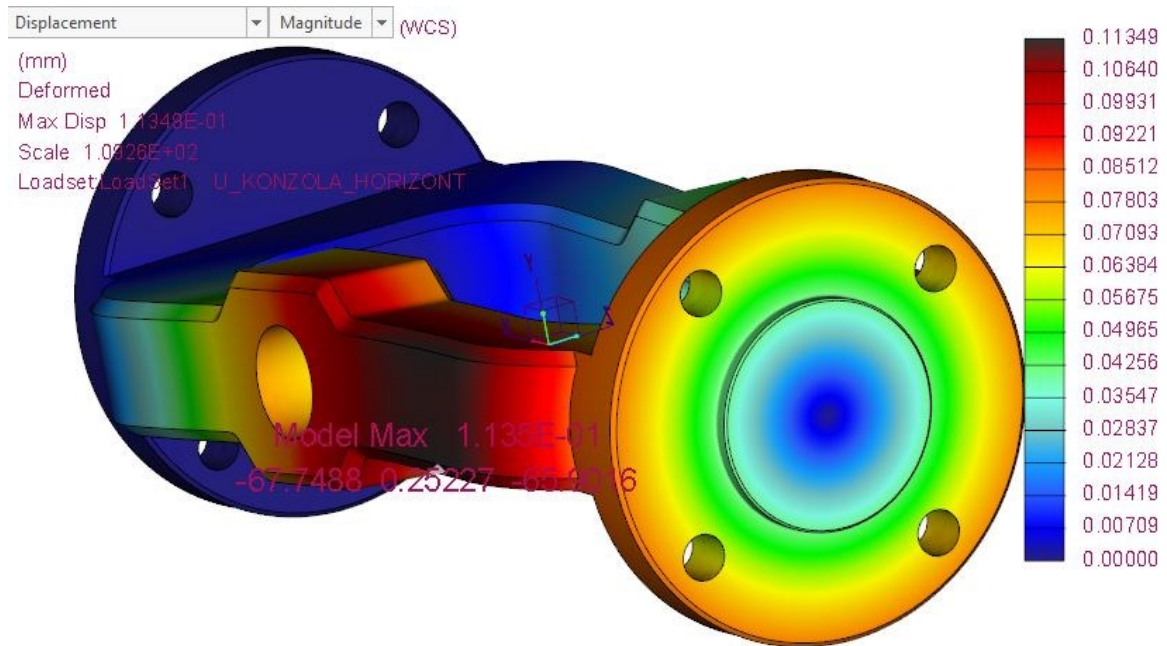


Obr. 72 Ekvivalentní napětí von-Mises na U-konzole horizontal pohled 1



Obr. 73 Ekvivalentní napětí von-Mises na U-konzole horizontal pohled 2

Maxima ekvivalentního napětí HMH dosahují hodnoty $81,3971 [MPa]$ v místě svaru, reálně zde bude rádius, který výslednou hodnotu sníží. Hodnota je nižší než mez kluzu daného materiálu, model tedy dané zatížení vydrží.



Obr. 74 Deformace a posunutí U-konzole horizontal

Maxima posunutí dosahují hodnot 0,11349 [mm]. Dané posunutí nebude mít vliv na funkci celého mechanismu.

Na základě výsledků analýz bylo rozhodnuto, že U-konzola horizontal je dostatečně dimenzována pro dané zatížení a nebude odlehčována z výrobních důvodů.

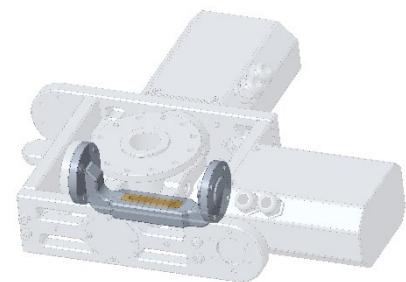
12.1.4 U-konzola vertikál

Okrajové podmínky analýzy

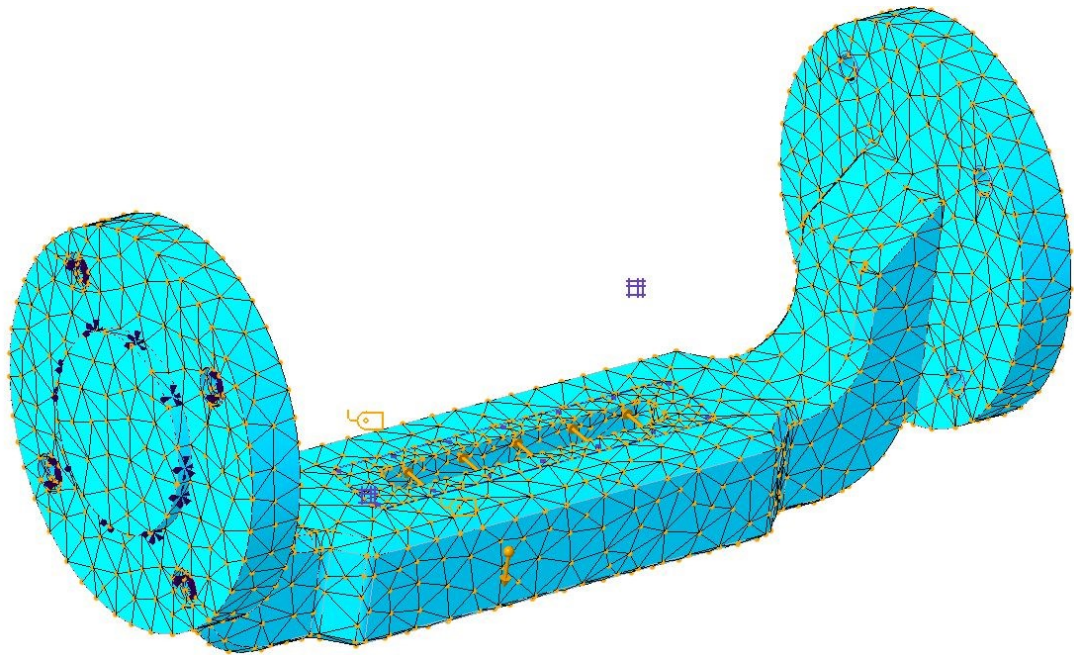
Konzola byla pevně přichycena vazbou displacement za jednu přírubu a za druhou byla uchycena vazbou pin, která umožňuje rotace.

Konzola je zatížena působením krouticího momentu pohonu a tíhového zrychlení. Krouticí moment je přepočten jako síla (3585[N]) působící na plošný region odpovídající ploše pera příruby pro senzorkou hlavu.

Použitý materiál je hliníková slitina EN AW-5754 H12.

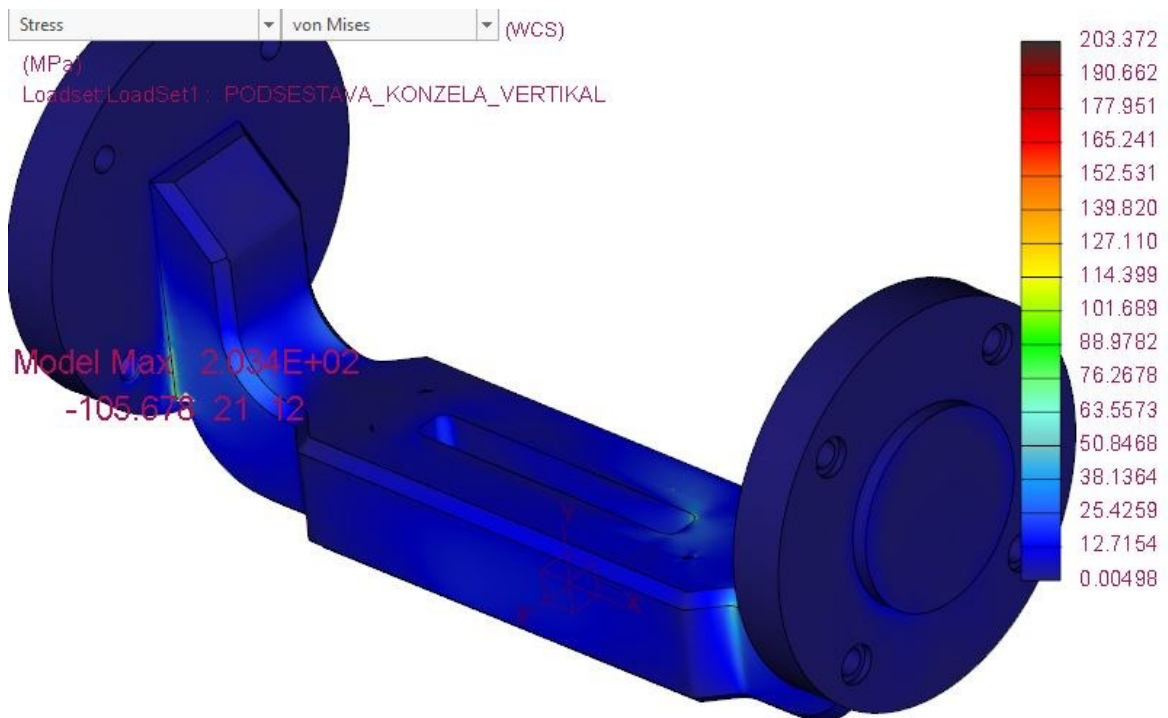


Obr. 75 Pozice U-konzole vertikál v sestavě 2DOF



Obr. 76 Výpočetní síť modelu U-konzole vertikál

Výpočetní síť tohoto modelu se skládá z 14186 elementů, byla použita úprava sítě - omezení maximální velikosti elementu na 10[mm].

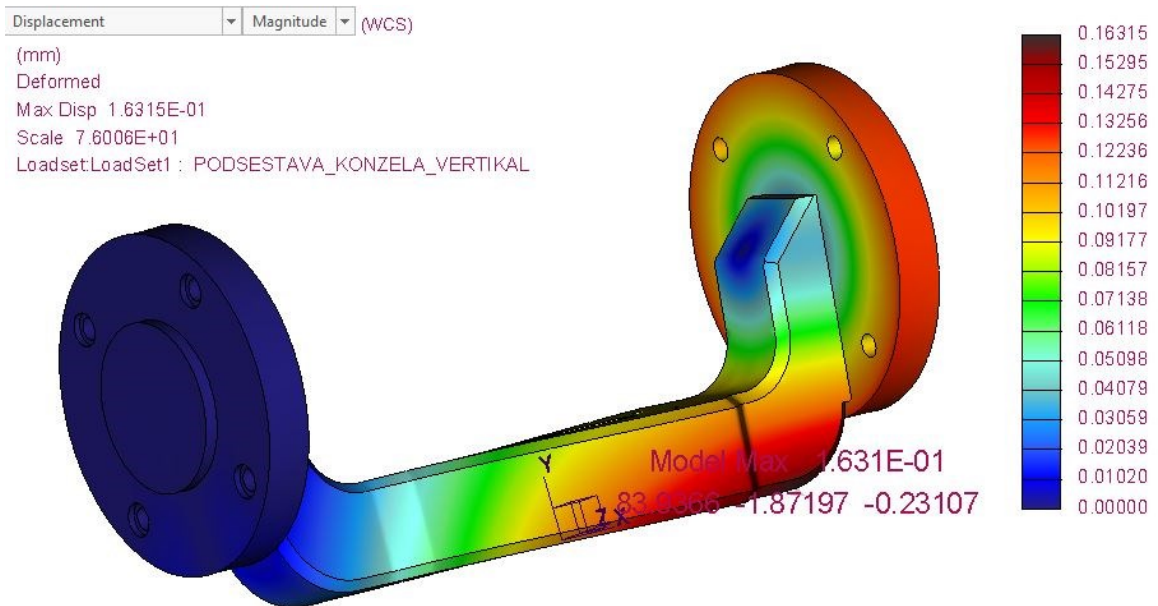


Obr. 77 Ekvivalentní napětí von-Mises na U-konzole vertikál pohled 1



Obr. 78 Ekvivalentní napětí von-Mises na U-konzole vertikál pohled 2

Maxima ekvivalentního napětí HMH dosahují hodnoty $203,372 [MPa]$ v místě svaru, reálně zde bude rádius, který výslednou hodnotu sníží. Hodnota je výpočetní špička a není reálná, model tedy dané zatížení vydrží.



Obr. 79 Deformace a posunutí U-konzole vertikál

Maxima posunutí dosahují hodnot $0,16315 [mm]$. Dané posunutí nebude mít vliv na funkci celého mechanismu.

Na základě výsledků analýz bylo rozhodnuto, že U-konzola vertikál je dostatečně dimenzována pro dané zatížení a nebude odlehčována z výrobních důvodů.

12.2 Pevnostní analýza zdvihacího subsystému

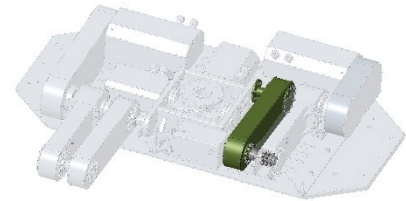
12.2.1 Rameno článku 2

Okrajové podmínky analýzy

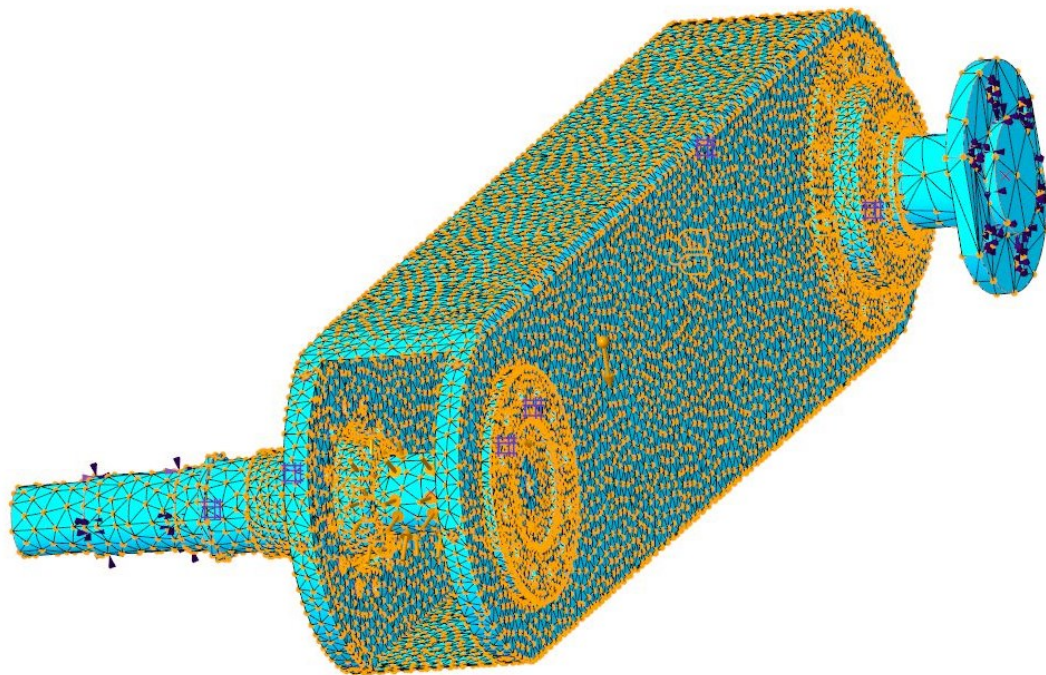
Celá sestava je přichycena pomocí vazeb pin na hřídel a přírubu pro podsestavu 2DOF. Hřídel s ložiskovými domky spojená pomocí rigid link.

