



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POJEZDOVÉ A ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ

TRAVELLING AND LIFTING MECHANISM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL FOLPRECHT

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Folprecht

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Pojezdové a zvedací zařízení

v anglickém jazyce:

Travelling and lifting mechanism

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout a zkonstruovat manipulační zařízení - označeno "typ B" - pro přemísťování vrtulníku BELL s lyžinami mezi letištní plochou a hangárem. Obhajovat tento návrh vůči alternativnímu "typu A".

Nosnost 2000kg

Zvedací výška min. 80mm

Ostatní podklady a parametry k zadání dle vedoucího diplomové práce.

Cíle diplomové práce:

Provést přehled a zhodnocení výrobců podobných zařízení, provést rozbor možných mechanismů zařízení, navrhnout konstrukční řešení včetně výkresu setavy, důležitých skupin a potřebných výpočtů.

Seznam odborné literatury:

1. Gere J.M. and Timoshenko: Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition, 1989, ISBN 55-503-79.
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno, 2003.
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
5. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 19.11.2012



A handwritten signature in blue ink, appearing to be "V. Píštěk".

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



A handwritten signature in blue ink, appearing to be "M. Doupovec".

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

ABSTRAKT

Cílem této práce je představit řešení manipulace s vrtulníkem BELL mezi přistávacím prostorem a hangárem. Jako hlavní cíl práce je navrhnout vhodnou konstrukční variantu dle požadovaných parametrů, provést základní pevnostní výpočty částí mechanismu a doložit odpovídající výkresovou dokumentaci. Součástí je také 3D vizualizace celého zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Manipulace, vrtulník, mechanismus, zvedací zařízení, hangár, letištní plocha

ABSTRACT

The main goal this thesis is presenting solution for manipulation with chopper BELL between of hangar and landing zone. The main task is design useful construction solution by required task, also perform a strenght calculations each part of mechanism and drawing documentation. Also included is a 3D visualization of the entire mechanism.

KEY WORDS

Handling, helicopter, mechanism, lifting mechanism, hangar, airfield

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FOLPRECHT, M. *Pojezdové a zvedací zařízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 107 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto práci na téma Pojezdové a zvedací zařízení vypracoval samostatně s využitím uvedené literatury, webových stránek a konzultací s doc. Ing. Jiřím Maláškem, Ph.D.

V Brně dne.....

.....
Michal Folprecht

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky vedoucí k úspěšnému dokončení práce. Také bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomohli svými připomínkami a názory. V neposlední řadě děkuji svým rodičům, kteří mě po celou dobu studia podporovali.

V Brně dne.....

.....
Michal Folprecht

Obsah:

ÚVOD:	10
1 Vlastnosti zvedacích mechanismů	11
1.1_Přehled používaných technik zvedání	11
2 Přehled nejvýznamnějších výrobců	14
2.1 Helitowcart	14
2.1.1 Tow carts	14
2.1.2. HeliCarrier	16
2.1.3 Tow Bar a Wheels	18
2.2. ChopperSpotter	20
3.3. Paravion	22
3.4. Robinson	24
3.5. Brackett	25
3.6. Helicopter handler	26
3.7. Belet	27
4 Výběr vrtulníku pro zvedání	29
4.1 Popis modelové řady BELL 206L Long Ranger	29
4.1.1 Technické parametry	30
4.1.2 Rozložení hmotnosti a zatížení konstrukce	30
5 Návrh zvedacího zařízení	31
5.1 Volba vhodné varianty	31
5.1.1 Rám	31
5.1.2 Podvozek	33
5.1.3 Mechanismus zdvihu	34
5.1.4 Pohon a napájení	34
6 Pevnostní výpočet	36
6.1. Výpočet zatížení zvedacích ramen	36
6.1.1. Silový rozklad pro jednotlivá ramena mechanismu:	36
6.2 Vyšetření silového zatížení mechanismu	38
6.2.1 Hlavní rám	38

6.2.2 Delta prvek zadní	39
6.3 Interpretace výsledků	40
6.3.1 Graf závislosti průběhu síly v pístu na úhlu α	40
6.3.2 Znázornění pohybu konstrukce – úhly α a β	41
6.3.3 Znázornění průběhu zdvihu navrženého zařízení	41
6.4. Pevnostní výpočet rámu	42
6.4.1 Bočnice rámu	42
6.4.2 VVÚ bočnice	46
6.4.3 Kontrola bočnice na OHYB.....	47
6.4.4 Bočnice TAH	48
6.4.5 Příčná vzpěra nosná přední.....	48
6.4.6 VVÚ vzpěry nosné přední	49
6.4.7 Kontrola vzpěry nosné přední na OHYB	50
6.4.8 Příčná vzpěra nosná zadní	51
6.4.9 VVÚ vzpěry nosné přední	52
6.4.10 Kontrola vzpěry nosné přední na OHYB	52
6.4.11 Rameno výsuvné přední	53
6.4.12 Výpočet maximálního ohybového momentu.....	53
6.4.13 Kontrola předního výsuvného ramene na OHYB	54
6.4.14 Rameno výsuvné zadní.....	54
6.4.15 Výpočet maximálního ohybového momentu.....	55
6.4.16 Kontrola předního výsuvného ramene na OHYB.....	55
6.5 Kontrola čepů.....	56
6.5.1 Čep B.....	56
6.5.2 Návrhový výpočet čepu B	56
6.5.3 Kontrola čepu B na stříh.....	57
6.5.4 Kontrola čepu B na otlačení	57
6.5.5 Otlačení vidlice rámu čepu B.....	58
6.5.6 Výpočet čepů P1 a E	58
6.5.7 Čep C.....	59
6.5.8 Návrhový výpočet čepu C	60
6.5.9 Výpočet čepů A, P ₂ a F	61
6.5.10 Čep D.....	63
6.5.11 Ohybové momenty ve vyšetřovaných bodech 1 a 2.....	63

6.5.12 Návrhový výpočet čepu D	63
7 Návrh hydrauliky zvedacího mechanismu	64
7.1 Stanovení průměrů pístnic dle zatěžujících sil	65
7.1.1 Průměr pístnice přední.....	65
7.1.2 Průměr pístnice zadní	66
7.2 Objem hydraulických válců	66
7.3 Průtoky hydraulickými válci.....	67
7.4 Otáčky generátoru	67
7.5 Rychlost hydraulických válců.....	68
7.6 Rychlost v potrubí	68
7.6.1 Reynoldsovo číslo pro potrubí přední	69
7.6.2 Reynoldsovo číslo pro potrubí zadní.....	69
7.7 Stanovení odporů.....	69
7.7.1 Odpor proti ZRYCHLENÍ nositele energie v POTRUBÍ	69
7.7.2 Odpor proti ZRYCHLENÍ nositele energie ve VÁLCI	70
7.7.3 Součet odporů proti zrychlení.....	70
7.8 Tlakový spád ideálního spotřebiče.....	71
7.8.1 Celkový tlakový spád	71
7.9 Odpor proti ZRYCHLENÍ nositele energie	71
7.9.1 Celkový odpor proti ZRYCHLENÍ nositele energie	72
7.10 Určení doby rozběhu	72
7.11 Schéma řazení odporů proti pohybu nositele energie	72
7.13 Tlakový spád na hydrogenerátoru ΔP_{sG}	73
7.14 Schéma řazení odporů proti zrychlení nositele energie	73
7.15 Přeměna kinetické energie přepravovaných hmot	74
7.16 Tlak na hydrogenerátoru.....	74
8 Návrh pohonu	75
8.1 Lagrangeova rovnice	75
8.2 Rovnice kinetické energie	75
8.3 Rovnice výkonů	76
8.4 Pohonná jednotka	77
8.4.1 Geometrický objem hydromotoru.....	77

8.4.2	Průtok hydromotorem.....	77
8.4.3	Výkon hydromotoru.....	78
8.4.4	Příkon hydromotoru:	78
8.4.5	Otáčky hydromotoru:	79
8.5	Schéma hydraulického obvodu.....	79
8.6	Rychlost v potrubí.....	79
8.7	Odpor proti zrychlení nositele energie v potrubí.....	80
8.8	Odpory proti zrychlení nositele energie pro rotační pohyb	80
8.9	Součet odporů proti zrychlení nositele energie v potrubí	80
8.10	Reynoldsovo číslo	80
8.11	Odpor proti pohybu nositele energie.....	81
8.12	Tlakový spád ideálního spotřebiče.....	81
8.13	Doba rozběhu.....	81
8.14	Přeměna kinetické energie dopravovaných hmot.....	81
8.15	Tlakový spád odporu proti pohybu nositele energie.....	82
8.16	Tlakový spád odporu proti zrychlení nositele energie.....	82
8.17	Tlak na hydrogenerátoru.....	82
8.18	Výpočet přírubové spojky pohonu.....	82
8.18.1	Výpočtový točivý moment	82
8.18.2	Průměr vrtání náboje	82
8.18.3	Obvodová síla na roztečné kružnici	83
8.18.4	Síla připadající na jeden šroub.....	83
8.18.5	Tlak mezi šroubem a kotoučem.....	83
8.18.6	Průřez šroubu	84
8.18.7	Skutečné smykové napětí	84
9	MKP výpočet s softwaru I-Deas	84
9.1	Postup tvorby modelu pro MKP výpočet.....	84
9.2	MKP Rámu	85
9.2.1	Simulace zatížení rámu	86
9.3.3	Průběh napětí v rámu.....	86
10	Porovnání konstrukční varianty A s variantou B.....	88
10.1	Konstrukce rámu	88

10.2 Pohon, hydraulický systém a ovládací prvky	91
11 Závěr.....	93
12 Seznam použitých zdrojů	94
13 Seznam použitých symbolů	96
14 Seznam obrázků.....	102
15 Seznam příloh	104

ÚVOD:

Tato práce seznamuje se soudobými metodami manipulace s vrtulníky v prostoru letiště. Nastiňuje vhodné metody k bezpečné manipulaci se strojem mezi místem přistání a hangárem. Dále také pojednává o vhodném konstrukčním řešení zařízení pro zdvih vrtulníku BELL, jeho následný transport a opětovné usazení na plochu hangáru. Provoz celého zařízení byl uvažován v prostorách letiště se zpevněným podkladem pro přistání. Zařízení bylo konstruováno pro pohyb mezi letištní plochou a úložným prostorem v hangáru. Díky úpravám je možné mechanismus používat v denním i nočním provozu. Díky širokému spektru modelů vrtulníků firmy BELL viz obr.1, je v kapitole 4 zmíněna konkrétní modelová řada, pro kterou je konstrukce navržena.



Obr. 1 Bell 206 [3]

V následující kapitole je podrobněji zmapován přehled nejvýznamnějších výrobců používaných manipulátorů. Zvolená varianta musí splňovat několik vstupních požadavků. Prvním z nich je minimální nosnost zařízení 2000kg a druhou je minimální zdvih stroje nad letištní plochu 80mm. Výrazným omezujícím faktorem při návrhu konstrukce byly rozměry lyžin standardně užívaných v konstrukci a také světlost vrtulníků BELL, dále rozebrány v kapitole 4. Celé zařízení by mělo splňovat kritéria jako jednoduchá obsluha, nízké nároky na obsluhující personál, schopnost pohotové manipulace se zařízením s minimálním přípravným časem a také nízkou energetickou náročnost. Kapitola 5 obsahuje návrh vlastního řešení konstrukce, s přihlédnutím k požadovaným parametrům zadání. Dále v kapitolách 6-8

následuje pevnostní výpočet, řešení pohonu a hydraulického systému. Kapitola 9 je věnována MKP analýze s grafickým znázorněním výpočtových modelů a dosažených výsledků. V závěru práce byla také zvolena varianta porovnána s odlišnou variantou konstrukce.

1 Vlastnosti zvedacích mechanismů

Obecně přistupují výrobci k několika základním koncepcím. Prvním rozlišujícím faktorem je nosnost samotného zařízení. Ta úzce souvisí se širokou škálou modelů vrtulníků. Každý výrobce udává několik hmotnostních kategorií, pro něž je zařízení navrženo. Dalším kritériem je přítomnost vlastního pohonného agregátu. Některé typy jsou konstruovány jako přívěsy a je nutné uvažovat i vhodný druh tažného stroje. Velmi rozšířený je způsob ovládní pomocí dálkového ovládní nebo ovládací jednotky na kabelu. Jednoznačná je snaha o jednoduchost a přehlednost ovládacích prvků. Z hlediska konstrukce jsou používány jedno nebo vícerámové varianty. V drtivé většině mechanismů s vlastním pohonem je užito hydraulických agregátů, zdvih je prováděn převážně pomocí přímočarých hydromotorů. Jako zdroj energie slouží bateriové články. Z hlediska konstrukce podvozků jsou užívány tři, čtyř a vícekolové varianty. Většina výrobců předpokládá pohyb zařízení po zpevněném povrchu za přijatelných klimatických podmínek a tak nejsou nároky na pojezdové ústrojí velké. Taktéž přepravní rychlosti jsou uzpůsobeny přítomnosti lidské obsluhy a dosahují maximálních pojezdových rychlostí shodné s rychlostí chůze člověka. Požadavky na zdvih jsou zaměřeny na plynulost zdvihu. Ten zajišťují velmi často přímočaré hydromotory s tlumícími prvky. Protože je také mnoho zvedacích zařízení používáno pro manipulaci s vrtulníky záchranných a bezpečnostních složek, je mnohdy kladen důraz na rychlou a spolehlivou aktivaci celého zařízení s čímž souvisí krátká doba mezi zdvihem vrtulníku, jeho následným transportem na vzletovou plochu a závěrečné spuštění na plochu.

1.1 Přehled používaných technik zvedání

V této kapitole uvedu základní způsoby pro uchycení a následný zdvih vrtulníku.

Prvním typem systému zdvihu je varianta, kdy jsou nejprve na zadní lyžiny upevněny pojezdová kola 1). Přední část vrtulníku je poté zvednuta pomocí samotného zvedacího zařízení 2). Tento systém je nejjednodušší a využívají jej firmy Helitowcart, Paravion nebo Belet. Postup je znázorněn na obrázku 2.



Obr. 2 Varianta zdvihu 1

Druhý typ zdvihu je takový, že je vrtulník uchycen za lyžiny v blízkosti těžiště 1). Po zvednutí se vrtulník vlivem nerovnoměrně rozložené zátěže překlápí a následně zapře o rameno zvedacího mechanismu 2) viz. obr. 3. Tento systém využívá například firma HeliCarrier.



Obr.3 Varianta zdvihu 2

Třetí variantou je uchycení vrtulníku ve čtyřech bodech. Mechanismus obsahuje dvě stavitelná ramena, která mají na konci kotevní elementy. Vrtulník se nejprve zachytí za lyžiny 1) a poté dojde ke zdvihu. Zde výrobci rozlišují dvě možnosti jak ukotvit mechanismus k lyžinám. Možností je uchytit vrtulník za

dosedací lyžinu, za příčnou vzpěru nebo mezi příčnými vzpěrami. Tento systém využívá například firma Chopper Spotter. Princip je znázorněn na obr. 4.



Obr. 4 Varianta zdvihu 3

Posledním způsobem je použití mobilní přistávací plošiny viz obr. 5. Tento způsob je poměrně jednoduchý, ale klade si vyšší nároky na zkušenost pilota při přistávacím manévru a také celé zařízení je mnohonásobně těžší a rozměrnější než předchozí. Navíc se zde v drtivé většině uvažuje použití tažného stroje a plošina plní pouze funkci vleku. Tato skutečnost souvisí i se špatnou manévrovatelností. Tímto systémem se mimo jiné zabývají firmy Wackerbauer nebo Robinson.



Obr. 5 Varianta zdvihu 4 [4]

2 Přehled nejvýznamnějších výrobců

V současné době se výrobou a distribucí manipulačních mechanismů zabývá velké množství firem. Jedná se téměř výhradně o zahraniční firmy s úzkou návazností na výrobce vrtulníků. V České republice, je tento druh zařízení používán v omezenější míře, což souvisí s nižším počtem letištních ploch a také daleko menšímu počtu strojů, pohybujících se na našem území. V následující kapitole uvedu nejvýznamnější zástupce.

2.1 Helitowcart

Tento výrobce se specializuje na výrobu zvedacích zařízení pro malé a střední hmotnosti vrtulníků. Rozlišuje tři základní kategorie produktů.

2.1.1 Tow carts

Všechny modely obsahují vlastní pohonnou jednotku. Pohon je elektrický. Maximální tažná nosnost nejvýkonnějšího typu je 8200kg. Jedná se o zařízení, které zvedá vrtulník pouze v přední části, zatímco na zadní část je nutná instalace pojezdových kol. Všechna zařízení řídí obsluha pomocí vlečné tyče s ovládacími komponenty.

Typy pro manipulaci s vrtulníky typu Robinson:

Jedná se o základní řadu pro nejllehčí stroje. Obsahuje typ V90, V102 a V204, přičemž verze V204 je upravenou verzí V102 pro horší stav pojezdové plochy. U těchto nejllehčích zařízení je zdvih prováděn ručním natlakováním pístu pomocí páky. Modely V102 a V204 jsou čtyřkolové, model V90 tříkolový. Všechny s vlastním elektrickým zdrojem napětí.