Sestava je zatížena krouticím momentem na vstupní hřídel (940[Nm]). Na celou sestavu dále působí tíhové zrychlení.

Použité materiály jsou: pro hřídele ocel 52CrMoV4, pro svařenec ramene ocel ČSN 11 523, pro příruby a ložiskové domky ocel ČSN 14 220.

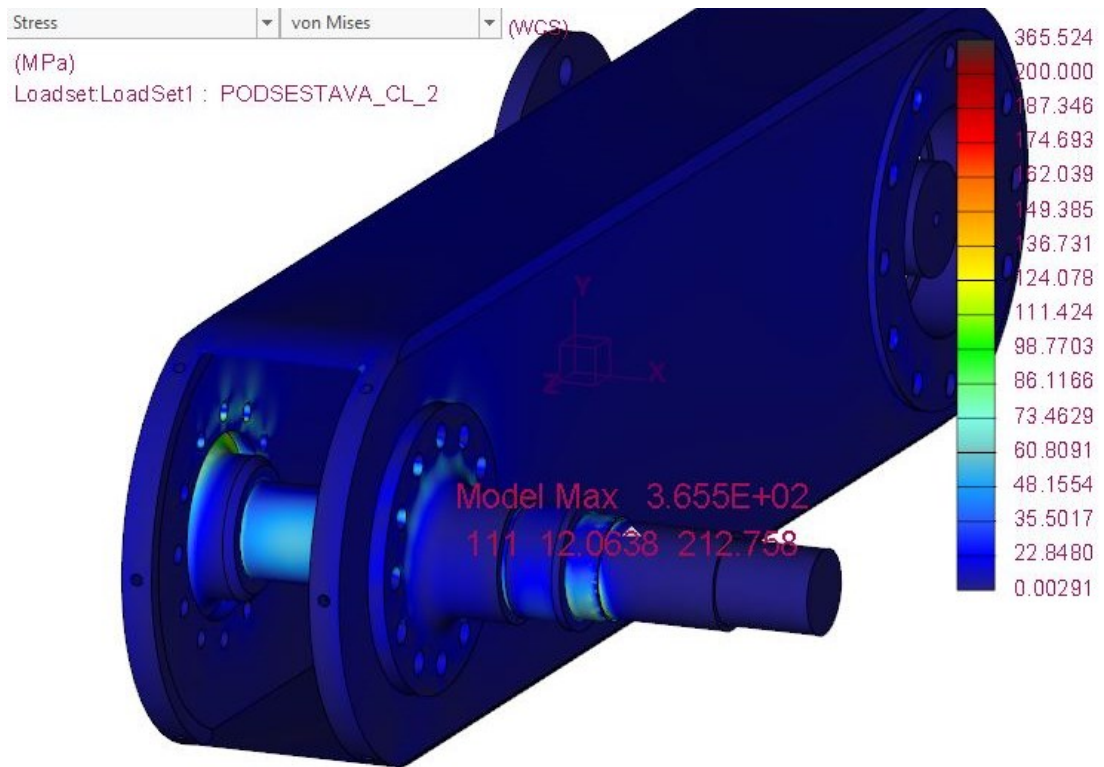


Obr. 80 Pozice 2. článku ramene v sestavě



Obr. 81 Výpočetní síť modelu 2. článku ramene

Výpočetní síť tohoto modelu se skládá z 86725 elementů, byla použita úprava sítě - omezení maximální velikosti elementu pro: hřídele na 10[mm], svařenec ramene na 8[mm], ložiskové domky a příruby na 5[mm].

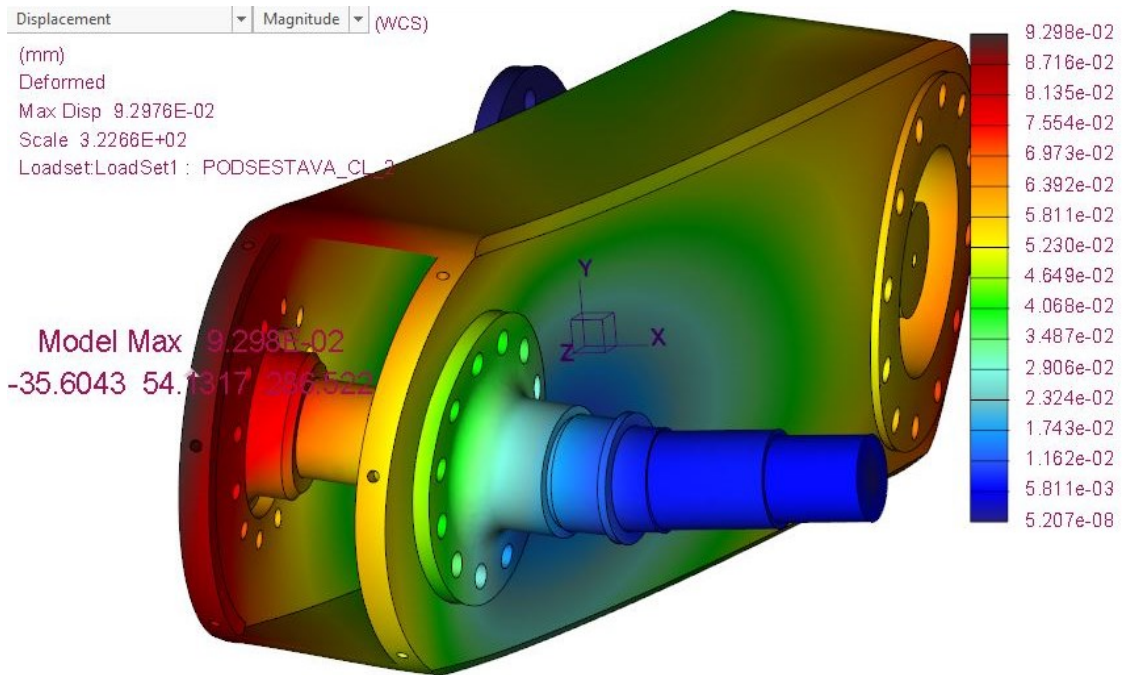


Obr. 82 Ekvivalentní napětí von-Mises na 2. článku ramene pohled 1



Obr. 83 Ekvivalentní napětí von-Mises na 2. článku ramene pohled 2

Maxima ekvivalentního napětí HMH dosahují hodnoty $365,524[MPa]$ v uložení hřídele do ložiska. Hodnota je nižší než mez kluzu daného materiálu, model tedy dané zatížení vydrží.



Obr. 84 Deformace a posunutí 2. článku ramene

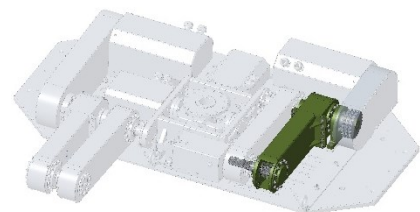
Maxima posunutí dosahují hodnot $0,09298 [mm]$. Dané posunutí nebude mít vliv na funkci celého mechanismu.

Na základě výsledků analýz bylo rozhodnuto, že sestava 2. článku ramene je dostatečně dimenzována pro dané zatížení a nebude odlehčována z výrobních důvodů.

12.2.2 Rameno článek 1

Okrajové podmínky analýzy

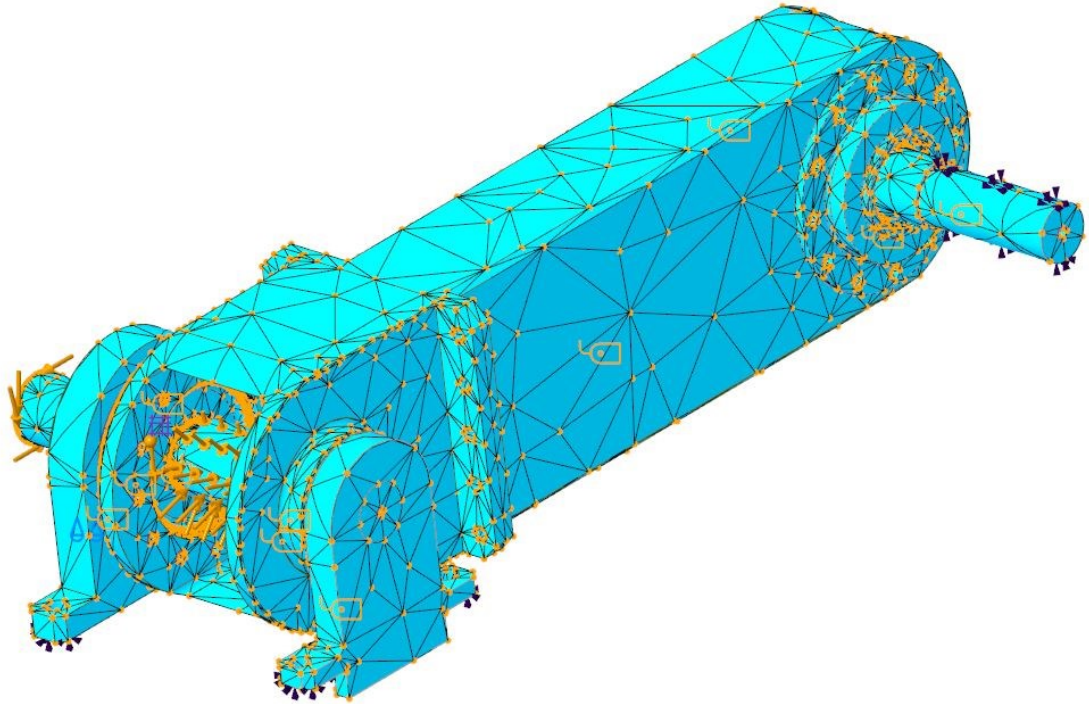
Celá sestava je přichycena pomocí vazeb displacement na ložiskový domek a přírubu připojenou k základu. Hřídel vstupující do článku 2 s ložiskovými domky je spojena pomocí rigid link a hřídel sama pak vazbou pin. Další pin je použit na hřídel uvnitř ramene v místě ložiska. Byly vytvořeny 2 kontakty. Jeden na kluzném ložisku mezi hřídelemi v základu, druhý kontakt je umístěn na ložisku v ložiskovém domku opět na základu. Kontakty jsou barevně zvýrazněny na Obr. 87.



Obr. 85 Pozice 1. článku ramene v sestavě

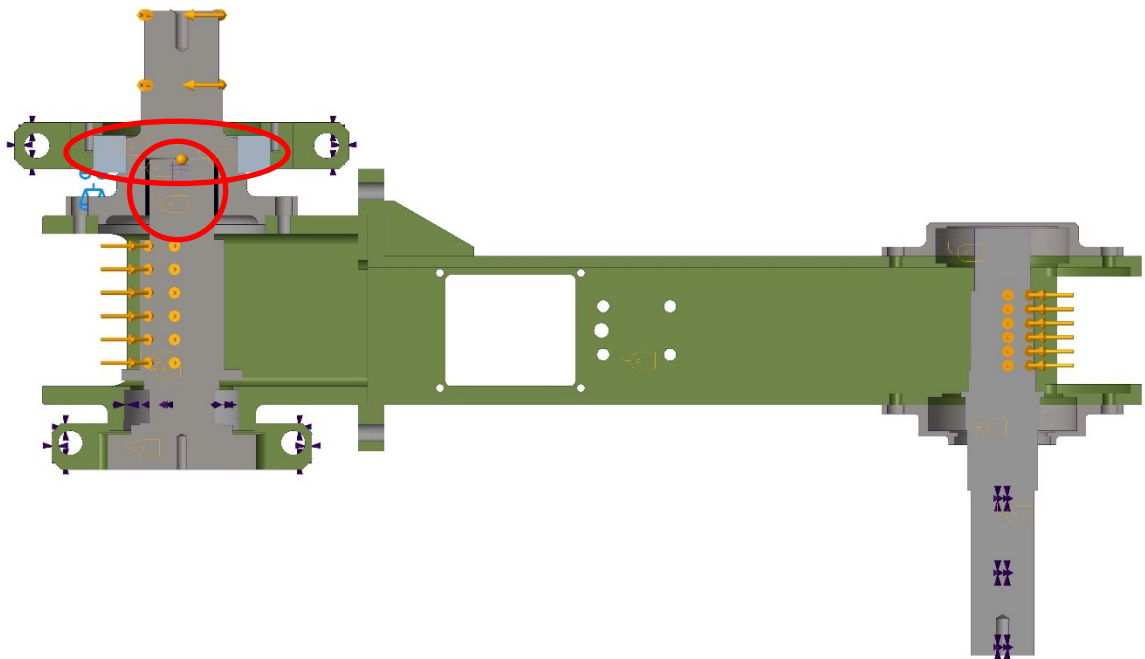
Sestava je zatížena krouticím momentem na vstupní hřídel ($940 [Nm]$), dále zatížením bearing ($16,853 [kN]$) na hřídelích v místě uložení řetězových kol, simulující tah řetězu. Na celou sestavu dále působí tíhové zrychlení.

Použité materiály jsou: pro hřídele ocel 52CrMoV4, pro svařenec ramene ocel ČSN 11 523, pro příruby a ložiskové domky ocel ČSN 14 220.

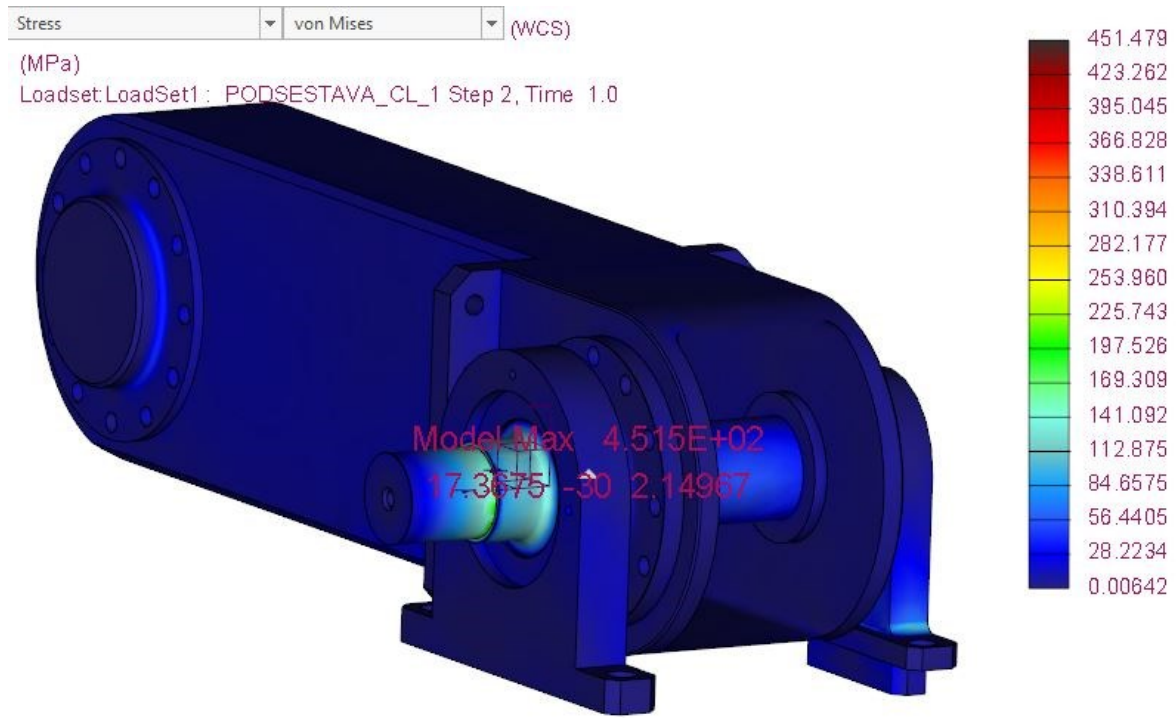


Obr. 86 Výpočetní síť modelu 1. článku ramene

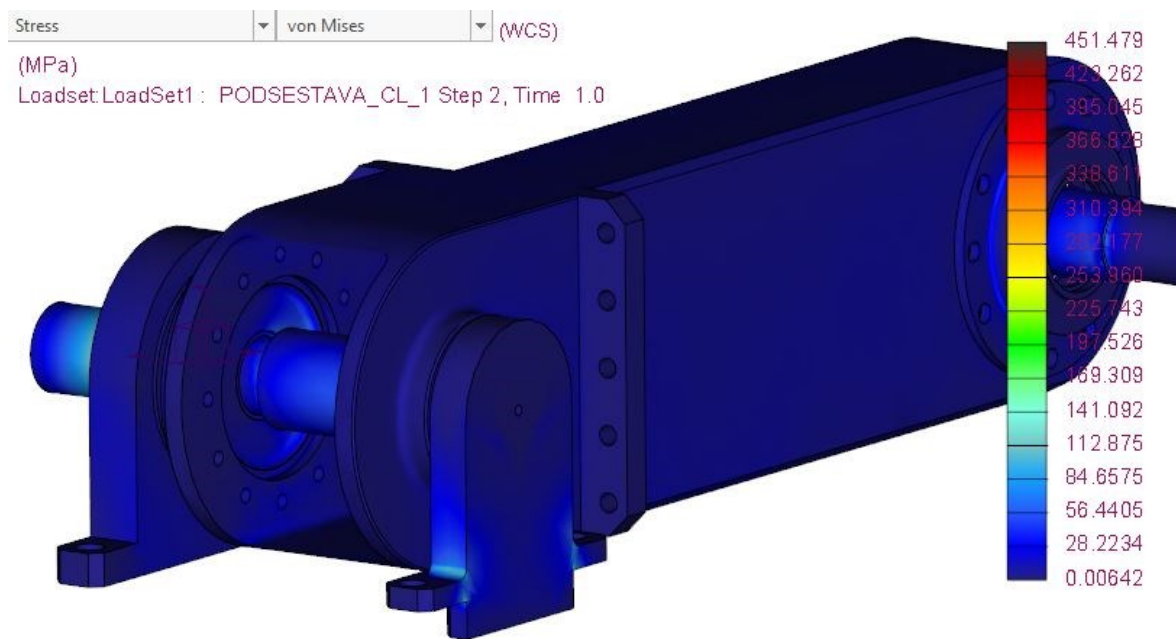
Výpočetní síť tohoto modelu se skládá z 46553 elementů, byla použita úprava sítě - omezení maximální velikosti elementu pro kluzné ložisko na 2[mm].



Obr. 87 Řez výpočtovým modelem 1. článku ramene

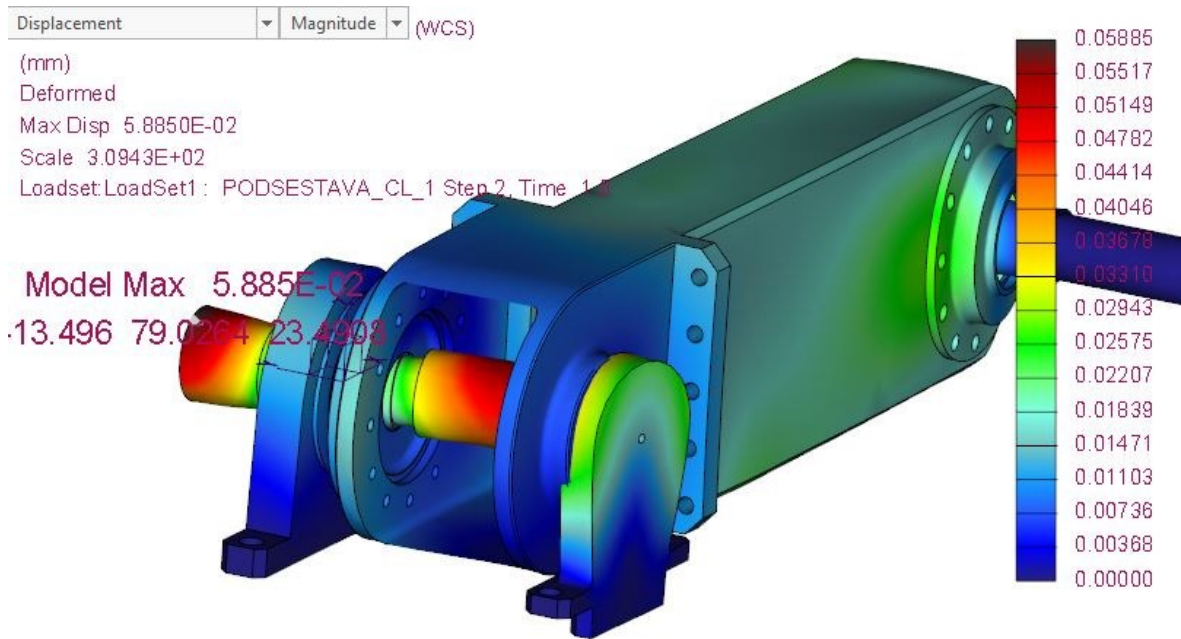


Obr. 88 Ekvivalentní napětí von-Mises na 1. článku ramene pohled 1

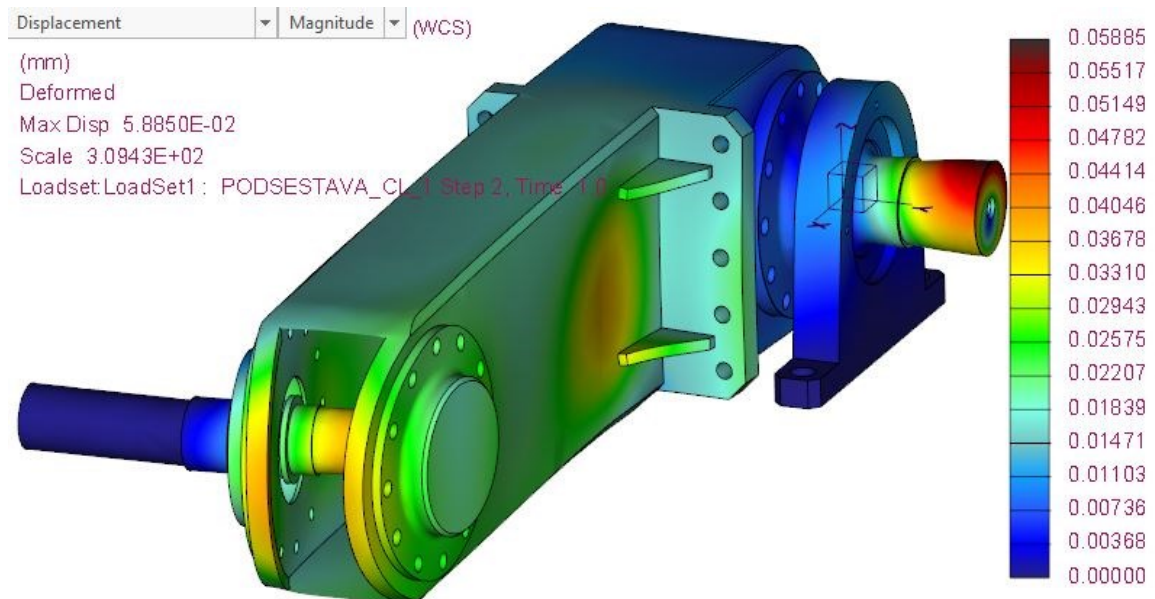


Obr. 89 Ekvivalentní napětí von-Mises na 1. článku ramene pohled 2

Maxima ekvivalentního napětí HMH dosahují hodnoty $451,479[MPa]$ v místě jemného drážkování vstupní hřídele. Hodnota je nižší než mez kluzu daného materiálu, model tedy dané zatížení vydrží.



Obr. 90 Deformace a posunutí 1. článku ramene pohled 1



Obr. 91 Deformace a posunutí 1. článku ramene pohled 2

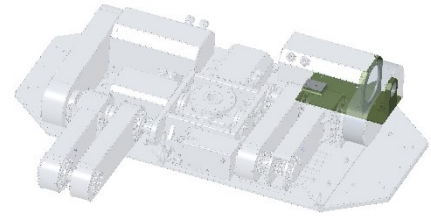
Maxima posunutí dosahují hodnot 0,05885 [mm]. Dané posunutí nebude mít vliv na funkci celého mechanismu.

Na základě výsledků analýz bylo rozhodnuto, že sestava 1. článku ramene je dostatečně dimenzována pro dané zatížení a nebude odlehčována z výrobních důvodů.

12.2.3 Příruba převodovky pohonu ramene

Okrajové podmínky analýzy

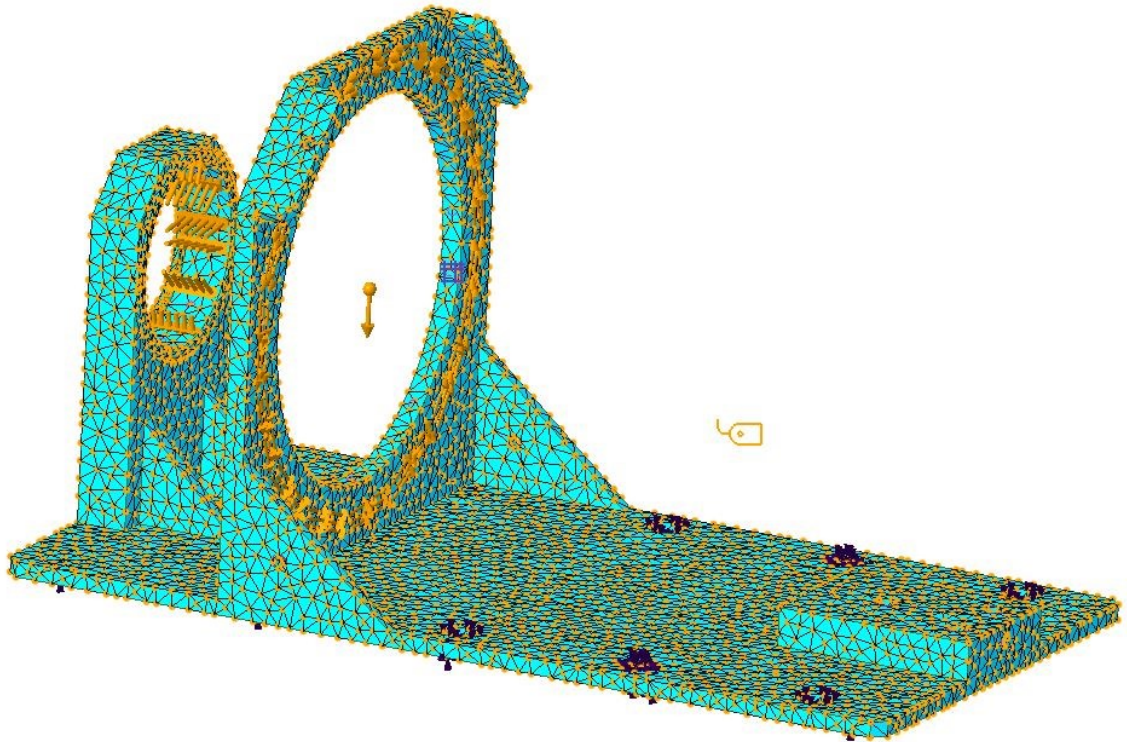
Model je pevně přichycen vazbou displacement za díry pro šrouby a spodní plochu dílu. Dále jsou spojena mezikruží ložiskového domku a příruba pro převodovku vazbou rigid link, která simuluje přenos sil jako hřídel v reálu.