Obr. 6 Typ V90 [5]



Obr. 7 Typ V102 [5]



Obr. 8 Typ V204 R44 [5]

Manipulace s těžšími stroji je zajištěna modely V201 obr. 7, V404 obr. 9, V500 obr. 11 a V614 na obr. 10. Nejvýkonnější verze V614 má tažnou nosnost 8200kg. Je používána i k přemísťování letounů. Je uzpůsobena pro noční i denní provoz. Všechny varianty využívají jako zdroj energie elektrické bateriové články. Provedení všech zařízení je čtyřkolové s předními přidavnými manévrovacími kolečky. Ovládání je realizováno u nejvýkonnější verze V614 pomocí kabelu, u ostatních verzí jsou ovládací prvky umístěny na tažné tyči.



Obr. 9 Model V404 [6]



Obr. 10 Model V614 a model V201 [7]

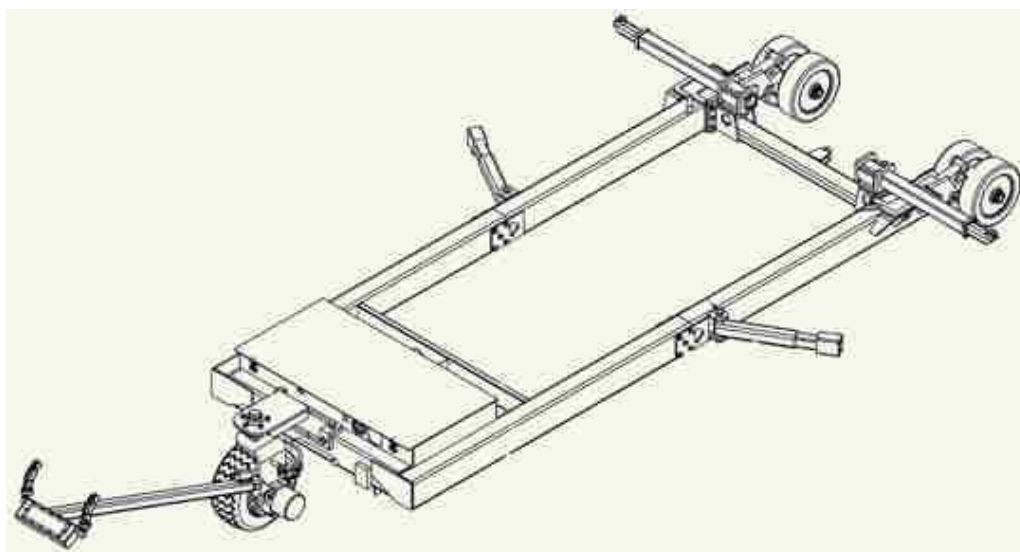


Obr. 11 Model V500 [8]

2.1.2. HeliCarrier

Tato kategorie je určena pro stroje s vyšší hmotností. Pokrývá celou řadu vrtulníků BELL, EUROCOPTER i MD. V nabídce jsou V1020, V1022, V1030, V1032, V1040. Nosnost nejvyšší verze je 4770kg. Výrobce rozlišuje dle maximální hmotnosti různé typy pojezdových kol. Model V1020 pojíždí na vzduchem plněných pneumatikách, modely V1022 na plných pryžových a modely V1030-40 na pryžových s vystuženými disky. Konstrukčně se jedná o jednorámové provedení viz obr. 12. Všechny modely jsou v tříkolovém provedení s ovládací tyčí v přední části. Zařízení pohání hydromotor umístěný u

předního kola. Zdroj energie je bateriový článek. Vrtulník je zvedán systémem viz obr. 3. v kapitole 1.1.



Obr. 12 Konstrukční provedení typu HeliCarrier [9]



Obr. 13 HeliCarrier řada V [9]



Obr. 14 HeliCarrier řada V [10]

2.1.3 Tow Bar a Wheels

Tato kategorie obsahuje tažné tyče a přídatná pojezdová kolečka. Jedná se o nejjednodušší variantu manipulace s vrtulníkem, jejíž podstata je znázorněna na obr. 2.. Zadní přídatná kolečka zvedají vrtulník pomocí excentru nebo pomocí hydraulického pístku. Obě varianty jsou znázorněny na obr. 15.



Obr. 15 Varianty koleček s excentrem a pístkem [11]

Tažné tyče Tow Bar jsou rozděleny dle použití pro vrtulníky BELL a Robinson. Obě varianty vyžadují tažný stroj. Výhodou jsou nízké pořizovací náklady a snadné použití u hmotnějších strojů. Tažná tyč pro BELL je na obr. 16 a tažná tyč pro Robinson na obr. 17.



Obr. 16 Tažná tyč pro vrtulník BELL [11]



Obr. 17 Tažná tyč pro vrtulník Robinson [11]

V případě, že je vrtulník provozován v polárních oblastech, kde přistávací plochu pokrývá ledová vrstva, je možné použít místo zadních pojezdových koleček dosedací desky BEAR PAWS. Přemístování vrtulníku je pak realizováno zvednutím přední části a následným tažením zadní části stroje po povrchu. Desky jsou znázorněny na obr. 18.



Obr. 18 Desky BEAR PAWS [11]

2.2. ChopperSpotter

Tato firma se zabývá výrobou manipulátorů obsahující dvojici stavitelných ramen s kotvícími elementy. Řada výrobce obsahuje modely MS, E a model 4. Základním rozdílem mezi modely je také počet zvedacích ramen. Model 4 je konstrukčně řešen se dvěma zvedacími rameny viz obr. 19, zatímco zbylé modely MS a E obsahují pouze jedno rameno pro zdvih viz obr. 20. Nejvýkonnější varianta (Model 4) poskytuje tažnou nosnost 5000kg. Celé zařízení vyniká svým kompaktním provedením. Jako zdroj energie je použit bateriový článek 24V.



Obr. 19 Model 4 [12]

Jednotlivé verze se liší také použitím zesílených pojezdových kol. Zařízení je ovládáno pomocí kabelu a pojíždí na třech kolech. Zadní náprava obsahuje zdvojená kola upravená pro vyšší nosnost, zatímco přední kolo je manévrovací. Mechanismem se pod vrtulník najíždí ze zadní části viz obr. 21.



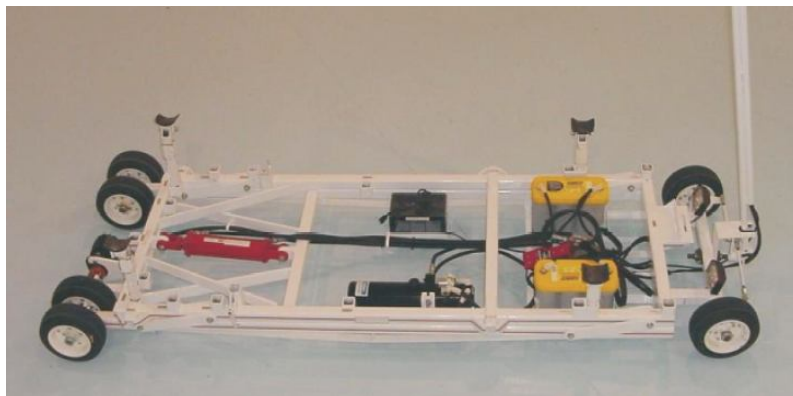
Obr. 20 Model MS [12]



Obr. 21 Najíždění pod vrtulník [13]

3.3. Paravion

Tato firma se zabývá výrobou široké škály příslušenství pro vrtulníky od elektronických součástek po manipulační zařízení. Ve své modelové řadě HELIPORTER nabízí několik variant zařízení. Jedná se o sérii výrobků HP obsahující velké množství modifikací. Jako příklad uvedu modely HP-150 viz obr. 22, HP-200 viz obr. 23. a HP-250 viz obr 24.



Obr. 22 Model HP-150 [14]



Obr. 23 Model HP-200 [14]



Obr. 24 Model HP-250 [14]

Všechny typy zvedacího zařízení jsou provedeny jako dvourámové konstrukce s paralelogramem viz obr. 25. Pod vrtulník je najížděno z přední části a kotevní přípravky jsou podepřeny za příčné vzpěry ližin nebo ve čtyřech bodech za dosedací ližinu viz obr. 26. U vrtulníků s větší světloú výškou je pro podepření stroje použito kompenzačních nástavců. Ovládací prvky jsou umístěny na tažné tyči pro obsluhu. Všechny varianty jsou čtyřkolové, zadní nápravy jsou u některých modelů zdvojeny. Zdroj napětí je použit 12V nebo 24V. Zdvih je realizován pomocí hydrauliky a pojezd s pomocí hydromotoru. Tažná nosnost nejvýkonnějšího modelu je 5400kg.



Obr. 25 Dvourámová konstrukce [14]



Obr. 26 Čtyřbodové úchyty [14]

3.4. Robinson

Tato firma je známa především výrobou lehkých vrtulníků pro civilní provoz. Zařízení pro zdvih těchto strojů je velmi jednoduché a využívá ke zdvihu princip uvedený na obr. 2. Mechanizmem je k vrtulníku najížděno z přední části viz obr. 28. Zařízení obsahuje pohonnou jednotku i ovládací prvky na tyči viz obr. 27. Zadní část vrtulníku je zvednuta pomocí přidavných koleček s excentrem nebo hydraulickým pístkem.



Obr. 27 Robinson 1 [15]



Obr. 28 Robinson 2 [15]

3.5. Brackett

Výrobce Brackett rozlišuje svoje produkty na zařízení pro letouny a pro vrtulníky. Pro vrtulníky je určena řada výrobků tow bars - tažné tyče obr. 29 a zadní přídatná pojezdová kola viz obr 30. Princip zdvihu je znázorněn na obr. 2. S použitím tažných tyčí souvisí opět nutnost použití tažného stroje viz obr. 31. Výhodou je jednoduchá konstrukce a nízké pořizovací náklady.



Obr. 29 Tažná tyč Brackett [16]



Obr. 30 Přídatná pojezdová kola Brackett [16]



Obr. 31 Tyč Brackett s tažným strojem [16]

3.6. Helicopter handler

Zařízení toho výrobce se dá svým charakterem považovat za mobilní přistávací plošinu viz. obr. 32. Jedná se o masivní konstrukci ve čtyř a vícekolovém provedení. Jako povrch plošiny bývá použito odolné dřevo. Zařízení slouží pouze jako vlek a je tudíž nutné použití tažného stroje viz obr. 33. Nevýhodou zařízení je značná rozměrnost, horší manévrovatelnou a také vyšší nároky na schopnosti pilota při přistávacím manévru. Výhodou je stabilní konstrukce a také odpadá potřeba využít hydrauliku pro zdvih a pohon zařízení.



Obr. 32 Mobilní plošina [17]



Obr. 33 Mobilní plošina s vlečným strojem [17]

3.7. Belet

Český výrobce, který se specializuje na manipulační techniku pro různá odvětví. Firma pochází z Vejprtu a její sortiment obsahuje stroje především logistického charakteru. Firma nabízí i zařízení pro manipulaci s vrtulníky. Jedná se o model Belet THCR 030AP viz obr. 34. Jedná se o malé kompaktní zařízení pro zvedání malých osobních vrtulníků typu Robinson R22 a R44 viz obr. 35 Princip zdvihu je znázorněna na obr. 2.



Obr. 34 Belet THCP 030AP [18]



Obr. 35 Belet [18]

Tažná nosnost Beletu je 300kg, pohání jej 800W motor napájený 24V. O zdvih se stará 150W motor o napájecím napětí 12V. Celkově využívá Belet zdroje napětí 2x 12V. Zvedák je možné používat i mimo betonovou přistávací dráhu. Obsluha ovládá mechanismus pomocí oje s řídicími prvky viz obr. 36.



Obr. 36 Ovládání zvedáku [18]

4 Výběr vrtulníku pro zvedání

Vstupním parametrem pro výběr vhodného typu vrtulníku je maximální vzletová hmotnost 2000kg. Zvolil jsem firmu BELL a její modelovou řadu 206L Long Ranger, která odpovídá nejlépe požadovaným parametrům. Jedná se o amerického výrobce z Texasu, který se soustředí i na výrobu mnoha dalších typů strojů, jak v civilním tak i vojenském sektoru. Zároveň jsem měl příležitost, projít si prostory brněnského letiště Slatina, kde právě tyto vrtulníky řady 206 používají. Využil jsem také možnost seznámit se v doprovodu obsluhy s postupy při manipulaci s vrtulníkem a byla mi předvedena ukázka procesu zdvihu včetně detailní prohlídky zvedacího zařízení.

4.1 Popis modelové řady BELL 206L Long Ranger

Vrtulníky BELL řady 206L viz obr. 37, jsou jedním ze základních modelových produktů této firmy. Navazují na úspěšné stroje typu 206 Jet Ranger viz obr. 38. Jak už z názvu vyplývá, slovo Long zdůrazňuje zvětšení rozměrů - počtu dopravovaných pasažérů. Z hlediska použití, jsou využity převážně v civilním sektoru. Další jejich významnou modifikací je použití u záchranných složek. Výrobce nabízí celou řadu variant provedení vnitřních prostor stroje. Od varianty pro dopravu většího počtu osob až po plně vybavenou leteckou záchrannou službu – tzv. HEMS.



Obr. 37 BELL 206L4 Long Ranger [20]



Obr. 38 BELL 206 Jet Ranger [19]

Po představení nové verze BELL Long Ranger, přibýlo k označení 206 písmeno L. Během dalších let přišel výrobce s několika modifikacemi a drobnými změnami. Většinou se jednalo o úpravy interiéru a také výměny motorů za výkonnější verze. Každá tato pozměněná řada se pak liší koncovým číslem. Vznikly tak nakonec typy BELL 206L, BELL 206L1, L2, L3 a L4. Z řady 206L také vycházejí i větší verze typu 407.

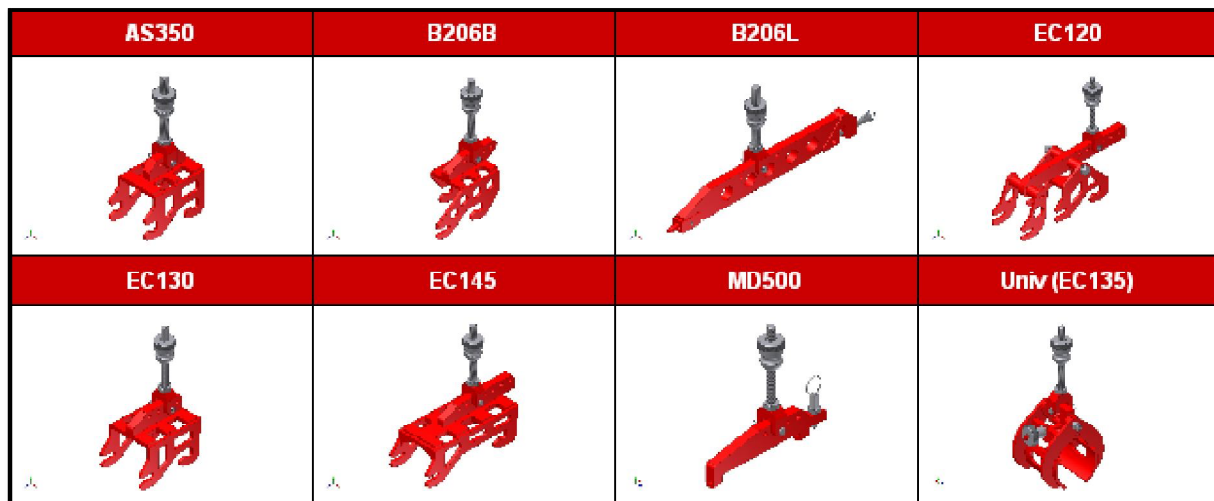
4.1.1 Technické parametry

Poslední vývojový model třídy L – BELL 206L4 má maximální vzletovou hmotnost 2018kg, pohání jej motor Rolls-Royce Allison v modifikaci 250-C30P. Posádku tvoří 2 piloti a 5 přepravovaných cestujících. Vrtulník má dvoulistou rotorovou konstrukci. Na délku stroj měří 10,13m, šířka je 1,32 a výška 3,11m. Maximální dolet činí přibližně 650km. Stroj se také vyrábí s několika úpravami přistávacích lyžin. Jedná se o varianty High Skid Gear a Low Skid Gear. HSG a LSG varianta se liší světlou výškou stroje. U modelu HSG je světla výška 0,64m zatímco u LSG je to 0,39m.

4.1.2 Rozložení hmotnosti a zatížení konstrukce

Výrobce BELL uvádí ve své dokumentaci, že těžiště vrtulníku BELL 206L4 se nachází v oblasti pod osou rotoru. Těžiště se může vlivem změny vybavení vrtulníku posouvat v úzkém rozmezí kolem hlavní osy rotoru. Tato oblast je však vzhledem k celkovým rozměrům stroje považována za zanedbatelnou a nemá vliv na konstrukci zvedacího zařízení. Uchycovací body mezi vrtulníkem a zvedacím zařízením jsou dány díky standardním typizovaným úchytkům na ližinách viz obr. 39. Zchycení za lyžiny je realizováno buď za

použití svěrného spoje, nebo je použit zachycovací tvarovaný hák. Často jsou obě varianty zachycení kombinovány. Výrobce těchto kotvících prvků také udává pro který vrtulník a hmotnostní kategorii je určen.