Obr. 92 Pozice příruba převodovky pohonu ramene v sestavě

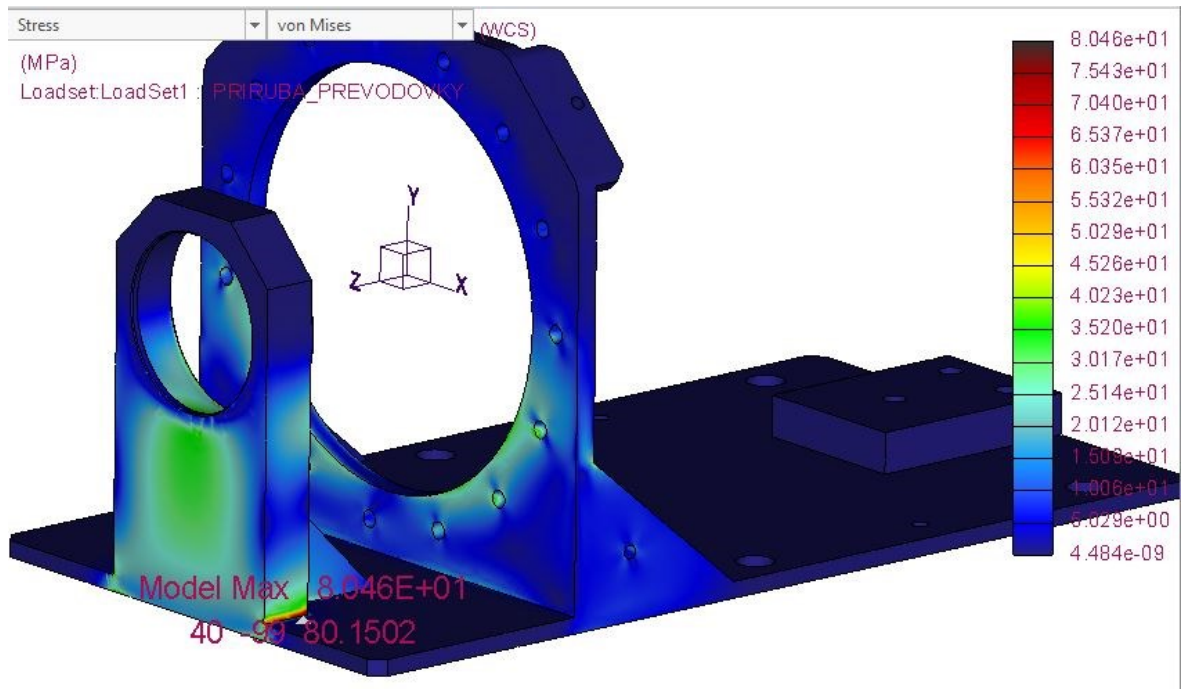
Sestava je zatížena krouticím momentem ($780[Nm]$) na díry pro převodovku, jehož hodnota je volena jako maximální moment přenášený převodovkou, dále zatížením bearing ($17,92[kN]$) na ložiskovém domku, simulující tah řetězu. Na celou sestavu dále působí tíhové zrychlení.

Použitý materiál je ocel ČSN 11 523.

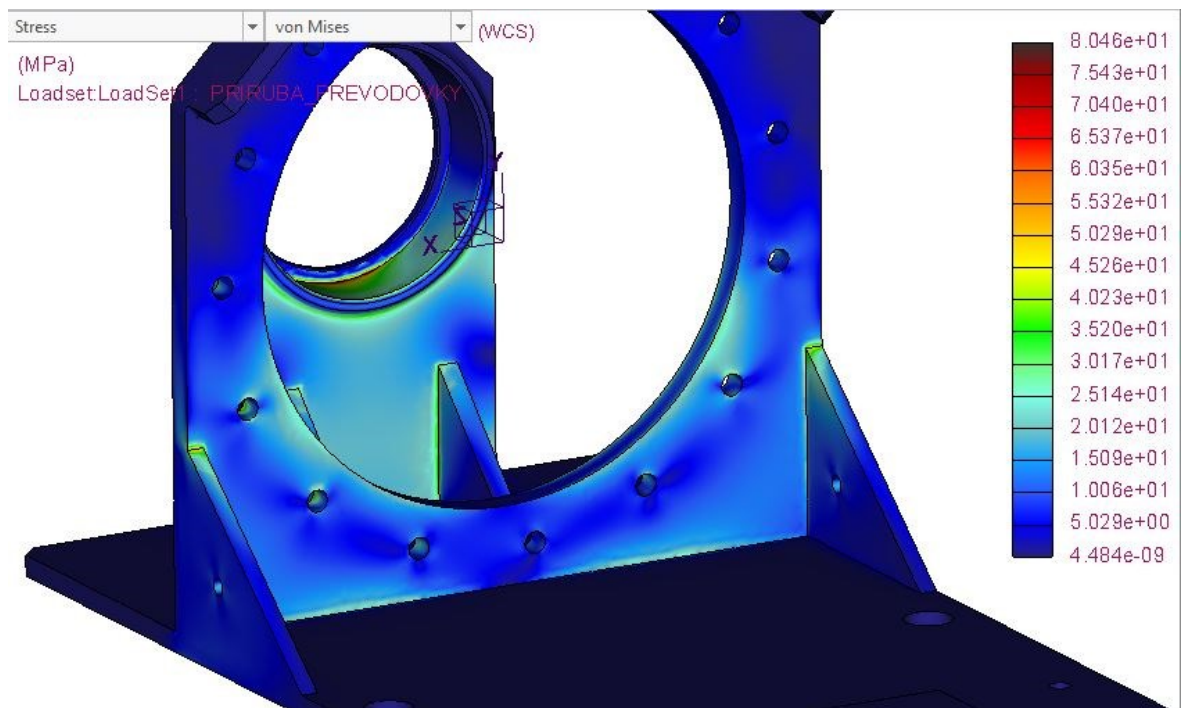


Obr. 93 Výpočetní síť modelu příruba převodovky pohonu ramene

Výpočetní síť tohoto modelu se skládá z 28167 elementů, byla použita úprava sítě - omezení maximální velikosti elementu na $8[mm]$.

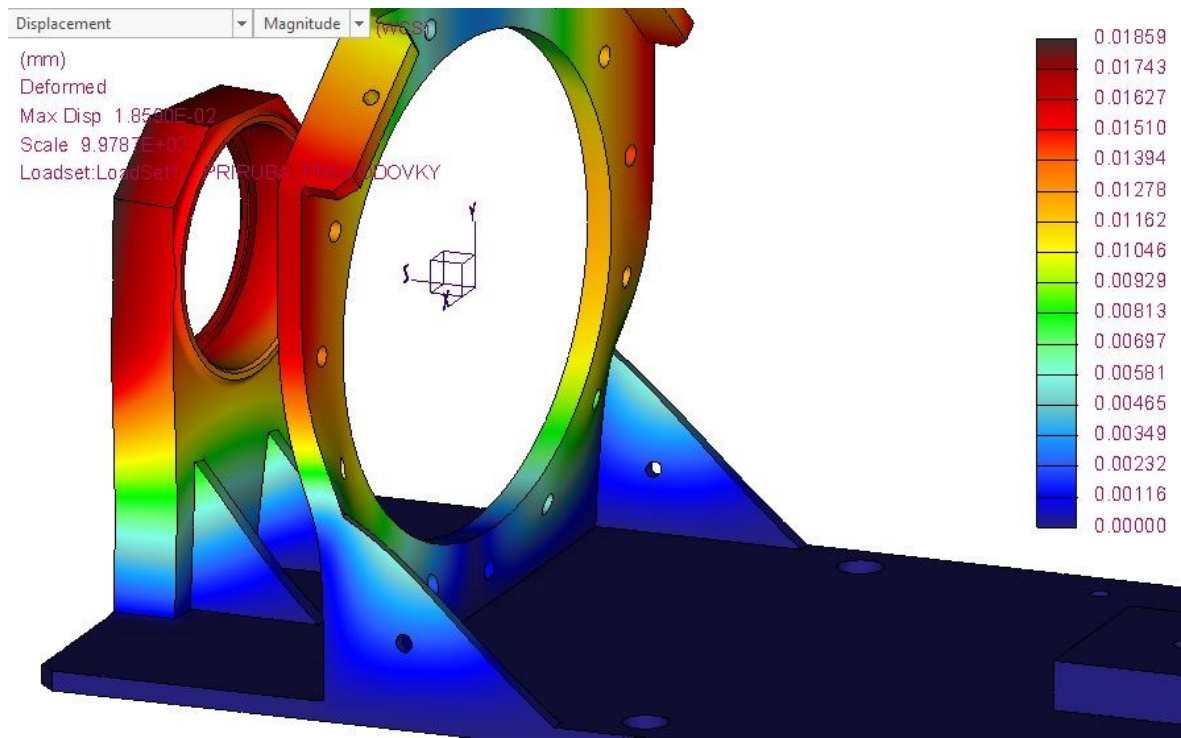


Obr. 94 Ekvivalentní napětí von-Mises na přírubu převodovky pohonu ramene pohled 1



Obr. 95 Ekvivalentní napětí von-Mises na přírubu převodovky pohonu ramene pohled 2

Maxima ekvivalentního napětí HMH dosahují hodnoty $80,46[MPa]$ v místě svaru základního plechu s ložiskovým domkem, v reálu bude napětí nižší. Hodnota je nižší než mez kluzu daného materiálu, model tedy dané zatížení vydrží.



Obr. 96 Deformace a posunutí příruby převodovky pohonu ramene

Maxima posunutí dosahují hodnot 0,01859 [mm]. Dané posunutí nebude mít vliv na funkci celého mechanismu.

Na základě výsledků analýz bylo rozhodnuto, že příruba pohonu ramene je dostatečně dimenzována pro dané zatížení a nebude odlehčována z výrobních důvodů.

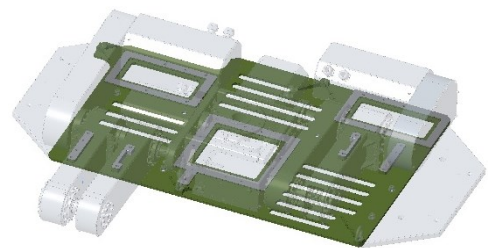
12.3 Pevnostní analýzy základové desky

Okrajové podmínky analýzy

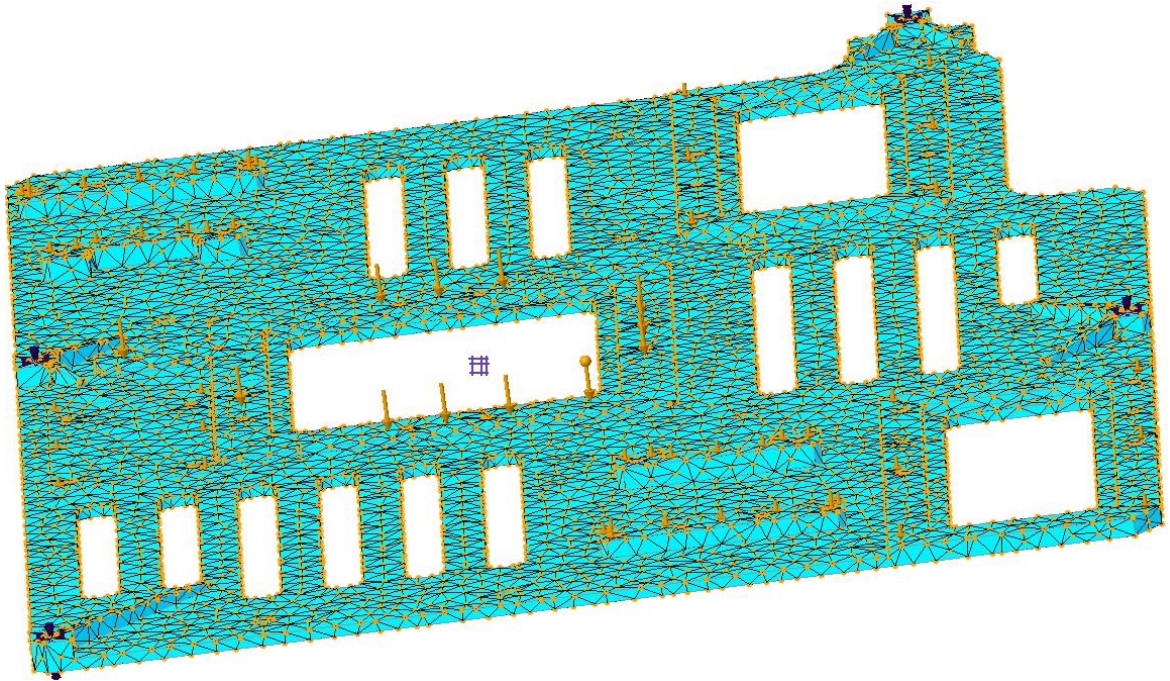
Model je pevně přichycen vazbou displacement za díry pro šrouby.

Základ je zatížen silami odpovídající hmotnostem sestav komponent umístěných na základu, tyto síly jsou umístěny na plošné regiony (jedná se o frézované návarky). Dále působí tíhové zrychlení.

Použitý materiál je ocel ČSN 11 523.