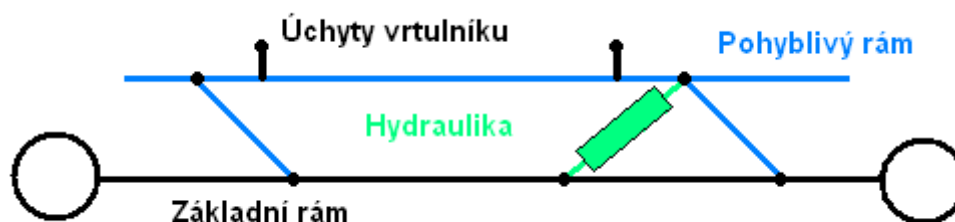
Obr. 39 Přehled kotvících prvků [20]

5 Návrh zvedacího zařízení

5.1 Volba vhodné varianty

5.1.1 Rám

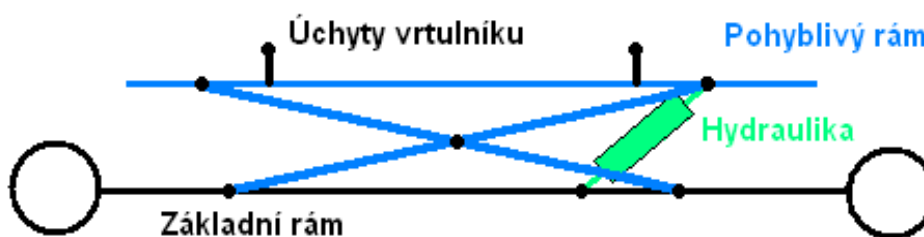
Jak už bylo v předešlých kapitolách zmíněno. Existuje několik základních druhů konstrukčního řešení zvedacího mechanismu. Můžeme použít vícerámovou konstrukci a to buď v provedení s paralelogramem vuz obr. 40, nebo konstrukci s jedním hlavním rámem a více vedlejšími rámy viz obr 41. Další možností je využití nůžkového mechanismu viz obr. 42.



Obr. 40 Paralelogramová konstrukce

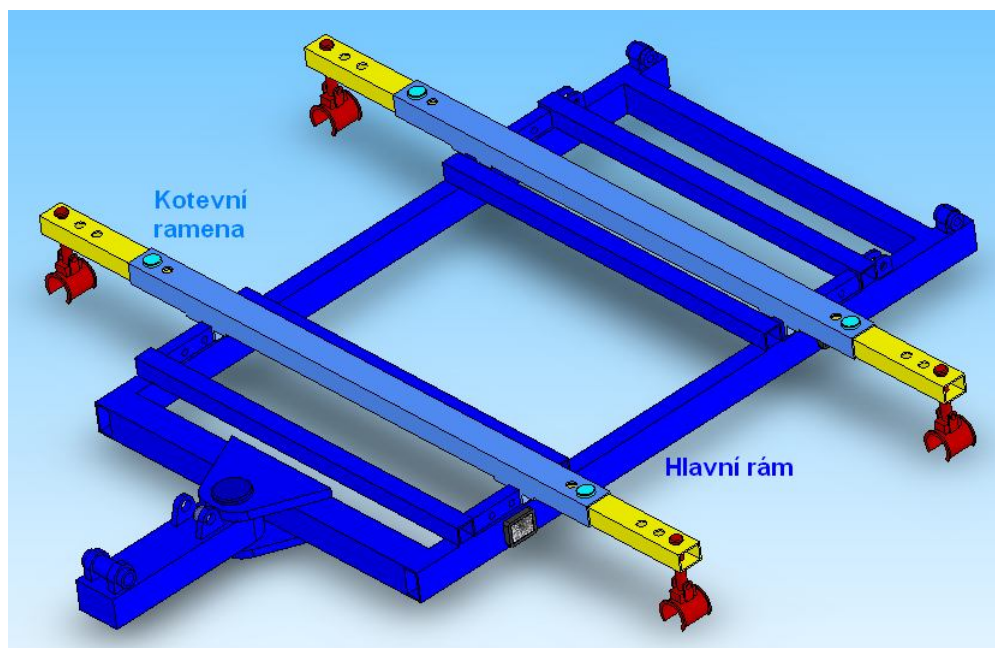


Obr. 41 Vícetřídňová konstrukce

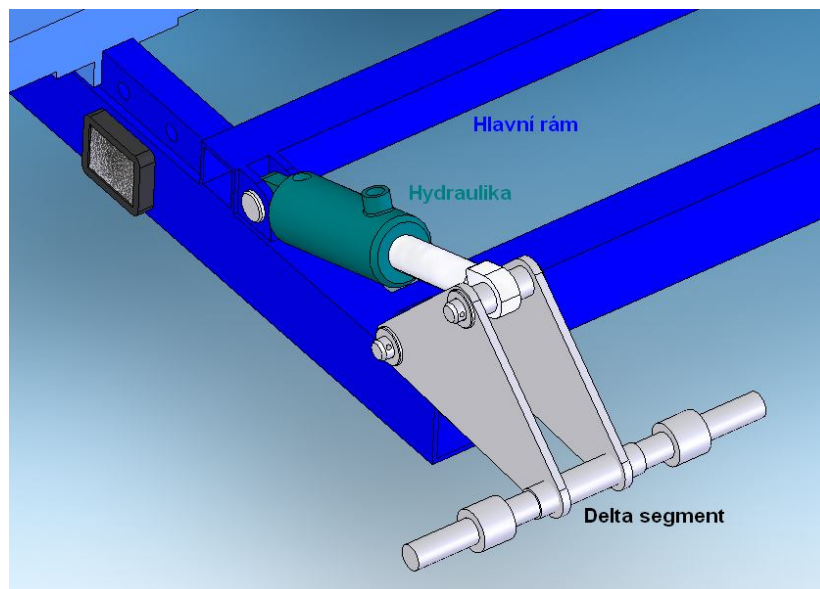


Obr. 42 Konstrukce s nůžkovým mechanismem

Zvolil jsem variantu, která svým charakterem kombinuje vícetřídňovou a paralelogramovou konstrukci. Hlavní část tvoří rám z obdélníkových profilů, obsahující dvě kotevní stavitelná ramena viz obr. 43. Vedlejší rámy jsem minimalizoval na delta segmenty viz obr. 44, která svou geometrií v kombinaci s přímočarým pohybem hydraulických válců vyvozují potřebný zdvih. Jako maximální hodnotu tohoto zdvihu jsem zvolil hodnotu 100mm.



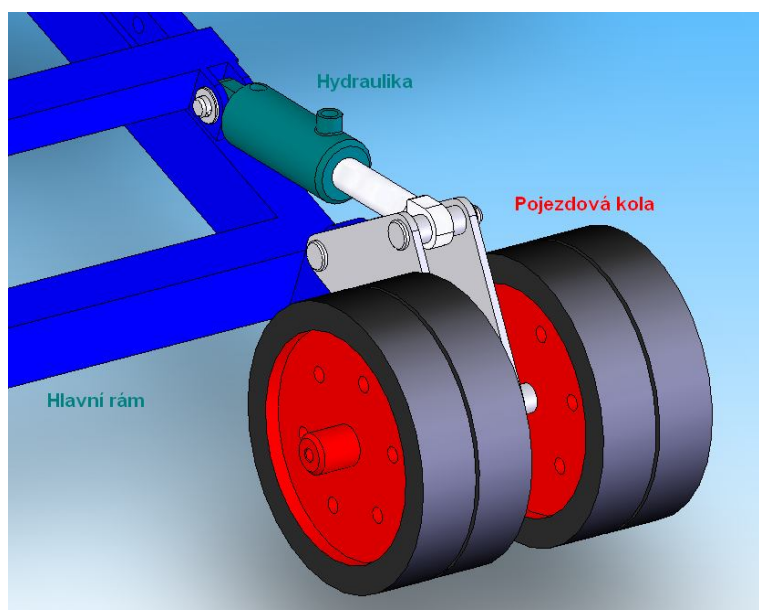
Obr. 43 Hlavní rám a stavitelná ramena



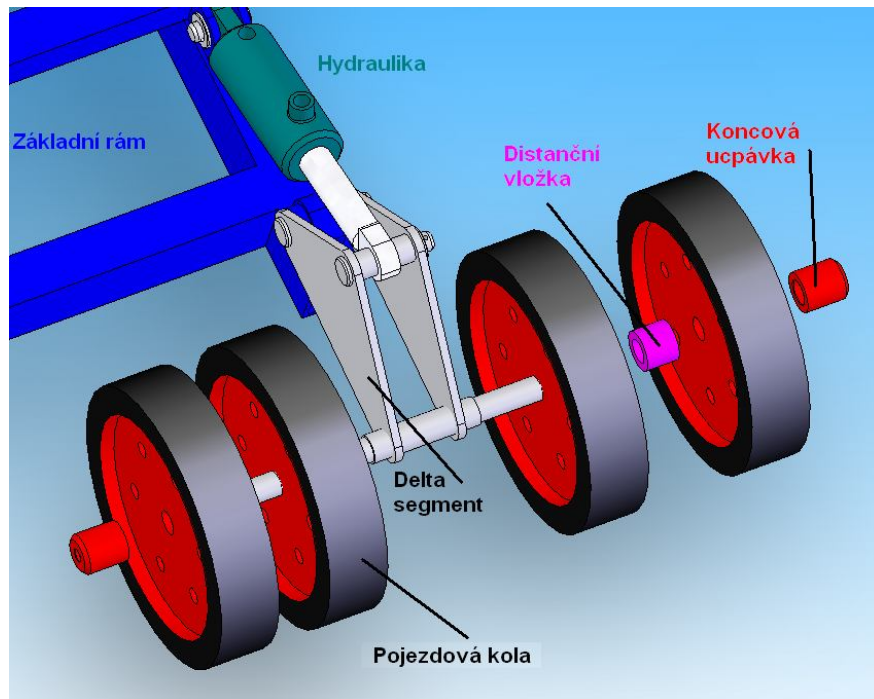
Obr. 44 Delta segment

5.1.2 Podvozek

Lze využít několik základních přístupů k řešení podvozkové části. Nejčastěji se vyskytují vícenápravové, čtyřnápravové nebo tříkolové podvozky. Zvolil jsem tříkolovou variantu se zdvojenými počty pojezdových kol z důvodu dodržení maximální nosnosti celého zařízení viz obr. 45. Kola jsou standardní výrobek dodavatele. Jedná se o pryží bandážovaná kola na zesíleném plechovém disku. Osy kol jsou uložena na kluzných ložiskách. Vnější průměr kol je z důvodu světlé výšky vrtulníku volen 300mm. Schéma montáže kol na osy je znázorněna na obr. 46.



Obr. 45 Pojezdová kola



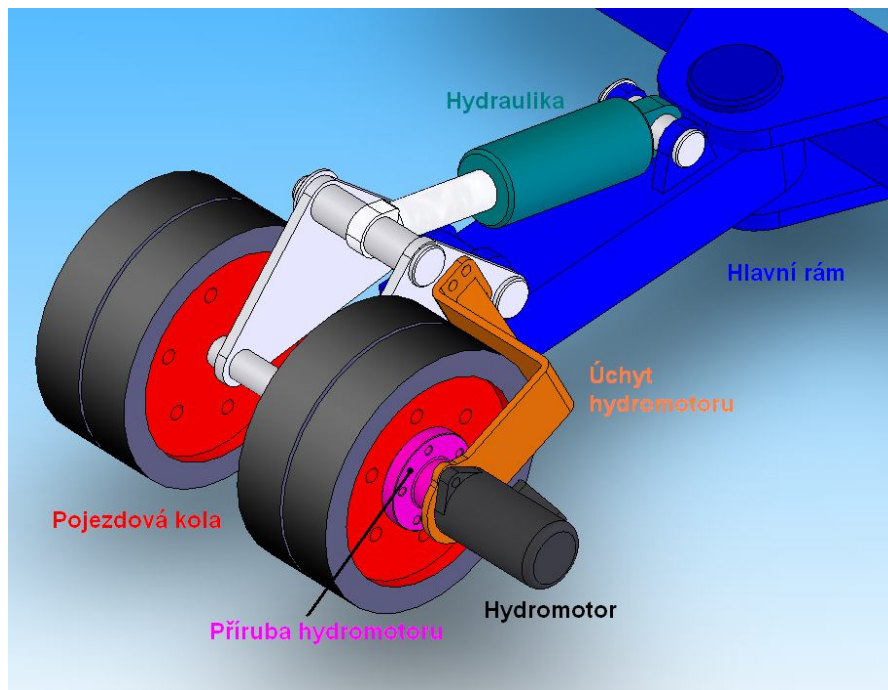
Obr. 46 Schéma montáže pojezdových kol

5.1.3 Mechanismus zdvihu

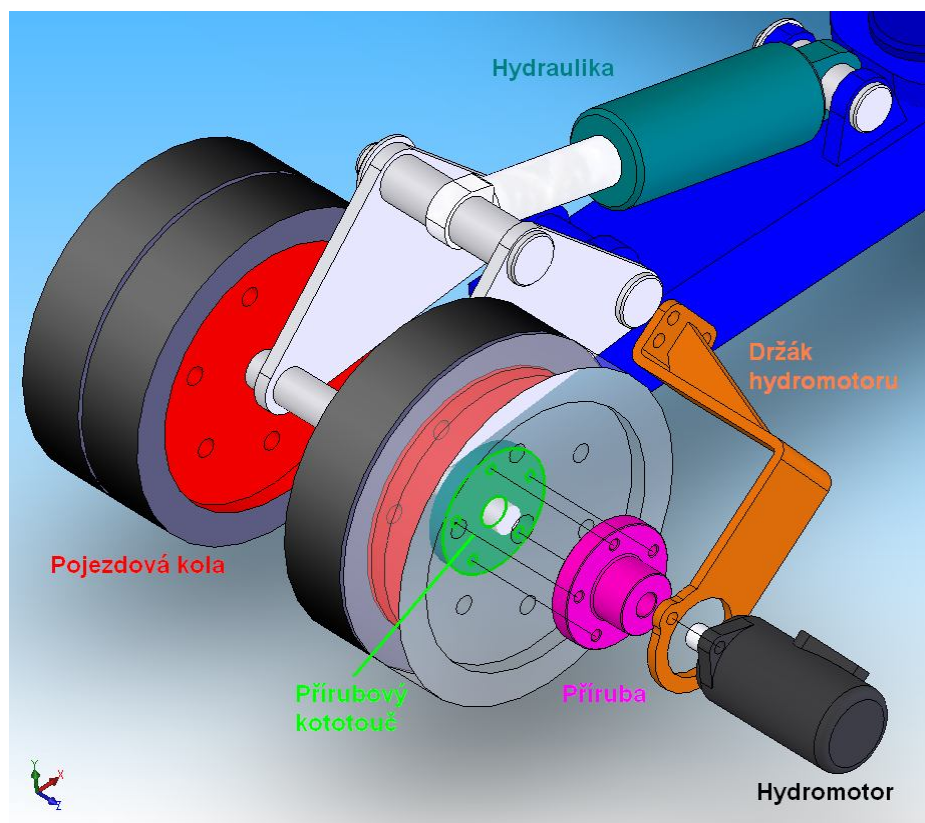
Převážná většina zařízení využívá při zvedání hydraulických komponentů. Zdvih zajišťují přímočaré hydromotory s patčičným hydrogenerátorem a dalšími prvky hydraulického obvodu. Lze použít i variantu čistě elektrickou v kombinaci s řetězovým převodem. Tuto možnost jsem vzhledem ke své komplikovanosti u mnou vybrané konstrukce rámu zavrhl. Zvolil jsem variantu s třemi písty. U každé nápravy jeden přímočarý hydromotor, všechny napájené zubovým hydrogenerátorem.

5.1.4 Pohon a napájení

Pohon je výhradně zajištěn pomocí rotačního hydromotoru. Možné provedení pohonu je znázorněno na obr. 47. Liší se pouze umístěním hydromotorů a to buďto u přední nebo zadní nápravy. Zvolil jsem umístění hnacího hydromotoru u přední nápravy. Krouticí moment je převáděn z hřídele hydromotoru uchyceného na držáku, přes přírubu spojenou s přírubovým kotoučem, mezi nimiž je sevřeno pojezdové kolo. Montážní celek je znázorněn na obr. 47 a schéma montáže je znázorněno na obr. 48.

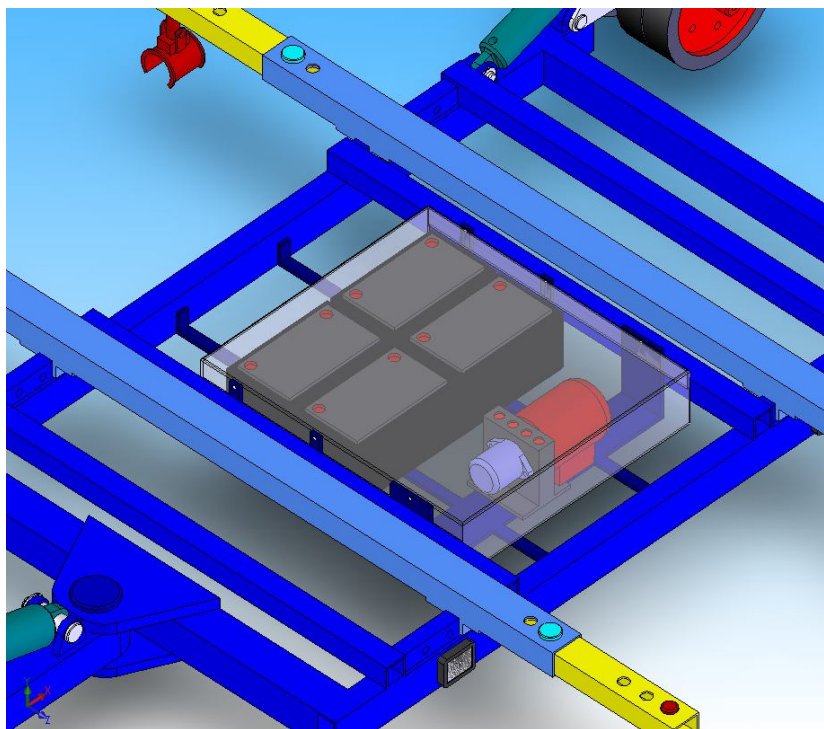


Obr. 47 Příruba na přední nápravě



Obr. 48 Schéma montáže pohonu

Zdroj napětí jsou voleny 12/24V akumulátorový dobíjecí blok umístěný v prostoru hlavního rámu. Celý segment pohonného agregátu, baterii a příslušenství je uložen pod krytem viz obr 49.



Obr. 49 Kryt agregátu

6 Pevnostní výpočet

6.1. Výpočet zatížení zvedacích ramen

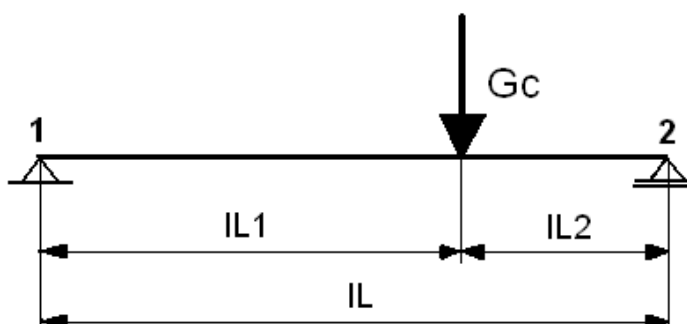
6.1.1. Silový rozklad pro jednotlivá ramena mechanismu:

Z důvodu symetrie celého zařízení je celková zatěžující síla G_C poloviční, tedy

$$G = G_C / 2$$

$$G = 20800\text{N} / 2, \quad G_C = 10400\text{N}.$$

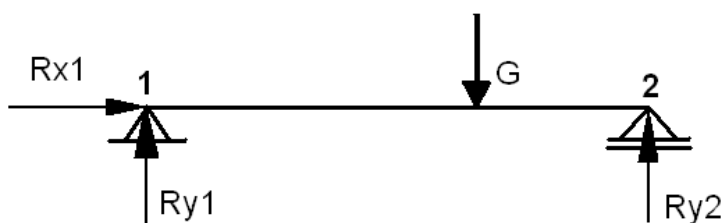
Zatížení ramen:



Obr. 50 Zatížení ramen

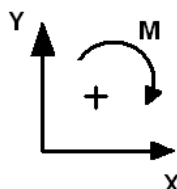
Parametry: $l_L=1970\text{mm}$
 $l_{L1}=1358\text{mm}$
 $l_{L2}=612\text{mm}$

Uvolnění:



Obr. 51 Uvolnění ramen

Souřadný systém:



Obr. 52 Souřadný systém

Rovnováha v ose X:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ R_{x1} &= 0\end{aligned}\tag{6.1}$$

Rovnováha v ose Y:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R_{y1} + R_{y2} - G &= 0\end{aligned}\tag{6.2}$$

Momentová rovnováha k bodu 1:

$$\begin{aligned}\sum M_1 &= 0 \\ G \cdot l_1 - R_{y2} \cdot l_L &= 0\end{aligned}\tag{6.3}$$

Vyjádříme z rovnice (6.3) reakce v bodech 1 a 2:

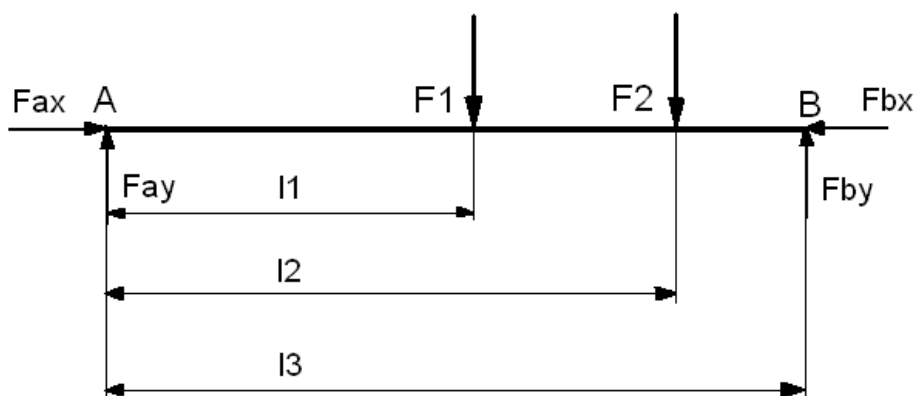
$$R_{y2} = \frac{G \cdot l_{L1}}{l_L} = \frac{10400 \cdot 1358}{1970} = 7169\text{N}$$

$$R_{y1} = G - R_{y2} = 10400 - 7169 = 3231\text{N}$$

6.2 Vyšetření silového zatížení mechanismu

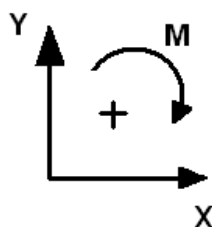
Byla provedena náhrada prvků mechanismu virtuálními zjednodušenými prvky a s dodržáním podmínky akce a reakce byly vyjádřeny všechny sady rovnic rovnováhy, zvláště pro každý prvek.

6.2.1 Hlavní rám



Obr. 53 Zatížení hlavního rámu

Souřadný systém:



Obr. 54 Souřadný systém

Rovnováha v ose X:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ F_{Ax} - F_{Bx} &= 0\end{aligned}\quad (6.4)$$

Rovnováha v ose Y:

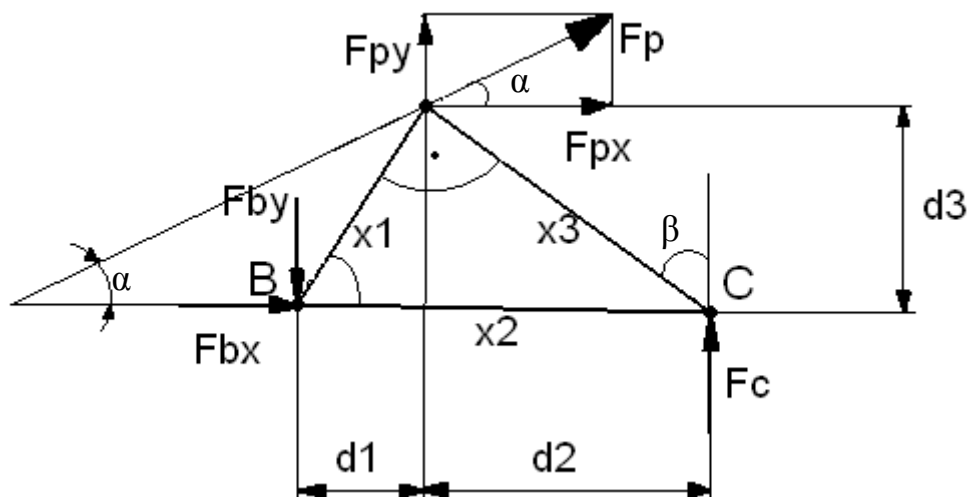
$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ F_{Ay} - F_1 - F_2 + F_{By} &= 0\end{aligned}\quad (6.5)$$

Momentová rovnováha k bodu A:

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 - F_{By} \cdot l_3 &= 0\end{aligned}\quad (6.6)$$

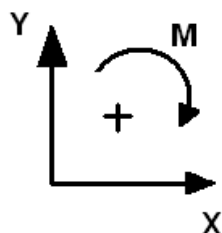
6.2.2 Delta prvek zadní

Konstrukce obsahuje tři delta díly. Dva v zadní části a jeden v přední. Uvolnění zadního a předního delta dílu je totožné s přihlédnutím zákona akce a reakce.



Obr. 55 Delta díl

Souřadný systém:



Obr. 56 Souřadný systém

Rovnováha v ose X:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ F_{Bx} + F_p \cdot \cos \alpha &= 0 \end{aligned} \quad (6.7)$$

Rovnováha v ose Y:

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ F_C + F_p \cdot \sin \alpha - F_{By} &= 0 \end{aligned} \quad (6.8)$$

Momentová rovnováha k bodu B:

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 0 \\ -F_C \cdot (d_1 + d_2) - F_{py} \cdot d_1 + F_{px} \cdot d_3 &= 0 \end{aligned} \quad (6.9)$$

Delta prvek přední:

Rovnováha v ose X:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -F_{Ax} - F_P \cdot \cos \alpha &= 0\end{aligned}\quad (6.10)$$

Rovnováha v ose Y:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ F_D + F_P \cdot \sin \alpha - F_{Ay} &= 0\end{aligned}\quad (6.11)$$

Momentová rovnováha k bodu A: $\sum M_A = 0$

$$\begin{aligned}+F_D \cdot (d_1 + d_2) + F_{Py} \cdot d_1 - F_{Px} \cdot d_3 &= 0\end{aligned}\quad (6.11)$$

Rozklad síly v pístu F_P :

$$F_{Py} = F_P \cdot \sin \alpha$$

$$F_{Px} = F_P \cdot \cos \alpha$$

Rozměry delta dílu:

Hodnoty byly zjištěny na základě modelu v softwaru SolidWorks 2007.

$$x_1 = 180\text{mm} \quad d_1 = x_1 \cdot \cos \beta$$

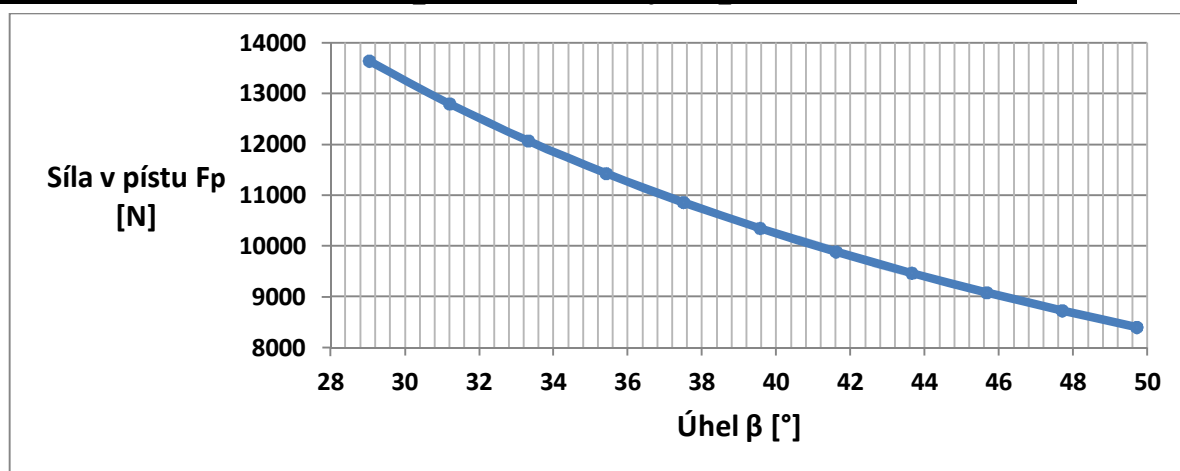
$$x_2 = 284\text{mm} \quad d_2 = x_3 \cdot \sin \beta$$

$$x_3 = 220\text{mm} \quad d_3 = x_1 \cdot \sin \beta$$

6.3 Interpretace výsledků

Rovnice s neznámými parametry reakčních sil soustavy byly sepsány do softwaru MATHCAD 14 a následně byly zjištěny všechny neznámé.

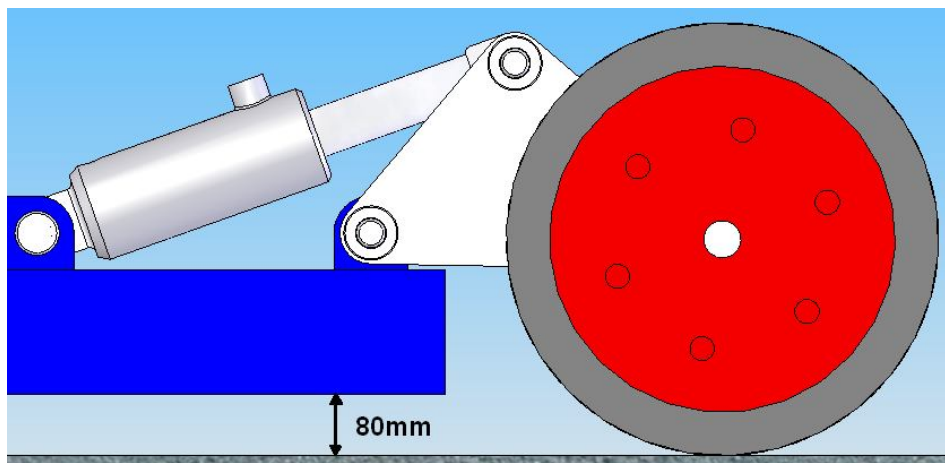
6.3.1 Graf závislosti průběhu síly v pístu na úhlu alfa



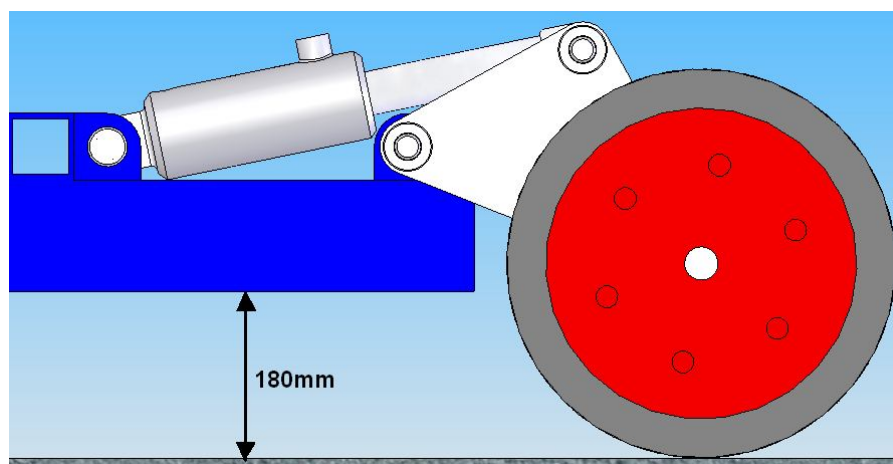
Obr. 57 Graf závislosti síly v pístu na úhlu β

6.3.2 Znázornění pohybu konstrukce – úhly α a β

Na následujících obrázcích je znázorněn pohyb delta dílů během pracovního zdvihu. Obr. 58 reprezentuje polohu mechanismu na počátku zdvihu a obr. 59 v konečné fázi zdvihu.



Obr. 58 Počátek zdvihu



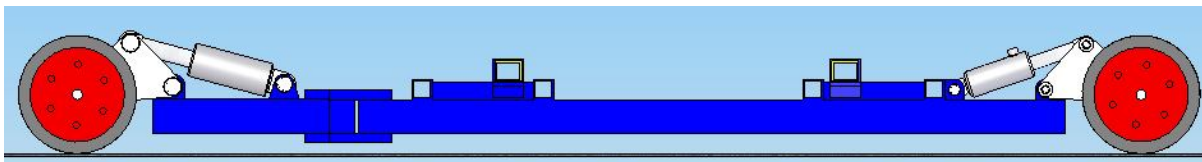
Obr. 59 Konečná fáze zdvihu

6.3.3 Znázornění průběhu zdvihu navrženého zařízení

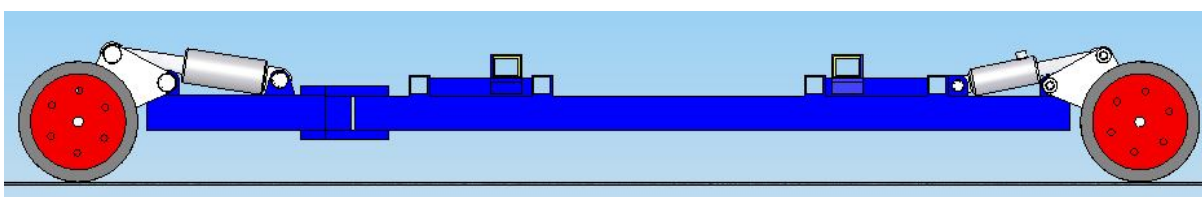
Požadovaná hodnota zdvihu činí 80mm, přičemž zařízení je navrženo na zdvih 100mm. Výchozí hodnota, ze které je mechanismus uváděn do pohybu je 80mm nad povrchem země. Konečná poloha je nastavena na 180mm.

Celkový pohled počátek a konec zdvihu:

Na obrázku 60 je znázorněn pohled na celý mechanismus v počátku zdvihu. Zařízení má světlou výšku 80mm. Na obr. 61 je pohled na mechanismus v konečné fázi zdvihu. Světlá výška zařízení je 180mm.