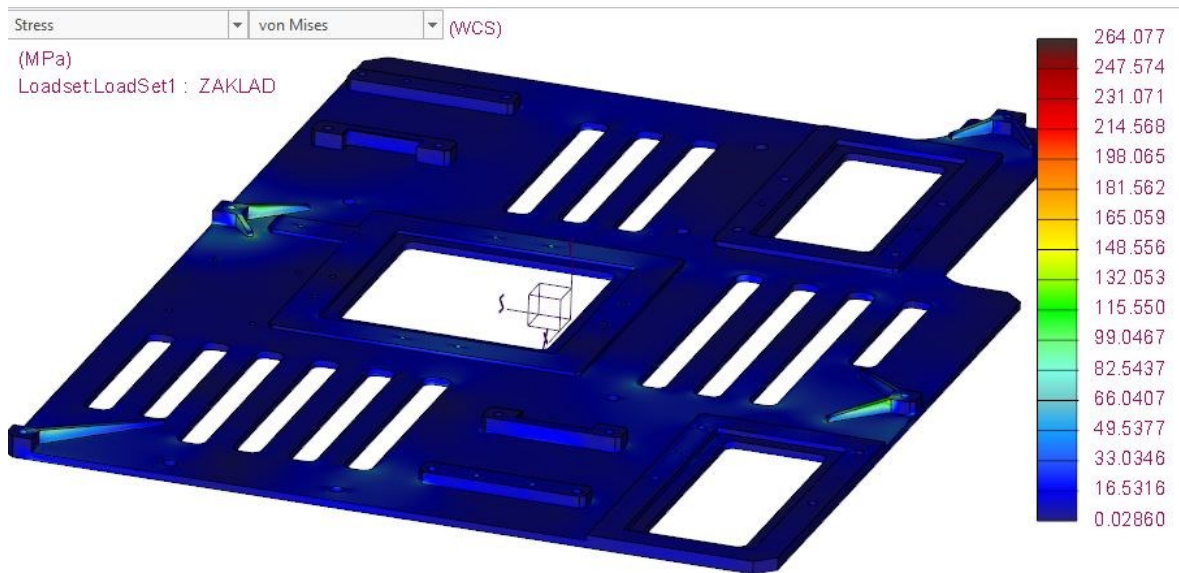


Obr. 97 Pozice základu v sestavě

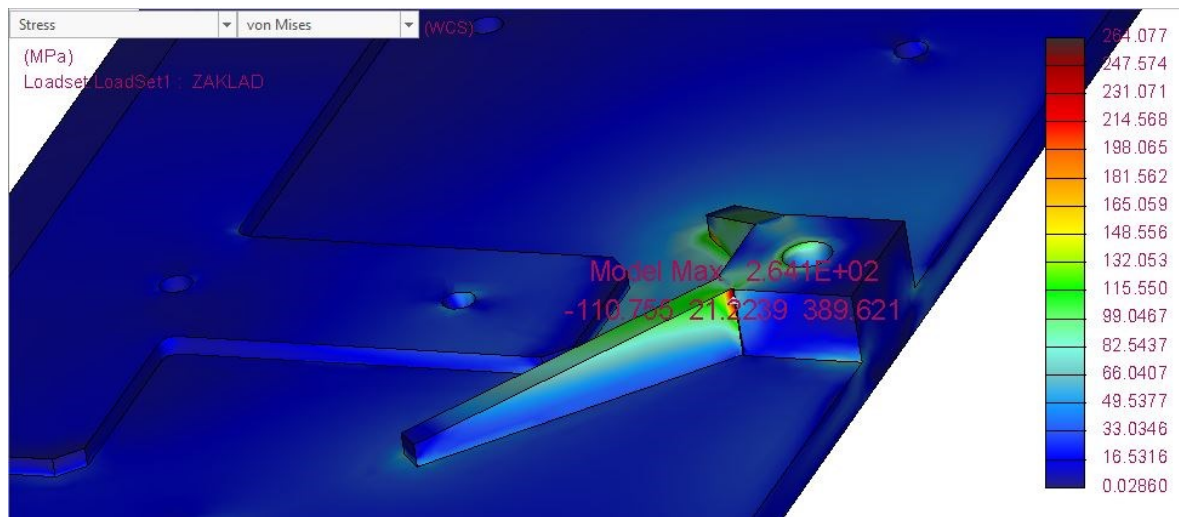


Obr. 98 Výpočetní síť modelu základu

Výpočetní síť tohoto modelu se skládá z 22581 elementů, byla použita úprava sítě - omezení maximální velikosti elementu na 20[mm].

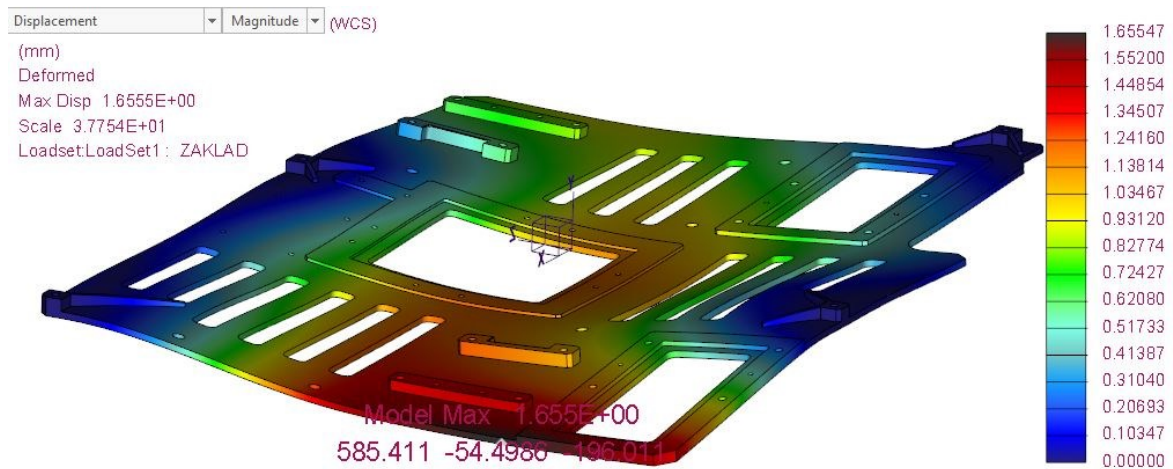


Obr. 99 Ekvivalentní napětí von-Mises na základu



Obr. 100 Ekvivalentní napětí von-Mises na základu detail

Maxima ekvivalentního napětí HMH dosahují hodnoty 264,077 [MPa] v místě svaru základního plechu s žebrem návarku pro šrouby s okem, v reálu bude napětí nižší. Hodnota je nižší než mez kluzu daného materiálu, model tedy dané zatížení vydrží.



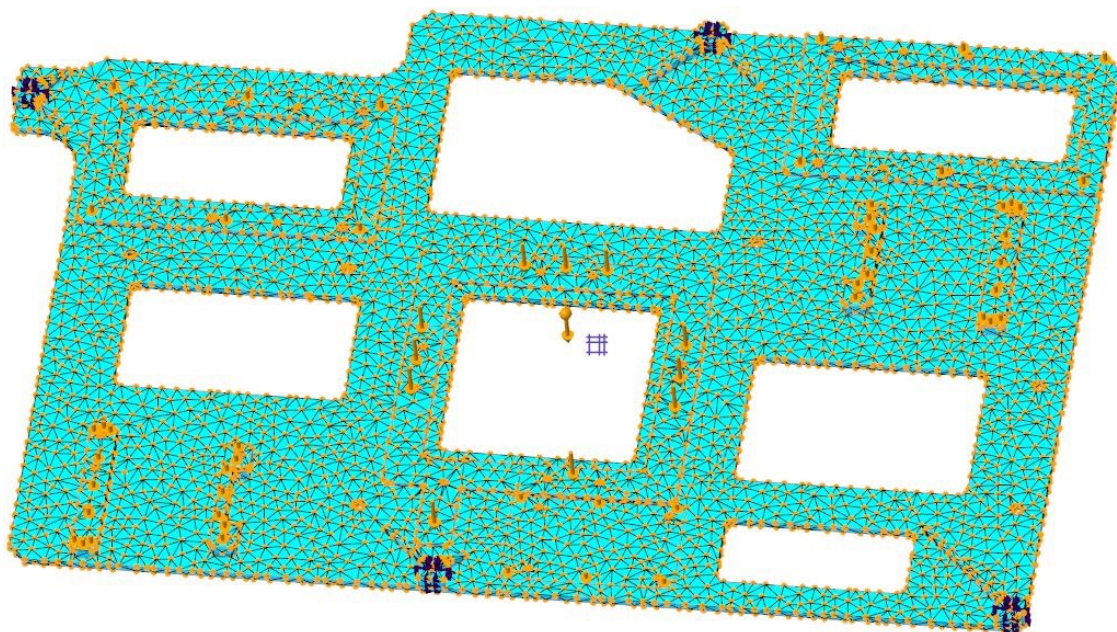
Obr. 101 Deformace a posunutí základu

Maxima posunutí dosahují hodnot 1,65547 [mm]. Dané posunutí se projeví pouze při instalaci mechanismu na platformu robotu kdy, je mechanismus zavěšen pomocí šroubů s oky. Jelikož dané napětí je pod mezí kluzu, jedná se o elastickou deformaci.

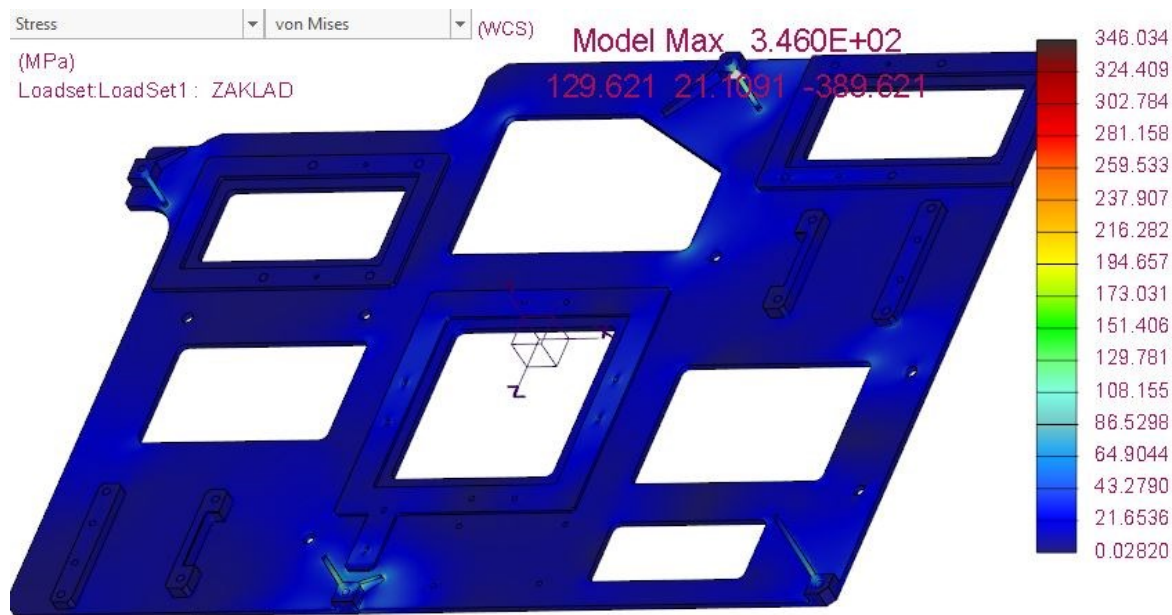
Na základě výsledků analýz bylo rozhodnuto, že základ bude optimalizován.

12.3.1 Optimalizace základové desky

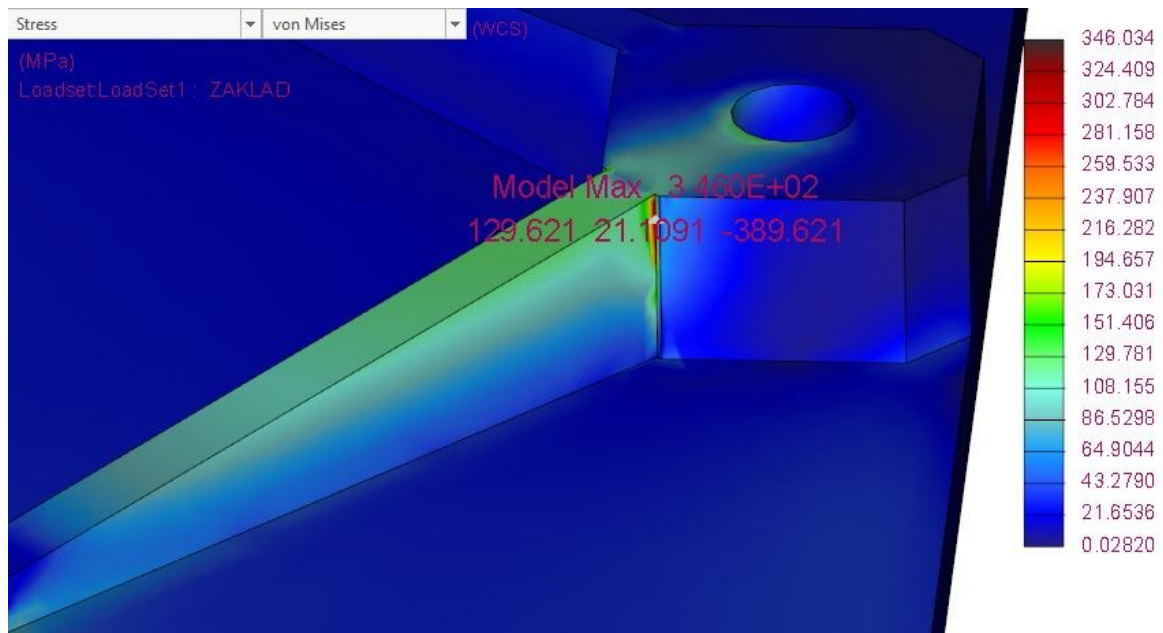
Okrajové podmínky analýzy optimalizace jsou totožné s původním modelem.



Obr. 102 Výpočetní síť modelu opt. základu

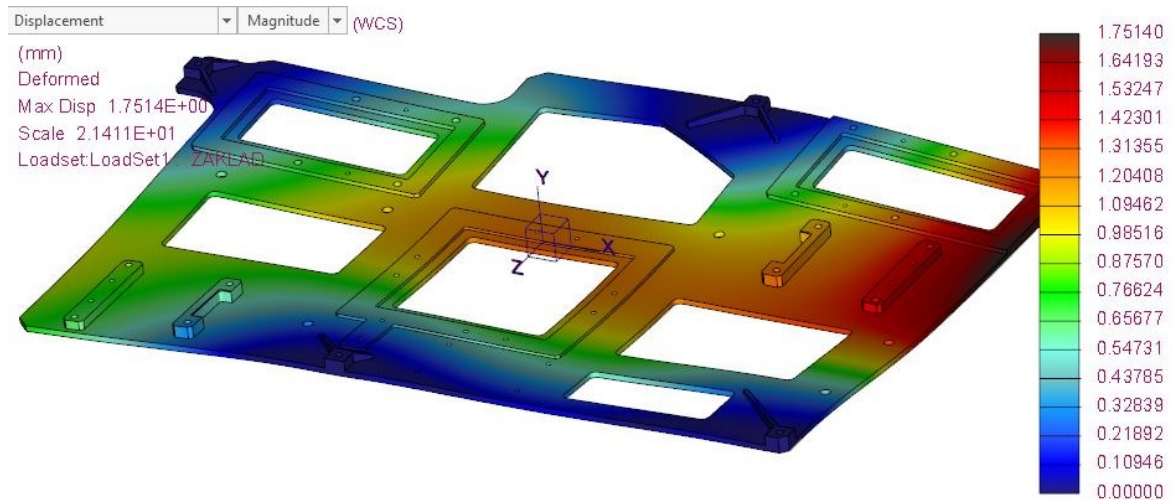


Obr. 103 Ekvivalentní napětí von-Mises na opt. základu



Obr. 104 Ekvivalentní napětí von-Mises na opt. základu detail

Maxima ekvivalentního napětí HMH dosahují hodnoty $346,034 [MPa]$ v místě svaru základního plechu s žebrem návarku pro šrouby s okem, v reálu zde bude svar a napětí proto bude nižší. Po analýze tohoto místa je nutné konstatovat, že se jedná o napěťovou špičku a hodnota není reálná.