Obr. 60 Počátek zdvihu



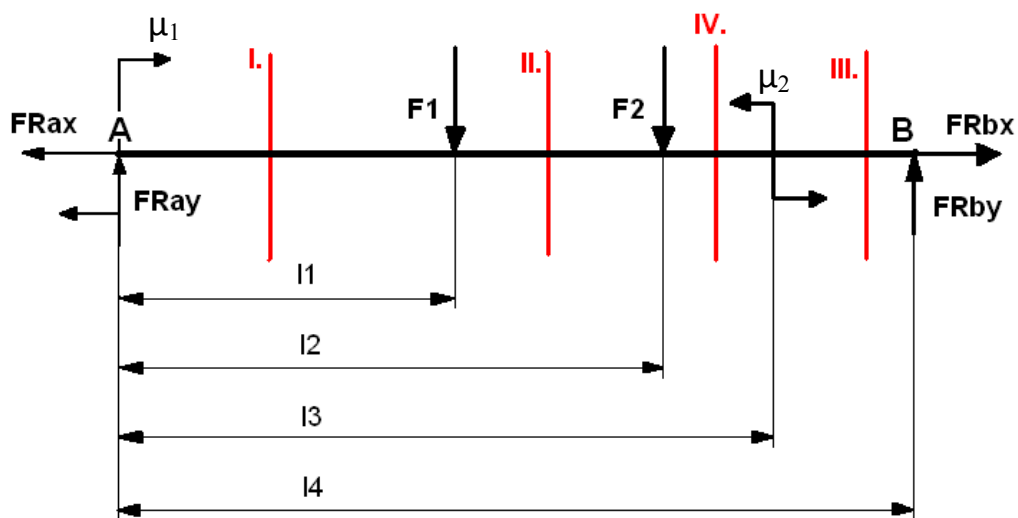
Obr. 61 Maximální zdvih

6.4. Pevnostní výpočet rámu

6.4.1 Bočnice rámu

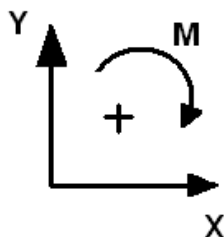
Bočnice je nejvíce namáhána v konečné fázi zdvihu.

Uvolnění:



Obr. 62 Uvolnění bočnice

Orientace souřadného systému:



Obr. 63 Souřadný systém

Rovnováha v ose X:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -F_{RAx} + F_{RBx} &= 0\end{aligned}\quad (6.12)$$

Rovnováha v ose Y:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ F_{RAy} - F_1 - F_2 + F_{RBy} &= 0\end{aligned}\quad (6.13)$$

Momentová rovnováha k bodu A:

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ \mu_1 + F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 - \mu_2 - F_{RBy} \cdot l_3 &= 0\end{aligned}\quad (6.14)$$

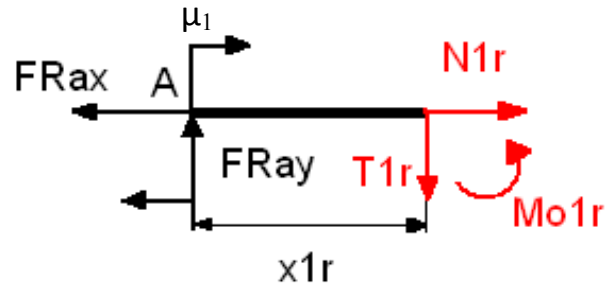
Z rovnice 6.14 vyjádříme reakci F_{RBy} :

$$\begin{aligned}F_{RBy} &= \frac{\mu_1 + F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 - \mu_2}{l_3} \\ F_{RBy} &= \frac{5751,1 + 3230 \cdot 0,4 + 7169 \cdot 1,4 - 682,05}{2} \\ F_{RBy} &= 8198,8N\end{aligned}$$

Z rovnice 6.13 vyjádříme reakci F_{RAy} :

$$\begin{aligned}F_{RAy} &= F_1 + F_2 - F_{RBy} \\ F_{RAy} &= 3230 + 7169 - 8198,8 \\ F_{RAy} &= 2201N\end{aligned}$$

Metoda řezu – úsek I:



Obr. 64 Řez I.

Hodnoty x_{1r} odměřeny dle konstrukce $x_{1r}=0,4\text{m}$

Rovnováha v ose X:

$$N_{1r} = F_{RAx} \quad (6.15)$$

$$N_{1r} = -13270\text{N}$$

Rovnováha v ose Y:

$$T_{1r} = F_{RAY} \quad (6.16)$$

$$T_{1r} = 2201\text{N}$$

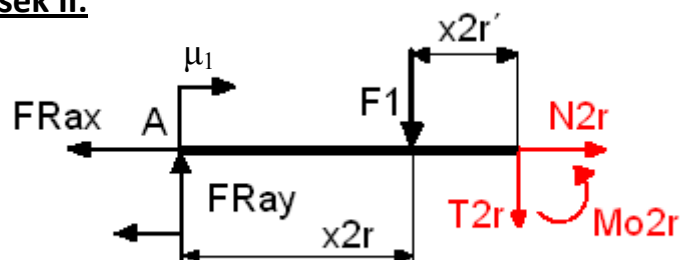
Moment k ose Z:

$$M_{o1r} = F_{RAY} \cdot x_{1r} + \mu_1 \quad (6.17)$$

$$M_{o1r} = 2201 \cdot 0,4 + 5751,1$$

$$M_{o1r} = 6631,5\text{Nm}$$

Metoda řezu – úsek II:



Obr. 65 Řez II.

Hodnoty x_{2r} a $x_{2r'}$ odměřeny dle konstrukce $x_{2r}=0,4\text{m}$, $x_{2r'}=1\text{m}$

Rovnováha v ose X:

$$N_{2r} = F_{RAx} \quad (6.18)$$

$$N_{2r} = -13270N$$

Rovnováha v ose Y:

$$T_{2r} = -F_1 + F_{RAY} \quad (6.19)$$

$$T_{2r} = -3230 + 2201$$

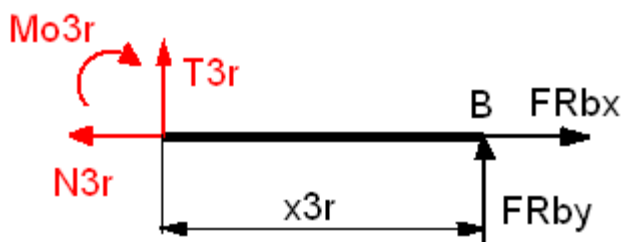
$$T_{2r} = -1029N$$

Moment k ose Z:

$$M_{o2r} = -F_1 \cdot x_{2r} + \mu_1 + F_{RAY} \cdot (x_{2r'} + x_{2r}) \quad (6.20)$$

$$M_{o2r} = -3230 \cdot 1 + 5751,1 + 2201 \cdot (0,4 + 1)$$

$$M_{o2r} = 5602,5Nm$$

Metoda řezu – úsek III:

Obr. 66 Řez III.

Hodnota x_{3r} odměřena dle konstrukce $x_{3r}=0,210m$

Rovnováha v ose X:

$$N_{3r} = F_{RBx} \quad (6.21)$$

$$N_{3r} = -13270N$$

Rovnováha v ose Y:

$$T_{3r} = -F_{RBy} \quad (6.22)$$

$$T_{3r} = -8198,8N$$

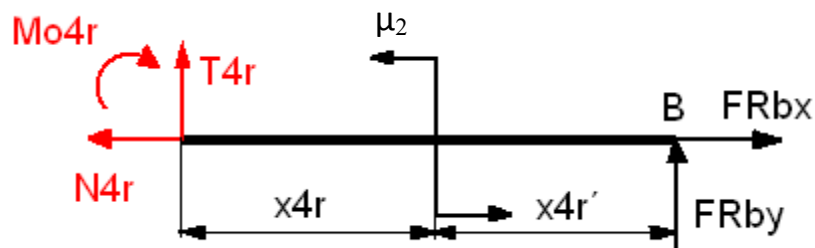
Moment k ose Z:

$$M_{o3r} = F_{RBy} \cdot x_{3r} \quad (6.23)$$

$$M_{o3r} = 8198,8 \cdot 0,210$$

$$M_{o3r} = 1721,7Nm$$

Metoda řezu – úsek IV:



Obr. 66 Řez IV.

Hodnoty x_{4r} a x_{4r}' odměřeny dle konstrukce $x_{4r}=0,39\text{m}$, $x_{4r}'=0,21\text{m}$

Rovnováha v ose X:

$$N_{4r} = F_{RBx} \quad (6.24)$$

$$N_{4r} = -13270\text{N}$$

Rovnováha v ose Y:

$$T_{4r} = -F_{RBy} \quad (6.25)$$

$$T_{4r} = -8198,8\text{N}$$

Moment k ose Z:

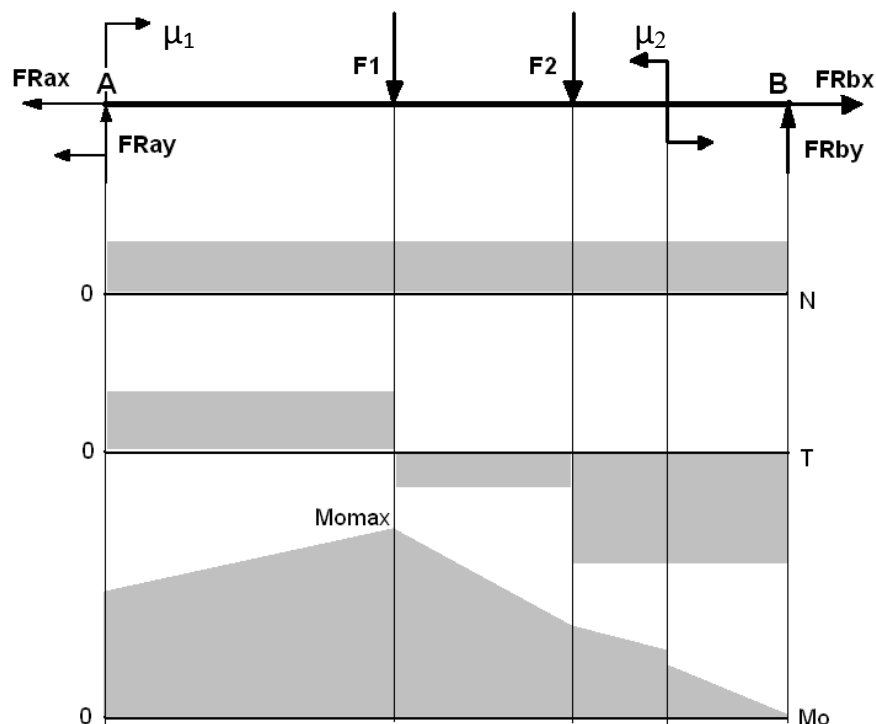
$$M_{o4r} = F_{RBy} \cdot (x_{4r}' + x_{4r}) + \mu_2 \quad (6.26)$$

$$M_{o4r} = 8198,8 \cdot (0,210 + 0,39) + 682,05$$

$$M_{o4r} = 5601,3\text{Nm}$$

6.4.2 VVÚ bočnice

Byla zjištěna maximální hodnota ohybového momentu $M_{\text{ormax}}=M_{\text{olr}}$. Hodnota maximálního ohybového momentu je rovna $M_{\text{ormax}}=6631\text{Nm}$. Průběh VVÚ je znázorněna na obr. 67.



Obr. 67 Průběh VVÚ bočnice

6.4.3 Kontrola bočnice na OHYB

Volen obdélníkový profil uzavřený S235JRH (1.0039) dle EN10219-1

Rozměr: 100x60x6, materiál 11523, $W_o=52540\text{mm}^3$ dle [25]

$R_e=333\text{MPa}$ dle [1]

Bezpečnost volena $k=1,5$

$M_{omax}=6631\text{Nm}$ dle rovnice (6.17)

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{ormax}}{W_o} \leq \sigma_{DO} \quad (6.27)$$

$$\sigma_o = \frac{6631000}{52540} = 126,2\text{MPa}$$

Dovolené napětí σ_{DO} :

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k} \quad (6.28)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{333}{1,5}$$

$$\sigma_{DO} = 222\text{MPa}$$

$$\sigma_0 \leq \sigma_{D0}$$

$$126,2 \leq 222 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.4.4 Bočnice TAH

$$\sigma_t = \frac{F_N}{S} \tag{6.29}$$

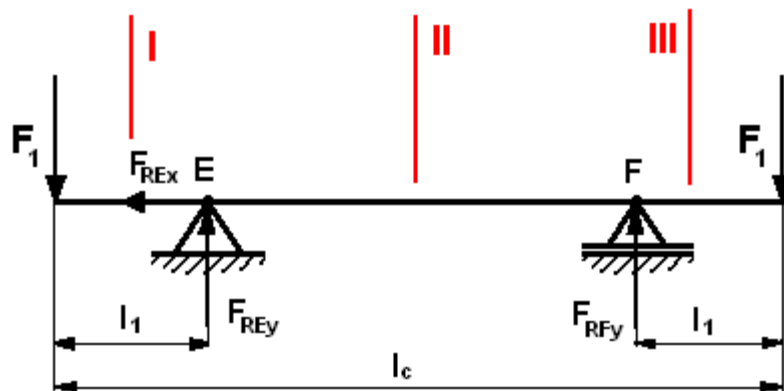
$$\sigma_t = \frac{13270}{1776}$$

$$\sigma_t = 7,47 \text{MPa}$$

6.4.5 Příčná vzpěra nosná přední

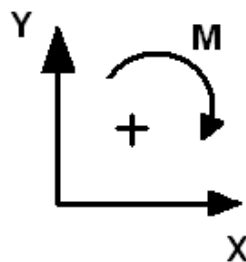
Vzpěra je nejvíce namáhána v konečné fázi zdvihu.

Uvolnění:



Obr. 68 Uvolnění přední nosné vzpěry

Orientace souřadného systému:



Obr. 69 Souřadný systém

Rovnováha v ose X:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -F_{REx} &= 0\end{aligned}\quad (6.31)$$

Rovnováha v ose Y:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -F_1 + F_{REy} + F_{RFy} - F_1 &= 0\end{aligned}\quad (6.32)$$

Momentová rovnováha k bodu E: $\sum M_E = 0$

$$-F_1 \cdot l_1 - F_{RFy} \cdot (l_C - 2 \cdot l_1) + F_1 \cdot (l_C - l_1) = 0\quad (6.33)$$

Z rovnice 6.33 vyjádříme reakci F_{RFy} :

$$F_{RFy} = \frac{-F_1 \cdot l_1 + F_1 \cdot (l_C - l_1)}{(l_C - 2 \cdot l_1)}\quad (6.34)$$

$$F_{RFy} = \frac{-3230 \cdot 0,675 + 3230 \cdot (2,65 - 0,675)}{(2,65 - 2 \cdot 0,675)}$$

$$F_{RFy} = 3230N$$

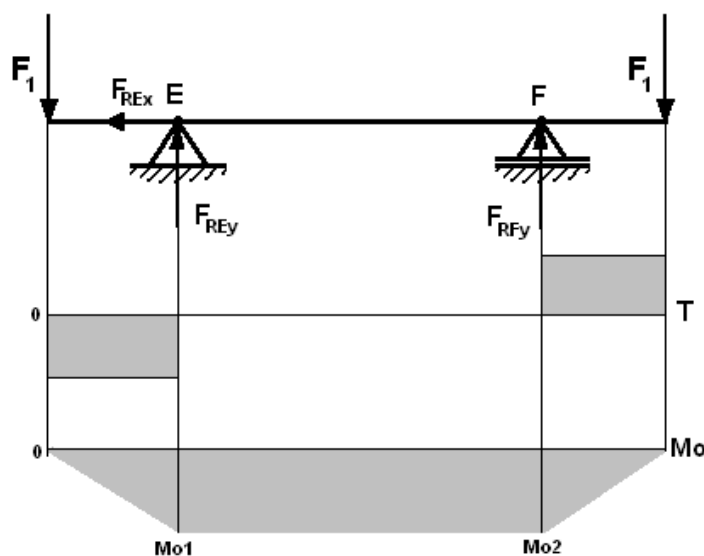
Z rovnice 6.32 vyjádříme reakci F_{REy} :

$$F_{REy} = F_1 + F_1 - F_{RFy}\quad (6.35)$$

$$F_{REy} = 3230 + 3230 - 3230$$

$$F_{REy} = 3230N$$

6.4.6 VVÚ vzpěry nosné přední



Obr. 70 VVÚ přední nosné vzpěry

$$T_1 = -3230N$$

$$M_{o1} = -2180,3Nm$$

$$M_{o2} = -2180,3Nm$$

$$T_3 = 3230N$$

$$M_{o3} = -2180,3Nm$$

6.4.7 Kontrola vzpěry nosné přední na OHYB

Volen obdélníkový profil uzavřený S235JRH (1.0039) dle EN10219-1

Rozměr: 70x90x5, materiál 11523, $W_o=36060\text{mm}^3$ dle [25]

$R_e=333\text{MPa}$ dle [1]

Bezpečnost volena $k=1,5$

$M_{o3\max}=2180,3Nm$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o3\max}}{W_o} \leq \sigma_{DO} \quad (6.36)$$

$$\sigma_o = \frac{2180300}{36060} = 60,5\text{MPa}$$

Dovolené napětí σ_{DO} :

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k} \quad (6.37)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{333}{1,5}$$

$$\sigma_{DO} = 222\text{MPa}$$

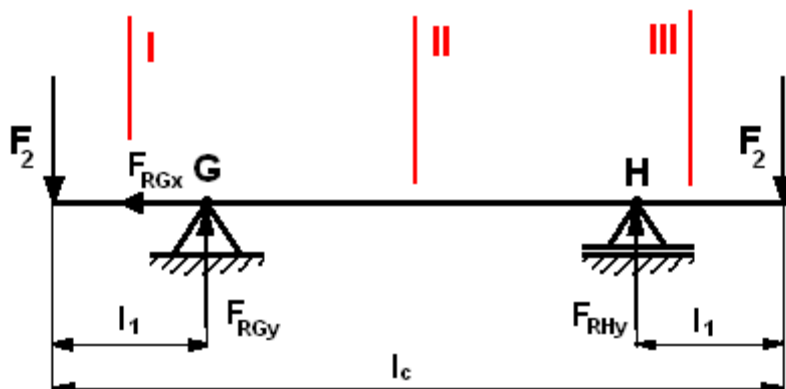
$$\sigma_o \leq \sigma_{DO}$$

$$60,5 \leq 222 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.4.8 Příčná vzpěra nosná zadní

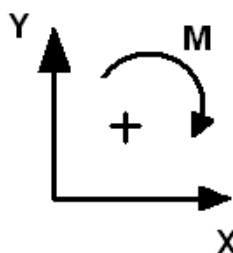
Vzpěra je nejvíce namáhána v konečné fázi zdvihu.

Uvolnění:



Obr. 71 Uvolnění zadní nosné vzpěry

Orientace souřadného systému:



Obr. 72 Souřadný systém

Rovnováha v ose X:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -F_{RGx} &= 0\end{aligned}\quad (6.38)$$

Rovnováha v ose Y:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -F_2 + F_{RGy} + F_{RHy} - F_2 &= 0\end{aligned}\quad (6.39)$$

Momentová rovnováha k bodu G:

$$\begin{aligned}\sum M_G &= 0 \\ -F_2 \cdot l_1 - F_{RHy} \cdot (l_c - 2 \cdot l_1) + F_2 \cdot (l_c - l_1) &= 0\end{aligned}\quad (6.40)$$

Z rovnice 6.40 vyjádříme reakci F_{RHy} :

$$F_{RHy} = \frac{-F_2 \cdot l_1 + F_2 \cdot (l_c - l_1)}{(l_c - 2 \cdot l_1)}\quad (6.41)$$

$$F_{RHy} = \frac{-7169,2 \cdot 0,675 + 7169,2 \cdot (2,65 - 0,675)}{(2,65 - 2 \cdot 0,675)}$$

$$F_{RHy} = 7169,2N$$

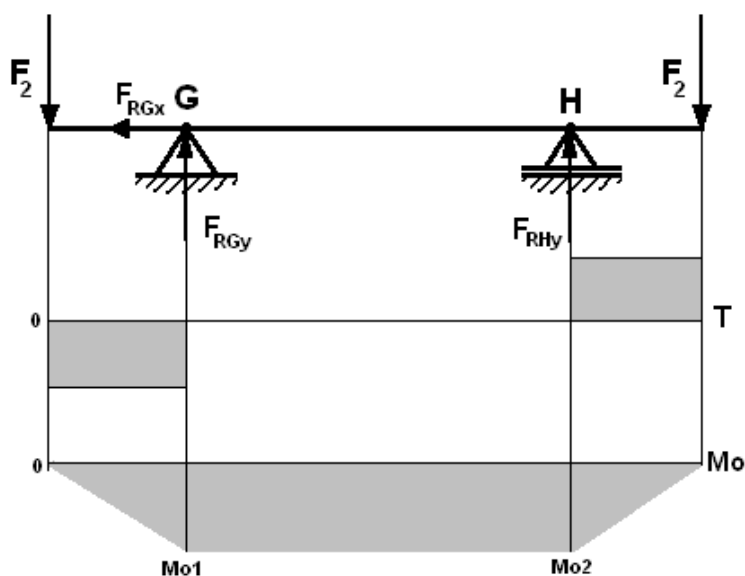
Z rovnice 6.39 vyjádříme reakci F_{RGy} :

$$F_{RGy} = F_2 + F_2 - F_{RHy} \quad (6.42)$$

$$F_{RGy} = 7169,2 + 7169,2 - 7169,2$$

$$F_{RGy} = 7169,2N$$

6.4.9 VVÚ vzpěry nosné přední



Obr. 73 VVÚ zadní nosné vzpěry

$$T_1 = -7169,2N$$

$$M_{o1} = -4839,2Nm$$

$$M_{o2} = -4839,2Nm$$

$$T_3 = 7169,2N$$

$$M_{o3} = -4839,2Nm$$

6.4.10 Kontrola vzpěry nosné přední na OHYB

Volen obdélníkový profil uzavřený S235JRH (1.0039) dle EN10219-1

Rožměr: 70x90x5, materiál 11523, $W_o=36060mm^3$ dle [25]

$R_e=333MPa$ dle [1]

Bezpečnost volena $k=1,5$

$M_{omax}=4839,2Nm$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_0 = \frac{M_{0max}}{W_0} \leq \sigma_{DO} \quad (6.43)$$

$$\sigma_0 = \frac{4839200}{36060} = 134,2MPa$$

Dovolené napětí σ_{DO} :

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k} \quad (6.44)$$

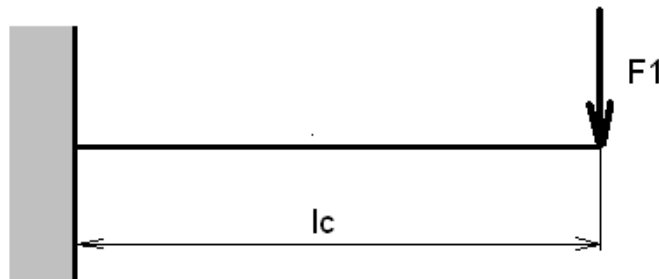
$$\sigma_{DO} = \frac{333}{1,5}$$

$$\sigma_{DO} = 222MPa$$

$$\sigma_0 \leq \sigma_{DO}$$

$$134,2 \leq 222 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.4.11 Rameno výsuvné přední



Obr. 74 Uvolnění ramene

6.4.12 Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_{0max} = F_1 \cdot l_C \quad (6.45)$$

$$M_{0max} = 3230 \cdot 0,4$$

$$M_{0max} = 1292Nm$$

6.4.13 Kontrola předního výsuvného ramene na OHYB

Volen obdélníkový profil uzavřený S235JRH (1.0039) dle EN10219-1

Rozměr: 60x80x5, materiál 11523, $W_o=26400\text{mm}^3$ dle [25]

$R_e=333\text{MPa}$ dle [1]

Bezpečnost volena $k=1,5$

$M_{\text{omax}}=1292\text{Nm}$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} \leq \sigma_{DO} \quad (6.46)$$

$$\sigma_o = \frac{1292000}{26400} = 48,9\text{MPa}$$

Dovolené napětí σ_{DO} :

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k} \quad (6.47)$$

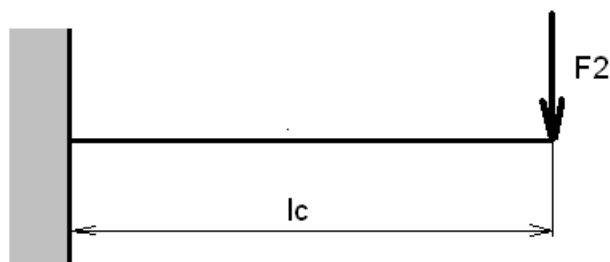
$$\sigma_{DO} = \frac{333}{1,5}$$

$$\sigma_{DO} = 222\text{MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{DO}$$

$$48,9 \leq 222 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.4.14 Rameno výsuvné zadní



Obr. 75 Uvolnění ramene

6.4.15 Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_{omax} = F_2 \cdot l_C \quad (6.48)$$

$$M_{omax} = 7169 \cdot 0,4$$

$$M_{omax} = 2867,6Nm$$

6.4.16 Kontrola předního výsuvného ramene na OHYB

Volen obdélníkový profil uzavřený S235JRH (1.0039) dle EN10219-1

Rozměr: 60x80x5, materiál 11523, $W_o=26400mm^3$ dle [25]

$R_e=333MPa$ dle [1]

Bezpečnost volena $k=1,5$

$M_{omax}=2867,6Nm$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \leq \sigma_{DO} \quad (6.49)$$

$$\sigma_o = \frac{2867600}{26400} = 108,6MPa$$

Dovolené napětí σ_{DO} :

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k} \quad (6.50)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{333}{1,5}$$

$$\sigma_{DO} = 222MPa$$

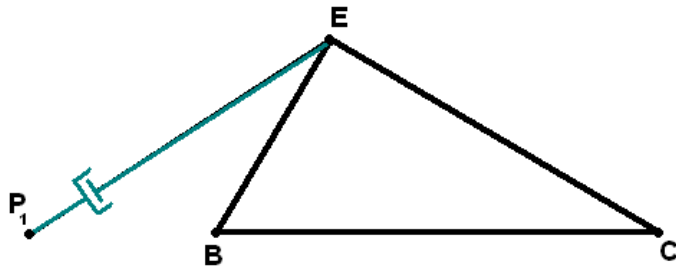
$$\sigma_o \leq \sigma_{DO}$$

$$108,6 \leq 222 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.5 Kontrola čepů

Čepy obsahující zadní delta prvek:

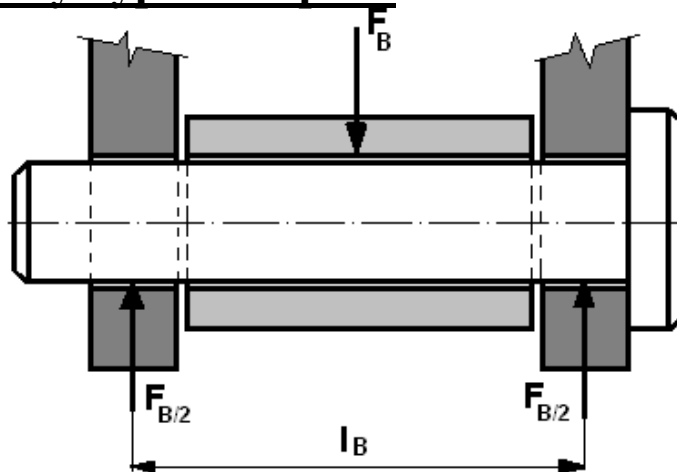
6.5.1 Čep B



$F_B = 7217N$
Materiál: 11500
 $R_e = 300MPa$
Bezpečnost $k=1,5$
 L_B volím 65mm

Obr. 76 Zadní delta díl

6.5.2 Návrhový výpočet čepu B



Obr 77 Čep B

Určení maximálního ohybového momentu:

$$M_{oBmax} = \frac{F_B}{2} \cdot \frac{l_B}{2} \quad (6.51)$$

$$M_{oBmax} = \frac{7217}{2} \cdot \frac{65}{2}$$

$$M_{oBmax} = 117277Nmm$$

Dovolené napětí σ_{DO} :

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k} \quad (6.52)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{300}{1,5}$$

$$\sigma_{DO} = 200MPa$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{OB} = \frac{M_{OBmax}}{W_{OB}} \leq \sigma_{DO} \quad (6.53)$$

$$\sigma_{OB} = \frac{M_{OBmax}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}B}^3}{32}} \Rightarrow d_{\check{c}B} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{OBmax}}{\pi \cdot \sigma_{OB}}}$$

$$d_{\check{c}B} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 117277}{\pi \cdot 200}}$$

$d_{\check{c}B} = 18,14mm \Rightarrow$ dle [1] str. 449 volím průměr čepu B $d_{\check{c}B}=24mm$

6.5.3 Kontrola čepu B na stříh

Dle [1] str. 55 volím $\tau_{DS}=55MPa$

$$\tau_{SB} = \frac{F_B}{2 \cdot S_{\check{c}B}} \leq \tau_{DS} \quad S_{\check{c}B} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}B}^2}{4}$$

$$\tau_{SB} = \frac{2 \cdot F_B}{\pi \cdot d_{\check{c}B}^2} \leq \tau_{DS} \quad (6.54)$$

$$\tau_{SB} = \frac{2 \cdot 7217}{\pi \cdot 24^2}$$

$$\tau_{SB} = 7,9MPa$$

$$\tau_{SB} \leq \tau_{DS} \quad 7,9 \leq 55 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.5.4 Kontrola čepu B na otlačení

Dle [1] str. 54 volím $p_D=90MPa$

$$p_{\check{c}B} = \frac{F_B}{S_{\check{c}b}} \leq p_D \quad S_{\check{c}b} = d_{\check{c}B} \cdot t_B$$

$$p_{\check{c}B} = \frac{F_B}{d_{\check{c}B} \cdot t_B} \leq p_D \quad (6.55)$$

$$p_{\check{c}B} = \frac{7214}{24 \cdot 10}$$

$$p_{\check{c}B} = 30,1MPa$$

$$p_{\check{c}B} \leq p_D \quad 30,1 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.5.5 Otláčení vidlice rámu čepu B

Dle [1] str. 54 volím $p_D=90\text{MPa}$

$$p_{RB} = \frac{F_B/2}{d_{\check{c}B} \cdot t_{RB}} \leq p_D \quad (6.56)$$

$$p_{RB} = \frac{7214/2}{24.10}$$

$$p_{RB} = 15,02\text{MPa}$$

$$p_{RB} \leq p_D \quad 15,02 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.5.6 Výpočet čepů P1 a E

Analogicky dle předchozího výpočtu 6.51- 6.56 čepu B byly vypočteny uvedené hodnoty čepů P1 a E:

Pro čep P1:

$$F_{P1} = 6820,5\text{N}$$

Materiál: 11500

$$R_e = 300\text{MPa}$$

Bezpečnost $k=1,5$

L_{P1} volím 65mm

Vypočteno:

$$M_{oP1max} = 110833\text{Nmm}$$

$$\sigma_{D0} = 200\text{MPa}$$

$$d_{\check{c}P1} = 17,8\text{mm} \Rightarrow \text{dle [1] str. 449 volím průměr čepu B } d_{\check{c}P1}=24\text{mm}$$

Dle [1] str. 55 volím $\tau_{DS}=55\text{MPa}$, dle [1] str. 54 volím $p_D=90\text{MPa}$

Střih:

$$\tau_{SP1} = 7,5\text{MPa} \quad \tau_{SP1} \leq \tau_{DS} \quad 7,5 \leq 55 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otláčení:

$$p_{\check{c}P1} = 28,4\text{MPa} \quad p_{\check{c}P1} \leq p_D \quad 28,4 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otláčení vidlice:

$$p_{RP1} = 14,2\text{MPa} \quad p_{RP1} \leq p_D \quad 14,2 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Pro čep E:

$$F_E = 6820,5N$$

Materiál: 11500

$$R_e = 300MPa$$

Bezpečnost $k=1,5$

L_E volím 65mm

Vypočteno:

$$M_{oEmax} = 110833Nmm$$

$$\sigma_{DO} = 200MPa$$

$d_{cE} = 17,8mm \Rightarrow$ dle [1] str. 449 volím průměr čepu B $d_{cE}=24mm$

Dle [1] str. 55 volím $\tau_{DS}=55MPa$, dle [1] str. 54 volím $p_D=90MPa$

Střih:

$$\tau_{SE} = 7,5MPa \quad \tau_{SE} \leq \tau_{DS} \quad 7,5 \leq 55 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otlačení:

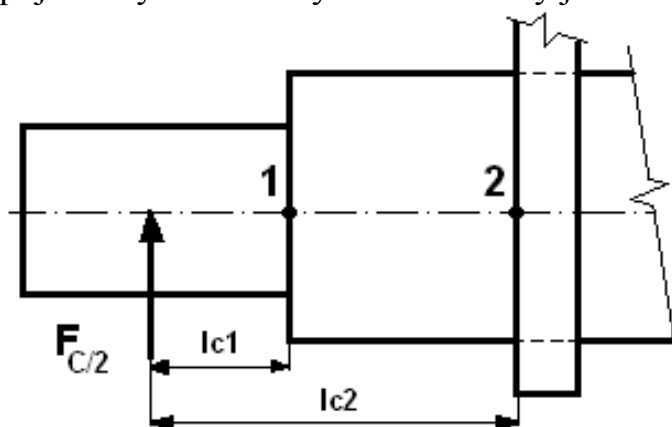
$$p_{cE} = 28,4MPa \quad p_{cE} \leq p_D \quad 28,4 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otlačení vidlice:

$$p_{RE} = 14,2MPa \quad p_{RE} \leq p_D \quad 14,2 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.5.7 Čep C

Čep C je konstrukčně řešen jako odstupňovaná hřídel pro uložení pojezdových kol. Ohybové momenty jsou určeny k bodům 1 a 2 dle obr. 78.



$$F_C = 1253,5N$$

$$R_e=300MPa$$

Materiál: 11500

Bezpečnost $k=1,5$

$$l_{c1}=0,090m$$

$$l_{c2}=0,1m$$

Obr. 78 Odstupňovaná hřídel – čep C

Ohybové momenty ve vyšetřovaných bodech 1 a 2:

$$M_{oc1} = \frac{F_C}{2} \cdot l_{c1}$$

(6.57)

$$M_{OC1} = \frac{1253,5}{2} \cdot 0,090$$

$$M_{OC1} = 56,4 Nm$$

$$M_{OC2} = \frac{F_C}{2} \cdot l_{C2} \quad (6.58)$$

$$M_{OC2} = \frac{1253,5}{2} \cdot 0,1$$

$$M_{OC2} = 62,7 Nm$$

6.5.8 Návrhový výpočet čepu C

Dovolené napětí σ_{DO} :