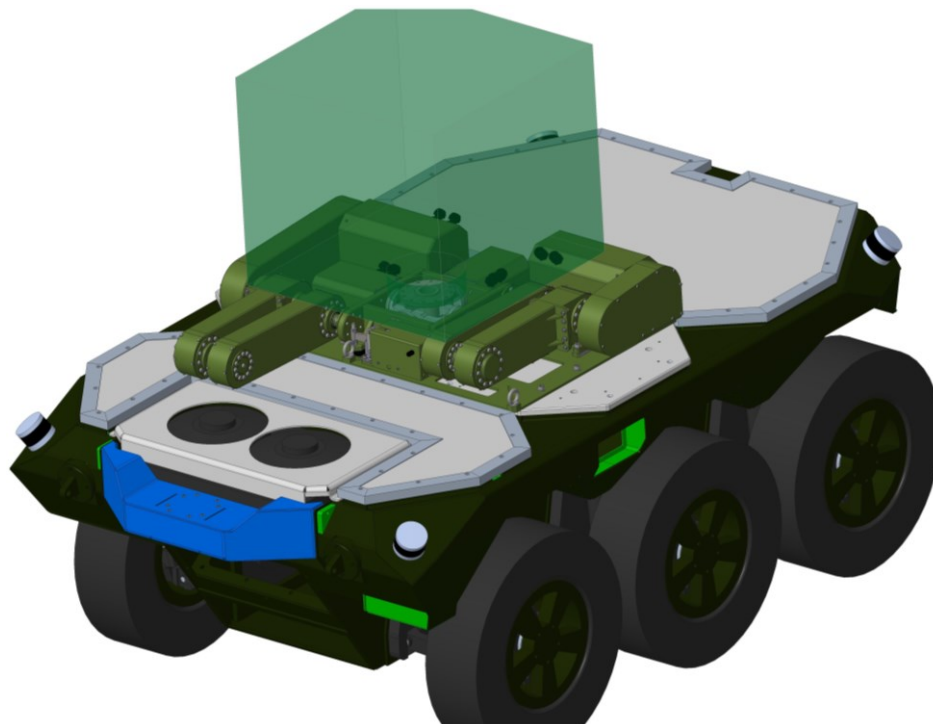


Obr. 105 Deformace a posunutí opt. základu

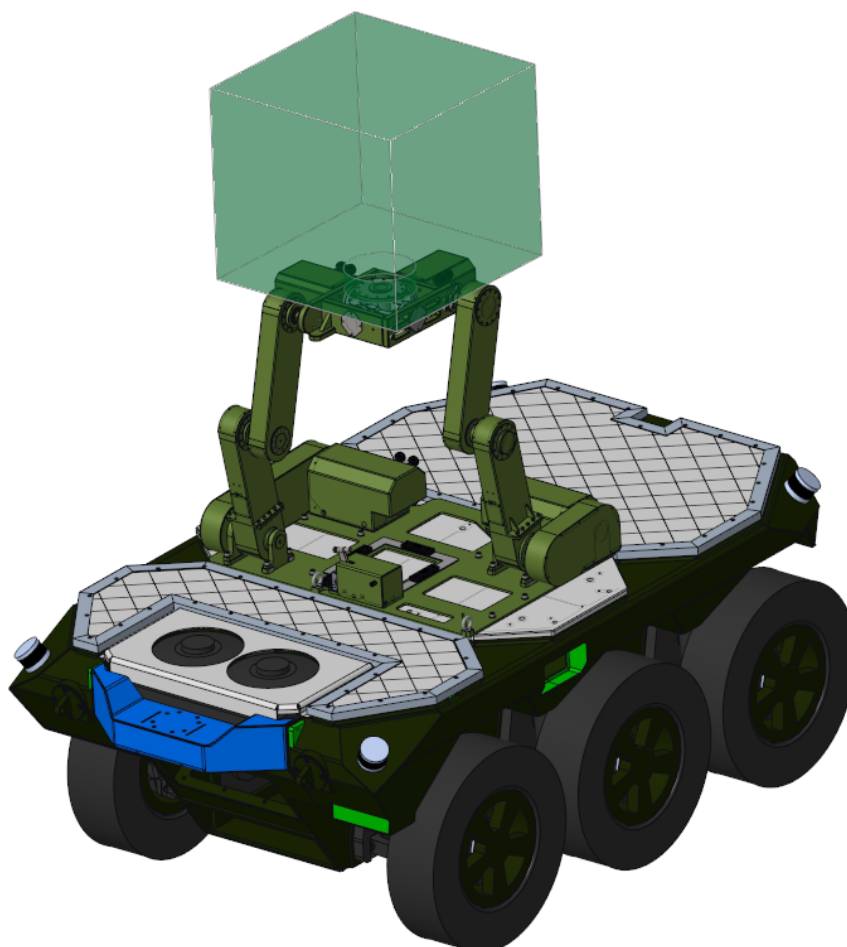
Maxima posunutí dosahují hodnot $1,7514 [mm]$. Dané posunutí se projeví pouze při instalaci mechanismu na platformu robotu, kdy je mechanismus zavěšen pomocí šroubů s oky. Jelikož dané napětí je pod mezí kluzu, jedná se o elastickou deformaci.

Hmotnost optimalizovaného dílu je $48,09 [kg]$, před optimalizací $52,18 [kg]$, došlo tedy k úspoře $3,09 [kg]$.

13 Kompletní optimalizovaný model umístěný na robot



Obr. 106 pohled na mechanismus složený na platformu robotu



Obr. 107 Pohled na mechanismus se zdviženými rameny

14 Specifikace nakupovaných komponent

Spojovací materiál - šrouby

Název komponenty	Norma	Počet kusů	Poznámka
Šroub M4x10	ISO 14579	20 Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M5x8	ISO 14579	42 Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M5x16	ISO 14579	8 Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M5x25	ISO 14579	32 Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M6x12	ISO 14579	16 Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M6x50	ISO 14579	2 Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M8x12	ISO 14579	122 Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M8x16	ISO 14579	18Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M8x20	ISO 14579	20Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M8x25	ISO 14579	20Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M10x25	ISO 14579	18Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M10x30	ISO 14579	8Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M10x45	ISO 14579	12Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M12x20	ISO 14579	8Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M12x30	ISO 14579	6Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M5x8	ISO 14580	8Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M5x12	ISO 14580	8Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M8x12	ISO 14580	24Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M6x12	ISO 14581	8Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M6x16	ISO 14581	2Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M8x16	ISO 14581	2Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M5x7	ČSN 021103	48Ks	Nerezová ocel A2
Šroub M6x70	DIN 912	30Ks	Nerezová ocel A2
Lícovaný šroub 6-M5-10	ISO 737910-NI	4Ks	
Lícovaný šroub 10-M8-16	ISO 737910-NI	16Ks	
Lícovaný šroub 16-M12-30	ISO 737910-NI	2Ks	
Závěsný šroub s okem M12	DIN 580	4Ks	Pozink

Tab. 54 Specifikace nakupovaných komponent - spojovací materiál - šrouby

Spojovací materiál – matice, podložky, pojistné kroužky, třmenové kroužky, kolíky

Název komponenty	Norma	Počet kusů	Poznámka
Matice M5	ISO 4032	8Ks	Nerezová ocel A2
Matice M6	ISO 4032	30Ks	Nerezová ocel A2
Matice M8	ISO 4032	20Ks	Nerezová ocel A2
Podložka 5	ISO 7092	16Ks	Nerezová ocel A2
Podložka 6	ISO 7092	38Ks	Nerezová ocel A2
Podložka 8	ISO 7092	38Ks	Nerezová ocel A2
Podložka 10	ISO 7092	12Ks	Nerezová ocel A2
Podložka 12	ISO 7092	22Ks	Nerezová ocel A2
Vyrovnávací podložka 6,4	DIN 6319-NI	1 Ks	
Pojistný kroužek 8	ČSN 022930	2Ks	
Pojistný kroužek 10	ČSN 022930	2 Ks	
Pojistný kroužek 15	ČSN 022930	2 Ks	
Pojistný kroužek 17	ČSN 022930	2 Ks	
Třmenový kroužek 4	ČSN 022929	2 Ks	
Kolík 8H8x20	ISO 2338	4 Ks	
Kolík 10H8x40	ISO 2338	8 Ks	

Tab. 55 Specifikace nakupovaných komponent - spojovací materiál - matice, podložky, pojistné kroužky, třmenové kroužky, kolíky

Ložiska

Název komponenty	Norma	Počet kusů	Poznámka
Ložisko 2206 E		4Ks	Výrobce SKF
Ložisko 6012 2RS		2Ks	Výrobce SKF
Ložisko 6208 2RZ		6Ks	Výrobce SKF
Ložisko 6306 2RZ		2Ks	Výrobce SKF
Ložisko 21306 CC		2Ks	Výrobce SKF
Ložisko 32007 X		2Ks	Výrobce SKF
Ložisko 61903 2RS		8Ks	Výrobce SKF
1617 COB 01.F		2Ks	Prodejce VK Ložiska
3530 COB 01		2Ks	Prodejce VK Ložiska

Tab. 56 Specifikace nakupovaných komponent - ložiska

Akční subsystém, převodovky, spojky

Název komponenty	Norma	Počet kusů	Poznámka
Rotační aktuátor DS110		2Ks	Výrobce TG drives
Rotační aktuátor DS50		2Ks	Výrobce TG drives
Lineární aktuátor TA32		1Ks	Výrobce Raveo
Převodovka TS185 G		2Ks	Výrobce SPINEA
Bezvúlová spojka E24/30		2Ks	Výrobce TEA technik

Tab. 57 Specifikace nakupovaných komponent - akční subsystém, převodovky, spojky

Nezařazeno

Název komponenty	Norma	Počet kusů	Poznámka
Kab. Průchodka OMRB 01		1Ks	Výrobce ALTINKAYA
Kab. Průchodka OMRB 0		8Ks	Výrobce ALTINKAYA
Torzni pružina G.093.080.0500		2Ks	Výrobce Vanel
Tlačná pružina C.091.105.0320.A		2Ks	Výrobce Vanel
Nárazník TAB-40x125/15		5Ks	Výrobce Rubena
Svěrné pouzdro TLK 110 42x55		2Ks	Výrobce REXNORD
Řetězka 10 B3-11Z		2Ks	Výrobce HABERKORN
Řetězka 10 B3-16Z		2Ks	Výrobce HABERKORN
Řetězka 10 B3-22Z		4Ks	Výrobce HABERKORN
Řetěz 10 B-3 1238, 25[mm] (78 článků)	DIN 8187	2Ks	Výrobce HABERKORN
Řetěz 10 B-3 841, 375[mm] (53 článků)	DIN 8187	1Ks	Výrobce HABERKORN
Řetěz 10 B-3 1349, 375[mm] (85 článků)	DIN 8187	1Ks	Výrobce HABERKORN
Těsnění G 55x63x5		2Ks	Výrobce SKF
Těsnění G 45x52x4		4Ks	Výrobce SKF
Upínka IND4431590K		1Ks	Výrobce CROMWELL

Tab. 58 Specifikace nezařazených nakupovaných komponent

15 Návrh hardwarové struktury

Tato kapitola popisuje návrh senzorkého a řídicího subsystému pro celý mechanismus. Akční subsystém byl navržen v předcházejících kapitolách, proto zde nebude uveden. Subsystém energetického zabezpečení není řešen v této práci z důvodu již navrženého subsystému uvnitř podvozku robota, který bude využit pro napájení. Dále jsou tyto komponenty zakresleny v blokovém schématu.

15.1 Vybrané komponenty

Řídicí jednotka

Označení:	Raspberry Pi 3 Model B+
Napájení:	5[V] DC, 2,5[A]
Procesor:	1,4 [GHz] 64-bit quad-core ARM Cortex-A53
Rozhraní:	40-pin GPIO header 4x USB 2.0 porty Ethernet přes USB 2.0
Výrobce:	Raspberry
Počet kusů:	1Ks



Obr. 108 Raspberry Pi 3 Model B+

[31]

CAN interface

Označení:	PiCAN 2
Napájení:	5[V] DC, 1[A] (skrz řídicí jednotku)
Rozhraní:	CAN
Výrobce:	SK Pang electronics Ltd
Počet kusů:	1Ks

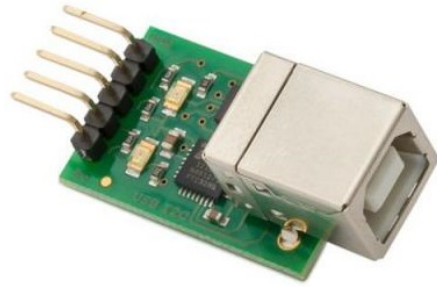


Obr. 109 CAN interface umístěn na řídicí jednotce

[32]

USB- I2C měnič

Označení: R286-USB-I2C
Výrobce: Robot Electrinocs
Počet kusů: 1Ks

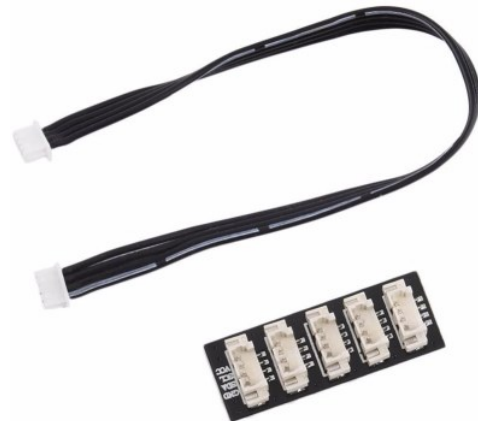


Obr. 110 USB-I2C měnič

[33]

I2C rozdělovač

Označení: I2C Port Splitter ZH034-A
Počet portů 4
Výrobce: sozzy
Počet kusů: 1Ks



Obr. 111 I2C rozdělovač

[34]