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k} \quad (6.59)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{300}{1,5}$$

$$\sigma_{DO} = 200 MPa$$

Oblast 1:

$$\sigma_{OC1} = \frac{M_{OC1}}{W_{OC1}} \leq \sigma_{DO} \quad (6.60)$$

$$\sigma_{OC1} = \frac{M_{OC1}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{C}C1}^3}{32}} \Rightarrow d_{\check{C}C1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{OC1}}{\pi \cdot \sigma_{OC1}}}$$

$$d_{\check{C}C1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 56400}{\pi \cdot 200}}$$

$$d_{\check{C}C1} = 14,2 mm \Rightarrow \text{volím průměr hřídele } d_{\check{C}C1} = 24 mm$$

Oblast 2:

$$\sigma_{OC2} = \frac{M_{OC2}}{W_{OC2}} \leq \sigma_{DO} \quad (6.61)$$

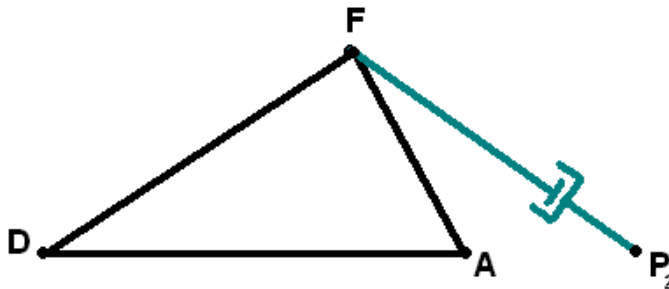
$$\sigma_{OC2} = \frac{M_{OC2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{C}C2}^3}{32}} \Rightarrow d_{\check{C}C2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{OC2}}{\pi \cdot \sigma_{OC2}}}$$

$$d_{\check{c}2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 62700}{\pi \cdot 200}}$$

$d_{\check{c}2} = 14,7\text{mm} \Rightarrow$ volím průměr hřídele $d_{\check{c}2}=35\text{mm}$

6.5.9 Výpočet čepů A, P₂ a F

Čepy obsahující přední delta prvek:



Obr. 79 Přední delta díl

Analogicky dle předchozího výpočtu 6.51- 6.56 čepu B byly vypočteny uvedené hodnoty čepů A, P₂ a F:

Čep A:

$$F_A = 14089\text{N}$$

Materiál: 11500

$$R_e = 300\text{MPa}$$

Bezpečnost $k=1,5$

l_A volím 160mm

Vypočteno:

$$M_{oAmax} = 563560\text{Nmm}$$

$$\sigma_{DO} = 200\text{MPa}$$

Dle [1] str. 55 volím $\tau_{DS}=55\text{MPa}$, dle [1] str. 54 volím $p_D=90\text{MPa}$

$d_{\check{c}A} = 30,6\text{mm} \Rightarrow$ dle [1] str. 449 volím průměr čepu B $d_{\check{c}A}=40\text{mm}$

Střih:

$$\tau_{Sa} = 5,6\text{MPa} \quad \tau_{SA} \leq \tau_{DS} \quad 5,6 \leq 55 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otlačení:

$$p_{\check{c}A} = 23,5\text{MPa} \quad p_{\check{c}A} \leq p_D \quad 23,5 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otlačení vidlice:

$$p_{RA} = 11,7\text{MPa} \quad p_{RA} \leq p_D \quad 11,7 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Čep P₂:

$$F_{P2} = 13641N$$

Materiál: 11500

$$R_e = 300MPa$$

Bezpečnost k=1,5

L_{P2} volím 160mm

Vypočteno:

$$M_{oP2max} = 545640Nmm$$

$$\sigma_{DO} = 200MPa$$

Dle [1] str. 55 volím $\tau_{DS}=55MPa$, dle [1] str. 54 volím $p_D=90MPa$

$d_{\check{c}P2} = 30,2mm \Rightarrow$ dle [1] str. 449 volím průměr čepu P₂ $d_{\check{c}P2}=40mm$

Střih:

$$\tau_{SP2} = 5,4MPa \quad \tau_{SP2} \leq \tau_{DS} \quad 5,4 \leq 55 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otlačení:

$$p_{\check{c}P2} = 22,7MPa \quad p_{\check{c}P2} \leq p_D \quad 22,7 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otlačení vidlice:

$$p_{RP2} = 11,4MPa \quad p_{RP2} \leq p_D \quad 11,4 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Čep F:

$$F_F = 13641N$$

Materiál: 11500

$$R_e = 300MPa$$

Bezpečnost k=1,5

l_F volím 100mm

Vypočteno:

$$M_{oFmax} = 341025Nmm$$

$$\sigma_{DO} = 200MPa$$

Dle [1] str. 55 volím $\tau_{DS}=55MPa$, dle [1] str. 54 volím $p_D=90MPa$

$d_{\check{c}F} = 25,9mm \Rightarrow$ dle [1] str. 449 volím průměr čepu F $d_{\check{c}F}=36mm$

Střih:

$$\tau_{SF} = 6,7MPa \quad \tau_{SF} \leq \tau_{DS} \quad 6,7 \leq 55 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otlačení:

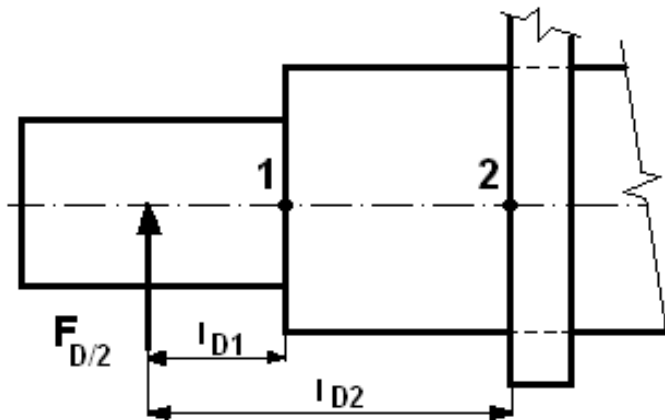
$$p_{\check{c}F} = 25,3MPa \quad p_{\check{c}F} \leq p_D \quad 25,3 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otlačení vidlice:

$$p_{RF} = 12,6MPa \quad p_{RF} \leq p_D \quad 12,6 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.5.10 Čep D

Čep D je konstrukčně řešen jako odstupňovaná hřídel pro uložení pojzdových kol. Ohybové momenty jsou určeny k bodům 1 a 2 dle obr. 80.



$$\begin{aligned}F_D &= 2507\text{N} \\ R_e &= 300\text{MPa} \\ \text{Materiál: } &11500 \\ \text{Bezpečnost } k &= 1,5 \\ L_{D1} &= 0,090\text{m} \\ L_{D2} &= 0,1\text{m}\end{aligned}$$

Obr. 80 Odstupňovaná hřídel – čep D

6.5.11 Ohybové momenty ve vyšetřovaných bodech 1 a 2

$$M_{OD1} = \frac{F_D}{2} \cdot l_{D1} \quad (6.92)$$

$$M_{OD1} = \frac{2507}{2} \cdot 0,090$$

$$M_{OD1} = 112,8\text{Nm}$$

$$M_{OD2} = \frac{F_D}{2} \cdot l_{D2} \quad (6.93)$$

$$M_{OD2} = \frac{2507}{2} \cdot 0,1$$

$$M_{OD2} = 125,4\text{Nm}$$

6.5.12 Návrhový výpočet čepu D

Dovolené napětí σ_{DO} :

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k} \quad (6.94)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{300}{1,5}$$

$$\sigma_{DO} = 200\text{MPa}$$

Oblast 1:

$$\sigma_{OD1} = \frac{M_{OD1}}{W_{oD1}} \leq \sigma_{DO} \quad (6.95)$$

$$\sigma_{OD1} = \frac{M_{OD1}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}D1}^3}{32}} \Rightarrow d_{\check{c}D1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{OD1}}{\pi \cdot \sigma_{OD1}}}$$

$$d_{\check{c}D1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 112800}{\pi \cdot 200}}$$

$d_{\check{c}D1} = 17,9\text{mm} \Rightarrow$ volím průměr hřídele $d_{\check{c}D1}=30\text{mm}$

Oblast 2:

$$\sigma_{OD2} = \frac{M_{OD2}}{W_{oD2}} \leq \sigma_{DO} \quad (6.96)$$

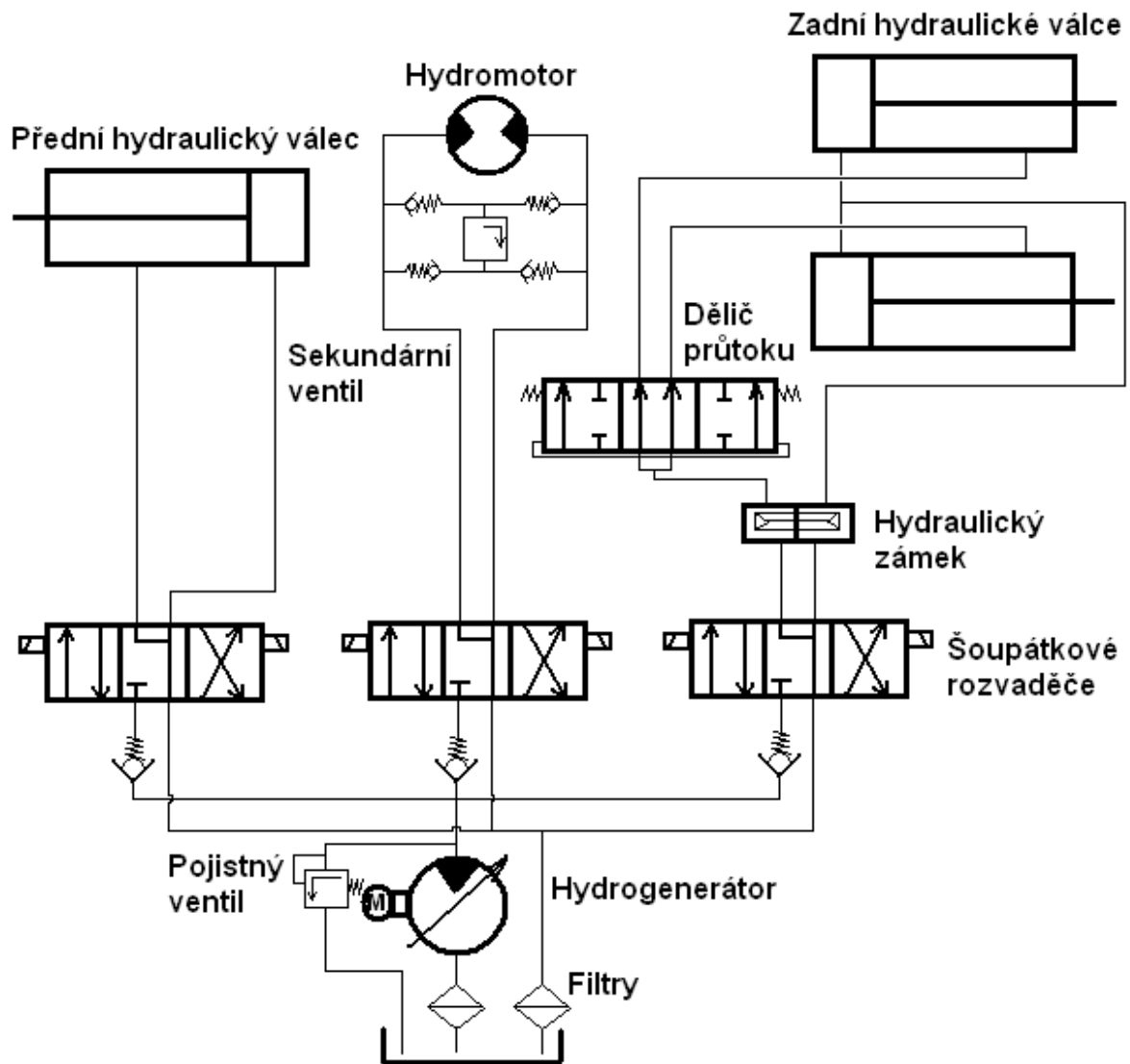
$$\sigma_{OD2} = \frac{M_{OD2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}D2}^3}{32}} \Rightarrow d_{\check{c}D2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{OD2}}{\pi \cdot \sigma_{OD2}}}$$

$$d_{\check{c}D2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 125400}{\pi \cdot 200}}$$

$d_{\check{c}D2} = 18,6\text{mm} \Rightarrow$ volím průměr hřídele $d_{\check{c}D2}=40\text{mm}$

7 Návrh hydrauliky zvedacího mechanismu

V obvodu je použito tří hydraulických válců. Zadní dvojice je osazena děličem průtoku pro rozdělení toku oleje. Celý systém je jištěn proti přetížení a také vybaven hydraulickým zámkem viz obr. 81.



Obr. 81 Schéma hydraulického obvodu

7.1 Stanovení průměrů pístnic dle zatěžujících sil

Přední píst:

Zatěžující síla působící na přední píst $F_{P2}=13641\text{N}$

7.1.1 Průměr pístnice přední

$$d_{P2} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{P2}}{\pi \cdot 16}} \quad (7.1)$$

$$d_{P2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13641}{\pi \cdot 16}}$$

$d_{P2} = 32,9\text{mm} \Rightarrow$ dle katalogu výrobce [26] volím průměr pístnice $d_{P2}=50\text{mm}$

Zadní píst:

Zatěžující síla působící na přední píst $F_{P1}=6820,5\text{N}$

7.1.2 Průměr pístnice zadní

$$d_{P1} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{P1}}{\pi \cdot 16}} \quad (7.2)$$

$$d_{P1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6820,5}{\pi \cdot 16}}$$

$d_{P1} = 23,3\text{mm} \Rightarrow$ dle katalogu výrobce [26] volím průměr pístnice $d_{P1}=40\text{mm}$

Ze zjištěných hodnot průměrů pístnic byly určeny hodnoty průměrů válců odpovídající hydraulickému válci dvojčinnému s tlumením. Dle [26] odpovídá průměr válce $D_{P1}=80\text{mm}$ a $D_{P2}=100\text{mm}$.

7.2 Objem hydraulických válců

Dle konstrukce jsou zdvihy pístů rovny $z_{P1}=0,15\text{m}$ a $z_{P2}=0,17\text{m}$

Přední válec:

$$V_{P2} = S_{P2} \cdot z_{P2} \quad S_{P2} = \frac{\pi \cdot D_{P2}^2}{4}$$

$$V_{P2} = \frac{\pi \cdot D_{P2}^2}{4} \cdot z_{P2} \quad (7.3)$$

$$V_{P2} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,17$$

$$V_{P2} = 1,33 \cdot 10^{-3} \text{m}^3$$

Zadní válec:

$$V_{P1} = 2 \cdot S_{P1} \cdot z_{P1}$$

$$V_{P1} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{P1}^2}{4} \cdot z_{P1} \quad (7.4)$$

$$V_{P1} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,080^2}{4} \cdot 0,15$$

$$V_{P1} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{m}^3$$

7.3 Průtoky hydraulickými válci

Dobu trvání zdvihu volím $t_z=15s$

Přední válec:

$$Q_2 = \frac{V_{P2}}{t_z} \quad (7.5)$$

$$Q_2 = \frac{1,33 \cdot 10^{-3}}{15}$$

$$Q_2 = 8,87 \cdot 10^{-5} m^3 s^{-1}$$

Zadní válec:

$$Q_1 = \frac{V_{P1}}{t_z} \quad (7.6)$$

$$Q_1 = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{15}$$

$$Q_1 = 1 \cdot 10^{-4} m^3 s^{-1}$$

Celkový průtok:

$$Q_C = Q_1 + Q_2 \quad (7.7)$$

$$Q_C = 1 \cdot 10^{-4} + 8,87 \cdot 10^{-5}$$

$$Q_C = 1,887 \cdot 10^{-4} m^3 s^{-1}$$

7.4 Otáčky generátoru

Objem hydrogenerátoru viz [24] $D_{HG}=8,3cm^3$

Rozmezí nominálních otáček udávané výrobcem $n_{HG}=(200-4000)ot/min$

Otáčky generátoru vypočteny dle vztahu [2]

$$n_{HG} = \frac{Q_C}{D_{HG}} \quad (7.8)$$

$$n_{HG} = \frac{1,887 \cdot 10^{-4}}{8,3 \cdot 10^{-6}}$$

$$n_{HG} = 22,7 s^{-1} = 1364 min^{-1}$$

7.5 Rychlost hydraulických válců

Přední válec:

$$\begin{aligned}v_{P2} &= \frac{Q_2}{S_{P2}} & S_{P2} &= \frac{\pi \cdot D_{P2}^2}{4} \\v_{P2} &= \frac{Q_2}{\frac{\pi \cdot D_{P2}^2}{4}} & & (7.9) \\v_{P2} &= \frac{8,87 \cdot 10^{-5}}{\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}} \\v_{P2} &= 0,0113 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}$$

Zadní válec:

$$\begin{aligned}v_{P1} &= \frac{Q_1}{S_{P1}} & S_{P1} &= \frac{\pi \cdot D_{P1}^2}{4} \\v_{P1} &= \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot D_{P1}^2}{4}} & & (7.10) \\v_{P1} &= \frac{1 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,080^2}{4}} \\v_{P1} &= 0,0199 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}$$

7.6 Rychlost v potrubí

Průměr potrubí stanoven dle [22] $d_p=31,8\text{mm}$

Přední válec:

$$\begin{aligned}v_{p2} &= \frac{Q_2}{S_{p2}} & S_{p2} &= \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \\v_{p2} &= \frac{Q_2}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} & & (7.11) \\v_{p2} &= \frac{8,87 \cdot 10^{-5}}{\frac{\pi \cdot 0,0318^2}{4}} \\v_{p2} &= 0,111 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}$$

Zadní válec:

$$v_{p1} = \frac{Q_1}{S_{p1}} \quad S_{p1} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$$
$$v_{p1} = \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} \quad (7.12)$$
$$v_{p1} = \frac{1 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,0318^2}{4}}$$
$$v_{p1} = 0,126 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

7.6.1 Reynoldsovo číslo pro potrubí přední

Kinematická viskozita oleje dle [23] je rovna $\nu = 0,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

$$R_{e2} = \frac{v_{p2} \cdot d_p}{\nu} = \frac{0,111 \cdot 0,0318}{0,15 \cdot 10^{-4}} \quad (7.13)$$

$$R_{e2} = 265 \Rightarrow \text{laminární proudění}$$

7.6.2 Reynoldsovo číslo pro potrubí zadní

$$R_{e1} = \frac{v_{p1} \cdot d_p}{\nu} = \frac{0,126 \cdot 0,0318}{0,15 \cdot 10^{-4}} \quad (7.14)$$

$$R_{e1} = 267,1 \Rightarrow \text{laminární proudění}$$

7.7 Stanovení odporů

Dle katalogu [23] pro olej SHELL TELLUS T15 byla určena hustota $\rho = 877 \text{ kg/m}^3$. Délka úseku potrubí l_{p1} a $l_{p2} = 2 \text{ m}$.