Servozesilovač

Označení: TGA-48-40/80
Napájení: 48[V] DC
Max. výstupní proud: 80[A]
Jmenovitý příkon 2000[W]
Komunikace s řídicí jednotkou: CAN BUS, RS232, RS485, RS422
Výrobce: TG drives
Počet kusů: 3Ks



Obr. 112 Servo zesilovač TGA-48-40/80

[21]

Servozsilovač

Označení:	TGA-48-80/150
Napájení:	48[V] DC
Max. výstupní proud:	150[A]
Jmenovitý příkon	3800[W]
Komunikace s řídicí jednotkou:	CAN BUS, RS232, RS485, RS422
Výrobce:	TG drives
Počet kusů:	2Ks



Obr. 113 Servozsilovač TGA-48-80/150

[21]

Indukční snímač

Označení:	IME08-2N5PSZT0S
Napájení:	10 – 30[V] DC
Snímací vzdálenost:	2,5[mm]
Funkce výstupu:	Spínací kontakt
Výrobce:	Sick
Počet kusů:	3Ks

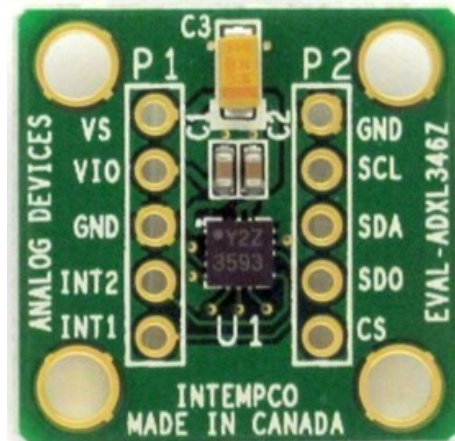


Obr. 114 Indukční snímač

[35]

3-osý akcelerometr

Označení:	EVAL-ADXL346Z
Napájení:	1,7 – 2,6[V] DC
Typ snímače:	Kapacitní
Rozhraní:	I2C, SPI
Měřicí rozsah:	$\pm 16G$
Rozlišení	13-bit
Výrobce:	Analog Devices
Počet kusů:	2Ks



Obr. 115 3-osý akcelerometr

[36]

DC/DC měnič

Označení:	DV24V25F5
Napájení:	6 – 38[V] DC
Výstupní napětí:	5[V] DC
Max. výstupní proud:	2,5[A]
Výrobce:	POLOLU
Počet kusů:	1Ks



Obr. 116 DC/DC měnič DV24V25F5

[37]

DC/DC měnič

Označení:	DV24V5F1
Napájení:	3 – 36[V] DC
Výstupní napětí:	1,8[V] DC
Max. výstupní proud:	0,5[A]
Výrobce:	POLOLU
Počet kusů:	1Ks



Obr. 117 DC/DC měnič DV24V5F1

[37]

DC/DC měnič

Označení:	DC 48V Step-Down to DC 24V
Napájení:	48[V] DC
Výstupní napětí:	24[V] DC
Max. výstupní proud:	22[A]
Výrobce:	uxcell
Počet kusů:	1Ks



Obr. 118 DC/DC měnič DV24V5F1

[38]

15.2 Blokové schéma zapojení

Viz: Příloha [A]

15.3 Popis funkce obvodu

Byl navržen senzorický, řídicí a akční subsystém mechanismu pro nastavení senzorické hlavy mobilního robotu.

Pro zdvih ramene byly vybrány rotační aktuátory Drivespin DS50 vybavené resolverem a brzdou od výrobce TG drive. K těmto pohonům byly dále zvoleny servozesilovače stejného výrobce TGA-48-40/80. Servozesilovač s pohonem komunikuje pomocí rozhraní CAN, je napájen 48[V] a 24[V] je napájena logika.

Vyrovňovací subsystém je poháněn rotačními aktuátory Drivespin DS110, také s resolverem a brzdou od výrobce TG drive. K těmto pohonům byly vybrány servozesilovače TGA-48-80/150 opět stejného výrobce, komunikace i napájení jsou shodné s předcházejícím případem.

Upínací mechanismus je vybaven pohonem TA32 od výrobce RAVEO, k pohonu byl zvolen servozesilovač TGA-48-40/80. U tohoto servozesilovače jsou využity 3 programovatelné digitální vstupy pro indukční snímače IME08-2N5PSZT0S, které jsou připojeny na 24[V]. Dva indukční snímače mají za úkol detekovat koncovou polohu hřídele lineárního aktuátoru a třetí snímač detekuje rameno ve sklopené pozici na platformě.

Řídicí systém spodní úrovně je tvořen Raspberry Pi 3, napájen 5[V], disponuje 4 USB 2.0 rozhraními a 40 programovatelnými piny GPIO. USB rozhraní je využito pro měnič USB/I2C, na I2C je dále napojen rozdělovač připojený na akcelerometry ADXL346Z napájené 1,8[V]. Jeden akcelerometr je naklápěn spolu se senzorickou hlavou a druhý je fixován na platformu robotu. Dále je na řídicí jednotku připojen modul CAN interface PiCAN 2, který zajišťuje komunikaci se servozesilovači.

Napájení je využito z hlavního akumulátoru robotu-48[V], to je sníženo na potřebné hodnoty pomocí DC/DC měničů na 24, 5 a 1,8 [V].

16 Údržba stroje

Údržbu smí provádět pouze osoby s odpovídající odbornou kvalifikací.

Pozornost v údržbě je nutné věnovat mazaným prvkům, tedy řetězům, řetězovým kolům, převodovkám a ložiskům. Pro mazání řetězů je nutno volit tekuté mazivo s ohledem na provozní teploty. Pro výměnu maziva v převodovkách konzultovat s výrobcem volbu maziva s ohledem na provozní teploty.

Pro zajištění provozuschopnosti je nutno provádět tyto pravidelné periodické úkony a kontroly:

Úkony údržby

Časová perioda	Úkon/kontrola
1x měsíčně	Testovat funkčnost celého zařízení, kontrola brzd pohonů
1x čtvrtletně	Očistit celé zařízení od nečistot (možno použít tlakovou vodu) Namazat řetězové převody Kontrola dotažení šroubů na svěrných spojích (svěrné pouzdro a bezvúlová spojka)
1x ročně	Zkontrolovat dotažení šroubových spojů Zkontrolovat kabeláž, zda není viditelně poškozená Zkontrolovat, zda jsou veškeré konektory dostatečně zapojené Zkontrolovat stav opotřebení řetězů a řetězových kol Zkontrolovat jakost povrchu stroje, stav laku, povrch nesmí oxidovat Provést kalibraci senzorů
1 x za 5let	Provést výměnu těsnících prvků a pružin napínacích kladek Provést výměnu olejů v převodovkách pohonů

Tab. 59 Úkony údržby

17 Závěr

V rámci této diplomové práce byl navržen mechanismus pro zdvih a 2-osé vyrovnaní senzorické hlavy. Tento mechanismus je určen jako nástavba pro robot UGV-Pz vyvíjený firmou VOP CZ, s.p. Konstrukčně je mechanismus propracován do úrovně prototypu.

Prvním krokem v této práci byla analýza a kontrola stability robotu s ohledem na vnější vlivy, kde bylo matematicky dokázáno, že nedojde k převrácení či sklouznutí robotu v terénu za působení vnějších vlivů. Díky tomuto důkazu bylo rozhodnuto, že se bude přistupovat ke konstrukci zdvihového ramene s vyrovnávacím mechanismem, namísto stabilizace celého robotu.

Následně byla sepsána rešerše relevantních zdvihacích a vyrovnávacích mechanismů a sepsán podrobný požadavkový list. Na základě rešerše a požadavkového listu bylo vytvořeno variantní řešení zdvihacích a vyrovnávacích mechanismů v systému PTC CREO Parametric 4.2, toto variantní řešení bylo vypracováno do úrovně koncepčního návrhu. Z důvodu upřesnění hmotností variant bylo provedeno dimenzování pohonů již ve variantním řešení.

Optimální varianty byly vybrány pomocí kritériální analýzy. Následně byl vytvořen model zahrnující vybrané varianty, model byl dopracován do finální podoby. Tento model byl podroben pevnostní analýze v systému PTC CREO Simulate. V rámci omezené výpočetní kapacity bylo přistoupeno k analýzám jednotlivých dílů a pouze několika jednoduchých sestav. Výsledky analýzy byly pozitivní, všechny komponenty byly dostatečně dimenzovány pro dané zatížení. Optimalizace byla provedena pouze u základu, kde bylo provedeno odlehčení. Zbylé komponenty optimalizovány nebyly z výrobních důvodů. Pro tento optimalizovaný model byl sepsán list specifikující veškeré nakupované komponenty. Dále byla vypracována kompletní výkresová dokumentace vybraných konstrukčních uzlů a umístěna do přílohy práce.

Mechanická struktura byla doplněna o návrh senzorického a řídicího subsystému. Byly vybrány konkrétní komponenty a zakresleny do blokového schématu zapojení umístěného v příloze. Tato hardwarová struktura není umístěna v modelu, je třeba dořešit její konečné umístění, zda je možné umístit přímo do podvozku robotu či vně. V případě vnějšího umístění bude nutné řešit termoregulaci pro nepříznivé teploty.

Poslední kapitola se zabývá údržbou celého stroje a zajištění provozuschopnosti.

Příloha dále obsahuje kontrolní výpočet pro stabilitu robotu s hotovým konstrukčním řešením umístěným na platformě robotu.

18 Seznam použité literatury

18.1 Knižní zdroje

- [1] KONEČNÝ, Zdeněk. *Základy technické dokumentace*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004. ISBN 80-248-0514-6.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů: pro 2. ročník bakalářského studia* [online]. Ostrava, 2015 [cit. 2018-05-10]. Skriptum. VŠB-TUO.
- [4] KONEČNÝ, Zdeněk a Václav KRYS. *CAD III* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008 [cit. 2018-05-15]. ISBN isbn978-80-248-1513-8.

18.2 Internetové zdroje

- [5] Vojenský opravárenský podnik. *VOP Cz, s.p.* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <http://www.vop.cz/cz/kategorie/profil-podniku.aspx>
- [6] Fyzikální hodnoty pro suchý vzduch při tlaku 100 kPa. In: *Technická zařízení budov* [online]. Praha, 2017 [cit. 2017-09-19]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/38-fyzikalni-hodnoty-pro-suchy-vzduch-pri-tlaku-100-kpa>
- [7] Tlak větru na plachtu. In: *3D CAD, modely, lodě* [online]. 2014 [cit. 2017-09-19]. Dostupné z: <http://tabacan.cz/tlak-vetru-na-plachtu/>
- [8] Tření. In: *Referáty-Seminárky* [online]. 2008 [cit. 2017-09-19]. Dostupné z: <http://referaty-seminarky.cz/treni-2/>
- [9] Hydraulic Z-Lift Adjustable Pet Grooming Table with Arm and Noose. *Convenience boutique* [online]. [cit. 2017-10-24]. Dostupné z: <https://www.convenienceboutique.com/hydraulic-z-lift-adjustable-pet-grooming-table-with-arm-and-noose>
- [10] 10-24m Self-Propelled Crank Arm Aerial Working Platform. *Alibaba: Global trade starts here* [online]. [cit. 2017-10-24]. Dostupné z:

https://www.alibaba.com/product-detail/10-24m-Self-Propelled-Crank-Arm_60539047214.html?spm=a2700.7724857.main07.214.510d51actwSWID

- [11] Self-propelled telescopic boom lift / compact / electric. *Gruniverpal* [online]. [cit. 2017-10-24]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/gruniverpal-srl/product-40561-590592.html>
- [12] Foldable Knuckle Boom Crane-Marine. *Alibaba: Global trade starts here* [online]. [cit. 2017-10-24]. Dostupné z: https://www.alibaba.com/product-detail/Folding-Arm-1-tons-Mini-Truck_60647152975.html?spm=a2700.7724838.2017115.2.14c9020dtpxMX1
- [13] Epson Flexon N2 Compact 6-Axis Robots. *Epson: Exceed your vision* [online]. [cit. 2017-10-24]. Dostupné z: <http://robots.epson.com/product-detail/189>
- [14] Servosila Robotic Arms. *Servosila* [online]. [cit. 2017-10-24]. Dostupné z: <https://www.servosila.com/en/robotic-arms/#16>
- [15] How do Retractable Awnings Work? *Roché* [online]. [cit. 2017-10-27]. Dostupné z: <https://www.rocheawnings.com/how-do-retractable-awnings-work/>
- [16] Aluminum lift/hydraulic arm lift platform. *Alibaba: Global trade starts here* [online]. [cit. 2017-10-24]. Dostupné z: https://www.alibaba.com/product-detail/CE-approved-single-mast-aluminum-lift_60097001302.html?spm=a2700.7724857.main07.149.190d54cbDzF50R
- [17] Snorkel TM12 Electric Scissor Lift. *Buy ManLifts* [online]. [cit. 2017-10-24]. Dostupné z: <https://www.buymanlifts.com/listing/snorkel-tm12-electric-scissor-lift/>
- [18] MOTION PLATFORM 2DOF. *Alibaba: Global trade starts here* [online]. [cit. 2017-10-27]. Dostupné z: https://www.alibaba.com/product-detail/MOTION-PLATFORM-2DOF_50006869342.html?spm=a2700.7724857.main07.114.5c9c3e274wBqo2
- [19] 1set 2 DOF Long Pan And Tilt Servos Bracket Sensor Mount Kit For Robot Arduino Compatible MG995 Wholesale Retail. *Aliexpress* [online]. [cit. 2017-10-27]. Dostupné z: https://www.aliexpress.com/item/1set-2-DOF-Long-Pan-and-Tilt-Servos-Bracket-Sensor-Mount-kit-for-Robot-Arduino-compatible/1406636281.html?spm=2114.search0302.3.33.3m3uuM&ws_ab_test=searchweb0_0,searchweb201602_0_10073_10171_10152_10151_10536_10538_10537_10539_10055_10154_10056_10155_10059_10312_10314_10534_10313_10533_10060_10084_100031_10083_10107_10304_10307_10341_10065_10142_10340_10068_10343_10541_10342_10345_10103_10102_10344_10302-10171_10102,searchweb201603_0,ppcSwitch_0&algo_pvid=e447b61

- [20] 2DOF Agile eye. *Laboratoire de robotique* [online]. [cit. 2017-10-27]. Dostupné z: <https://robot.gmc.ulaval.ca/en/research/research-thrusts/parallel-mechanisms/the-agile-eye/>
- [21] TG drives. *TG drives* [online]. [cit. 2018-03-09]. Dostupné z: <http://www.tgdrives.cz>
- [22] Maxon motor. *Maxon motor: driven by precision* [online]. [cit. 2018-03-09]. Dostupné z: <https://www.maxonmotor.com/maxon/view/content/index>
- [23] TYP TSE ROTUJÍCÍ. *T.E.A. technik: lineární vedení a pohony* [online]. [cit. 2018-03-09]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/typ-tse-rotujici/>
- [24] G Series. *SPINEA: excellence in motion* [online]. [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: <http://www.spinea.com/en/products/twinspacein/g-series>
- [25] Pohony řetězy. *HABERKORN* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/pohony-retezy/>
- [26] EN AW-5754 H114 (AlMg3 W19), EN AW-5754 H12/H22 (AlMg3 F22/G22). *ALUNET* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.alunet.cz/ENAW-5754>
- [27] Bronz. *Feropol* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.feropol.cz/cz/product/bronz/18/0/>
- [28] UPÍNKA KLOUBOVÁ VERTIKÁLNÍ 340 KG, TYP S U-PŘÍČNÍKEM ZÁKLADNA S PŘÍRUBOU (IND4431590K), CROMWELL. *NAKOL* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.nakol.cz/upinka-kloubova-vertikalni-340-kg-typ-s-u-pricnikem-zakladna-s-prirubou-ind4431590k-cromwell>
- [29] TA32. *RAVEO: world of motion* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/aktuator-ta32>
- [30] Přehled vlastností oceli 52CrMoV4. *Bolzano: ocel v pohybu...* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN%2010089/MOP_52CrMoV4.pdf
- [31] Raspberry Pi 3 Model B+. *Raspberry Pi* [online]. 2018 [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.raspberrypi.org/products/raspberry-pi-3-model-b-plus/>
- [32] PiCAN 2 - CAN Interface for Raspberry Pi 2/3. *Copperhill technologies* [online]. 2016 [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <http://copperhilltech.com/pican-2-can-interface-for-raspberry-pi-2-3/>

- [33] Devantech USB to I2C Adapter. *Arconame* [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://acroname.com/products/DEVANTECH-USB-I2C-INTERFACE-ADAPTER?sku=R286-USB-I2C>

- [34] I2C Port Splitter Expand Module with Cable For Pixhawk APM Flight Controller. *Aliexpress* [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.aliexpress.com/item/I2C-Port-Splitter-Expand-Module-with-Cable-For-Pixhawk-APM-Flight-Controller/32804201320.html>

- [35] Indukční snímače IME. SICK: *Sensor Intelligence* [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/detekcni-snimace/indukcni-snimace/ime/ime08-2n5pszt0s/p/p228356>

- [36] EVAL-ADXL346Z. *ANALOG DEVICES: ahead of possible* [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <http://www.analog.com/en/design-center/evaluation-hardware-and-software/evaluation-boards-kits/EVAL-ADXL346Z.html#eb-overview>

- [37] Step-Down Voltage Regulators. *POLOLU: Robotics Electronics* [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.pololu.com/category/131/step-down-voltage-regulators>

- [38] Uxcell BIG-Size Voltage Buck Converter Regulator DC 48V Step-Down to DC 24V 22A 528W Waterproof Power Transformer. *Uxcell* [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.amazon.com/uxcell-Step-Down-Waterproof-Converter-Transformer/dp/B01ENT1BR4?th=1>

19 Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu diplomové práce Panu prof. Dr. Ing. Vladimíru Mostýnovi za vedení práce, konzultace, cenné rady a připomínky k úspěšnému dokončení práce. Dále děkuji Panu Ing. Michalu Barnášovi za velmi přínosné konzultace ohledně konstrukce, pevnostních analýz, praktických znalostí a radám k výkresové dokumentaci. Děkuji své rodině a přátelům za podporu a toleranci během vypracovávání této práce.

20 Seznam příloh

Příloha [A]

- Kontrolní výpočet stability robotu s mechanismem

Příloha [B]

- Blokové schéma zapojení hardwarových komponent

Příloha [C]

Výkresová dokumentace:

- V_00_01_vykres_sestava_mechanismu
- V_02_03_vykres_hridel_cl_1_hnaci
- V_03_01_vykres_ram_delsi
- V_08_01_vykres_svarenc_u_konzola_hor

Příloha [D]

Datasheety:

- DriveSpin-manual_CZ
- DC motor 136210
- Planetary Gearhead 11507
- Brake AB28 228390
- Encoder 137959
- DC motor 449463
- Planetary Gearhead 203120
- Encoder 499360
- TwinSpin G
- Kluzná ložiska
- Ocel 52CrMoV4
- Pružné spojky kbe
- Řetězová kola
- Řetězy – 10 B-3
- Silentbloky
- Svěrná pouzdra TLK 110 42x55
- Ta32-a_en

Příloha [E]

- Záznam o závěrečné práci na katedře robotiky

21 Zvláštní příloha

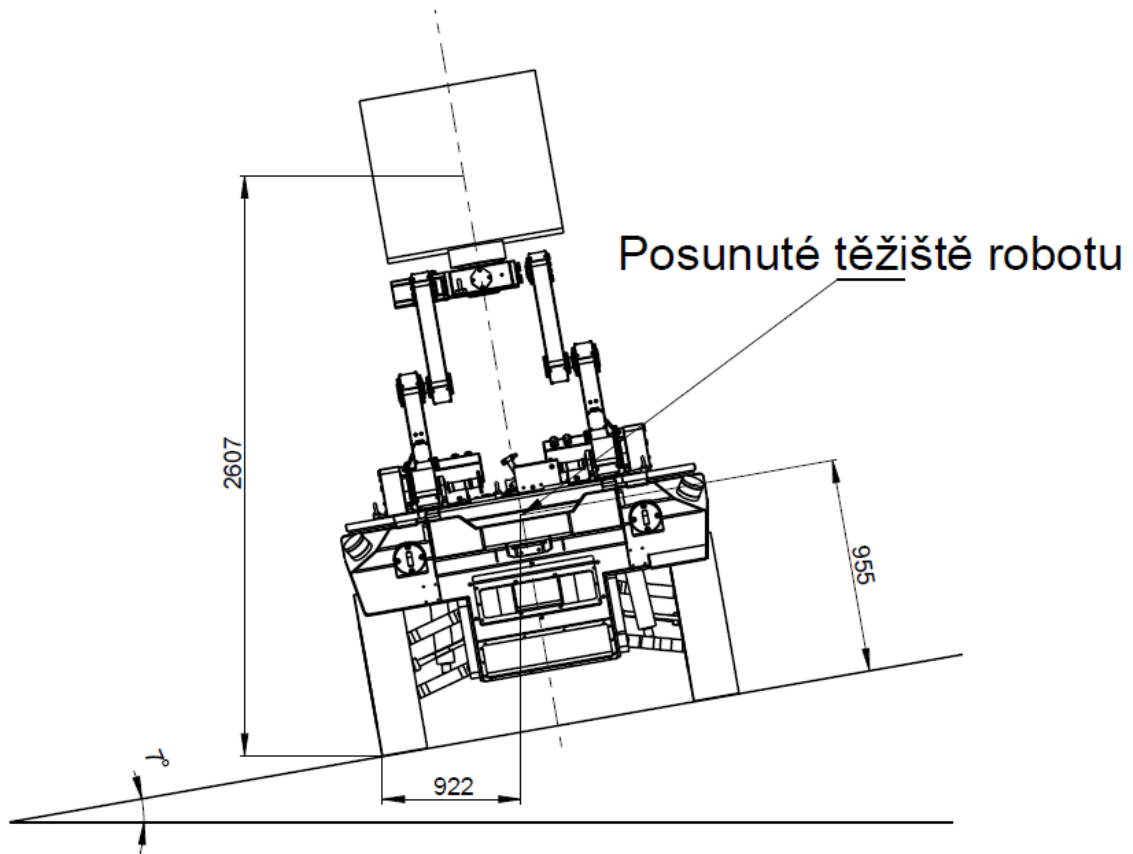
Datový nosič DVD

Nahraná data:

- A. 3D model v systému PTC CREO Parametric
- B. Textová zpráva Diplomové práce
- C. Přílohy Diplomové práce

Příloha [A] Kontrolní výpočet stability robotu s mechanismem

Vlivem přidání mechanismu na platformu robotu došlo k navýšení celkové hmotnosti robotu na $1867,8 [kg]$ a tím k posunu těžiště v ose z na hodnotu $z_T = 955 [mm]$. Je tedy nutné provést znovu kontrolní výpočty na převrácení a sklouznutí robotu. Posunutí těžiště a ramena momentů byla určena v systému PTC CREO Parametric.



Obr. A 1 Náčrt robotu ve svahu pro kontrolní výpočet

Kontrola převrácení robotu

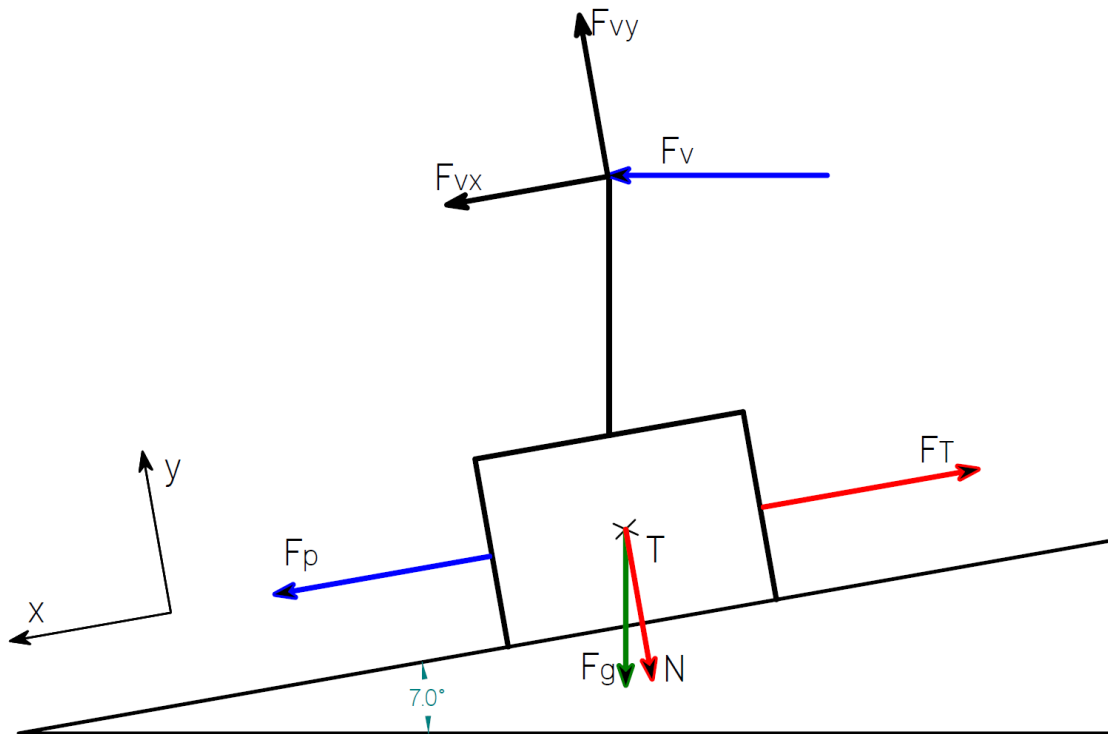
Tíhový moment robotu		
$m_{TCR} = 1867,8 [kg]$	$F_T = m_{TCR} \cdot g$	$F_T = 18323,118 [N]$
$g = 9,81 [m \cdot s^{-2}]$	$F_T = 1867,8 \cdot 9,81$	
$r_1 = 922 [mm]$	$M_T = F_t \cdot r_1$	$M_T = 16893,91 [Nm]$
	$M_T = 18323,118 \cdot 922$	
m_{TC} - Celková hmotnost robotu včetně senzorické hlavy g - Tíhové zrychlení r_1 - Rameno tíhového momentu těžiště robotu		

Tab. A 1 Výpočet tíhového momentu

Moment způsobený působením větru na sensorickou hlavu		
$r_2 = 2067[mm]$	$M_F = F_v \cdot r$ $M_F = 199,808 \cdot 2067$	$M_F = 413[Nm]$ $M_F < M_T$
F_v - Síla působící na sensorickou hlavu r_2 - Celkové rameno momentu způsobeného působením větru na hlavu		

Tab. A 2 Výpočet momentu způsobeného působením větru na sensorickou hlavu

Z výpočtu v Tab. A 2 je patrné, že k převrácení robotu působením větru na svahu nedojde.



Obr. A 2 Schematický náčrt tělesa na šikmé rovině s akčními i reakčními silami

Schematický náčrt je totožný s výpočtem skluzu robotu v kapitole 2.4.

Kontrola sklouznutí robotu

Porovnání třecí síly a síly způsobené větrem na senzorkou hlavu		
$f = 0,15[-]$ $F_{vy} = 24,37[N]$ $F_{vx} = 148,5[N]$	$F_{T\check{R}} = F_N \cdot f$ $F_{T\check{R}} = [(m \cdot g \cdot \cos \alpha) - F_{vy}] \cdot f$ $F_{T\check{R}} = [(1867,8 \cdot 9,81 \cdot \cos 7) - 24,37] \cdot 0,15$ $F_p = (F_g \cdot \sin \alpha) + F_{vx}$ $F_p = (m \cdot g \cdot \sin \alpha) + F_{vx}$ $F_p = (1867,8 \cdot 9,81 \cdot \sin 7) + 148,5$	$F_{T\check{R}} = 2724,32[N]$ $F_p = 2381,53[N]$ $F_{T\check{R}} > F_p$
<p>f - Koeficient tření mezi ledem a gumou F_{vy} - Složka síly F_v v ose y F_{vx} - Složka síly F_v v ose x</p>		

Tab. A 3 Výpočet a porovnání třecí síly a síly způsobené větrem [8]

Kontrolní výpočet v Tab. A 3 prokázal, že třecí síla je vyšší než síla pohybová a díky tomu nedojde ke sklouznutí robotu ve svahu.