7.7.1 Odpor proti ZRYCHLENÍ nositele energie v POTRUBÍ

Přední válec:

$$H_2 = \frac{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_{p2} \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}\right)^2} \quad H_2 = \frac{\frac{\pi \cdot 0,0318^2}{4} \cdot 2 \cdot 877}{\left(\frac{\pi \cdot 0,0318^2}{4}\right)^2} \quad (7.15)$$

$$H_2 = 2,21 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^4$$

Zadní válec:

$$H_1 = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_{p1} \cdot \rho \quad H_1 = \frac{\pi \cdot 0,0318^2}{4} \cdot 2.877 \quad (7.16)$$
$$2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}\right)^2 \quad 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,0318^2}{4}\right)^2$$
$$H_1 = 1,104 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^4$$

7.7.2 Odpor proti ZRYCHLENÍ nositele energie ve VÁLCI

Zátěž pro přední píst $m_2=1361,4\text{kg}$, zadní píst $m_1=680,7\text{kg}$

Přední válec:

$$H_{z2} = \frac{m_2}{S_{P2}^2} \quad S_{P2} = \frac{\pi \cdot D_{P2}^2}{4}$$
$$H_{z2} = \frac{m_2}{\left(\frac{\pi \cdot D_{P2}^2}{4}\right)^2} \quad (7.17)$$
$$H_{z2} = \frac{1361,4}{\left(\frac{\pi \cdot 0,100^2}{4}\right)^2} \quad H_{z2} = 2,207 \cdot 10^7 \text{ kg} \cdot \text{m}^4$$

Zadní válec:

$$H_{z1} = \frac{m_1}{2 \cdot S_{P1}^2} \quad S_{P1} = \frac{\pi \cdot D_{P1}^2}{4}$$
$$H_{z1} = \frac{m_1}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{P1}^2}{4}\right)^2} \quad (7.18)$$
$$H_{z1} = \frac{680,7}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,080^2}{4}\right)^2} \quad H_{z1} = 1,347 \cdot 10^7 \text{ kg} \cdot \text{m}^4$$

7.7.3 Součet odporů proti zrychlení

$$H_C = H_1 + H_{01} + \frac{H_{z1} \cdot (H_2 + H_{02} + H_{z2})}{H_2 + H_{02} + H_{z2} + H_{z1}} \quad (7.19)$$

$$H_C = 1,104 \cdot 10^6 + 1,104 \cdot 10^6 + \frac{1,347 \cdot 10^7 \cdot (2,21 \cdot 10^6 + 2,21 \cdot 10^6 + 2,207 \cdot 10^7)}{2,21 \cdot 10^6 + 2,21 \cdot 10^6 + 2,207 \cdot 10^7 + 1,347 \cdot 10^7}$$

$$H_C = 1,115 \cdot 10^7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

7.8 Tlakový spád ideálního spotřebiče

Přední válec:

$$\begin{aligned}\Delta p_{MS2} &= \frac{F_{P2}}{S_{P2}} & S_{P2} &= \frac{\pi \cdot D_{P2}^2}{4} \\ \Delta p_{MS2} &= \frac{F_{P2}}{\frac{\pi \cdot D_{P2}^2}{4}} = \frac{27282}{\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}} = 3,473 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (7.20)$$

Zadní válec:

$$\begin{aligned}\Delta p_{MS1} &= \frac{F_{P1}}{S_{P1}} & S_{P1} &= \frac{\pi \cdot D_{P1}^2}{4} \\ \Delta p_{MS1} &= \frac{F_{P1}}{\frac{\pi \cdot D_{P1}^2}{4}} = \frac{13641}{\frac{\pi \cdot 0,080^2}{4}} = 2,713 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (7.21)$$

7.8.1 Celkový tlakový spád

$$\begin{aligned}\Delta p_{MS} &= \Delta p_{MS1} + \Delta p_{MS2} & (7.22) \\ \Delta p_{MS} &= 2,713 + 3,473 \\ \Delta p_{MS} &= 6,186 \text{ MPa}\end{aligned}$$

7.9 Odpor proti ZRYCHLENÍ nositele energie

Odpor proti pohybu odvozen dle [2].

Přední válec:

$$\begin{aligned}R_2 &= \frac{170 \cdot v \cdot l_{p1} \cdot \rho}{\pi \cdot d_p^4} & (7.23) \\ R_2 &= \frac{170 \cdot 0,15 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 877}{\pi \cdot 0,0318^4} = 1,392 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}\end{aligned}$$

Zadní válec:

$$R_1 = \frac{170 \cdot v \cdot l_{p1} \cdot \rho}{2 \cdot \pi \cdot d_p^4} \quad (7.24)$$

$$R_1 = \frac{170 \cdot 0,15 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 877}{2 \cdot \pi \cdot 0,0318^4} = 6,961 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$$

7.9.1 Celkový odpor proti ZRYCHLENÍ nositele energie

$$R_C = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \quad (7.25)$$

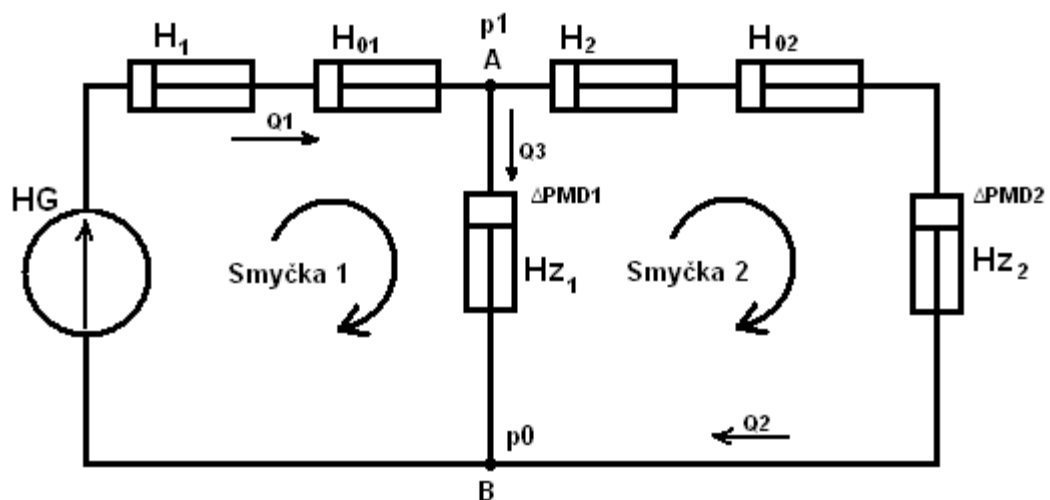
$$R_C = \frac{6,961 \cdot 10^5 \cdot 1,392 \cdot 10^6}{6,961 \cdot 10^5 + 1,392 \cdot 10^6} = 4,640 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$$

7.10 Určení doby rozběhu

$$t_r = Q_C \cdot \frac{H_C}{\Delta p_G - \Delta p_{MS}} = 1,887 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1,115 \cdot 10^7}{16 \cdot 10^6 - 6,186 \cdot 10^6} \quad (7.26)$$

$$t_r = 2,14 \cdot 10^{-4} \text{ s}$$

7.11 Schéma řazení odporů proti pohybu nositele energie



Obr. 82 Řazení odporů proti pohybu nositele energie

Pro uzel A platí:

$$Q_1 - Q_2 - Q_3 = 0 \Rightarrow Q_2 = Q_1 - Q_3 \quad (7.27)$$

7.12.1 Smyčka 1

$$(H_1 + H_{01}) \cdot Q_1 + H_{Z1} \cdot Q_3 = \Delta p_{SG} \quad (7.28)$$

7.12.2 Smyčka 2

$$(H_2 + H_{02} + H_{z2}) \cdot Q_2 - H_{z1} \cdot Q_3 = 0 \quad (7.29)$$

Dosazením rovnice (7.27) do rovnice (7.29):

$$(H_2 + H_{02} + H_{z2}) \cdot (Q_1 - Q_3) - H_{z1} \cdot Q_3 = 0$$

Po úpravě:

$$Q_3 = \frac{(H_2 + H_{02} + H_{z2})}{(H_2 + H_{02} + H_{z2} + H_{z1})} \cdot Q_1 \quad (7.30)$$

$$Q_3 = \frac{(2,21 \cdot 10^6 + 2,21 \cdot 10^6 + 2,207 \cdot 10^7)}{(2,21 \cdot 10^6 + 2,21 \cdot 10^6 + 2,207 \cdot 10^7 + 1,347 \cdot 10^7)} \cdot 1 \cdot 10^{-4}$$

$$Q_3 = 6.629 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

7.13 Tlakový spád na hydrogenerátoru ΔP_{SG}

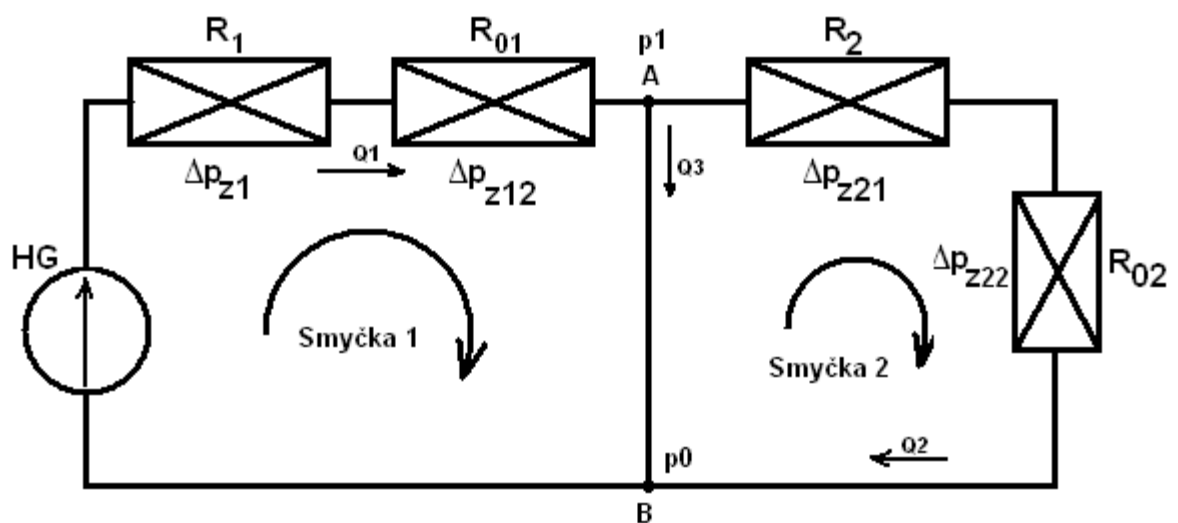
Po dosazení Q_3 :

$$(H_1 + H_{01}) \cdot Q_1 + H_{z1} \cdot Q_3 = \Delta P_{SG} \quad (7.31)$$

$$(1,104 \cdot 10^6 + 1,104 \cdot 10^6) \cdot 1 \cdot 10^{-4} + 1,347 \cdot 10^7 \cdot 6.629 \cdot 10^{-5} = \Delta P_{SG}$$

$$\Delta P_{SG} = 1,113 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

7.14 Schéma řazení odporů proti zrychlení nositele energie



Obr 83 Řazení odporů proti zrychlení nositele energie

7.14.1 Smyčka 1

$$(R_1 + R_{01}) \cdot Q_1 = \Delta p_{zG} \quad (7.32)$$

7.14.2 Smyčka 2

$$(R_2 + R_{02}) \cdot Q_2 = 0 \quad (7.33)$$

Dosazením do rovnice (7.32):

$$\Delta p_{zG} = (R_1 + R_{01}) \cdot Q_1 \quad (7.34)$$

$$\Delta p_{zG} = (6,961 \cdot 10^5 + 6,961 \cdot 10^5) \cdot 1 \cdot 10^{-4}$$

$$\Delta p_{zG} = 139,22 Pa$$

7.15 Přeměna kinetické energie přepravovaných hmot

$$\Delta p_{MD} = H_C \cdot \frac{dQ_C}{dt_r} \quad (7.35)$$

$$\Delta p_{MD} = 1,115 \cdot 10^7 \cdot \frac{1,887 \cdot 10^{-4}}{2,14 \cdot 10^{-4}}$$

$$\Delta p_{MD} = 9831799 Pa$$

7.16 Tlak na hydrogenerátoru

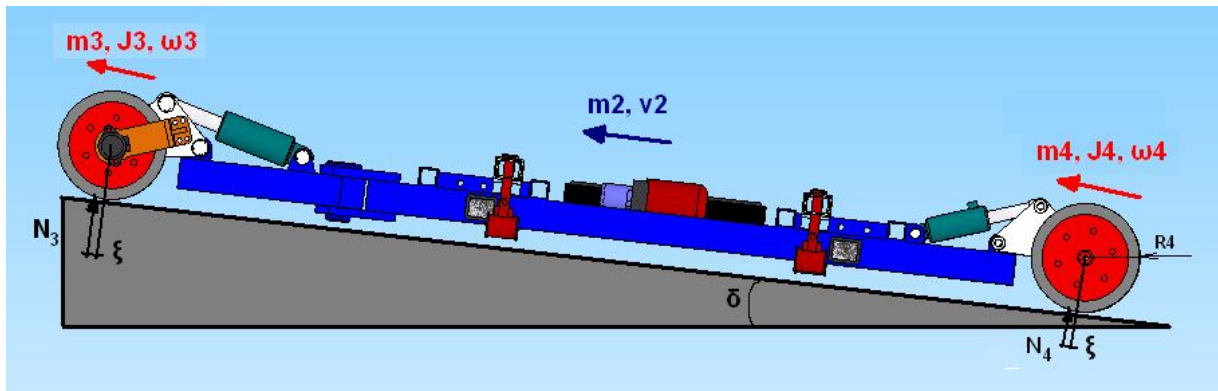
$$\Delta p_G = \Delta p_{MS} + \Delta P_{SG} + \frac{\Delta p_{SG}}{\eta_v} \cdot \frac{S_{V1} - S_{pV1}}{S_{V1}} + \Delta p_{SG} + \frac{\Delta p_{SG}}{\eta_v} \cdot \frac{S_{V2} - S_{pV2}}{S_{V2}} + \Delta p_{zG} + \frac{\Delta p_{zG}}{\eta_v} + \frac{\Delta p_{MD}}{\eta_v} \quad (7.36)$$

$$\Delta p_G = 6,186 \cdot 10^6 + 1,113 \cdot 10^3 + \frac{1,113 \cdot 10^3}{0,95} \cdot \frac{0,080^2 - 0,040^2}{0,080^2} + 1,113 \cdot 10^3 + \frac{1,113 \cdot 10^3}{0,95} \cdot \frac{0,1^2 - 0,050^2}{0,1^2} + 139,22 + \frac{139,22}{0,95} + \frac{9831799}{0,95}$$

$$\Delta p_G = 16,54 MPa$$

8 Návrh pohonu

Výpočet proveden dle [2]



Obr. 84 Zařízení na nakloněné rovině

8.1 Lagrangeova rovnice

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q} + \frac{\partial W}{\partial \dot{q}} + \frac{\partial E_p}{\partial q} = Q_j = \frac{\partial P}{\partial \dot{q}} \quad (8.1)$$

8.2 Rovnice kinetické energie

$$E_k = \frac{1}{2} m_2 v_2^2 + \frac{1}{2} J_3 \omega_3^2 + \frac{1}{2} m_3 v_3^2 + \frac{1}{2} m_4 v_4^2 + \frac{1}{2} J_4 \omega_4^2 \quad (8.2)$$

Doplňkové rovnice:

$$v_2 = R_3 \omega_3 \quad R_4 \omega_4 = R_3 \omega_3$$

$$v_3 = R_3 \omega_3 \quad \omega_4 = \frac{R_3 \omega_3}{R_4}$$

$$v_4 = R_3 \omega_3$$

Po dosazení doplňkových rovnic do rovnice (8.2):

$$E_k = \frac{1}{2} m_2 (R_3 \omega_3)^2 + \frac{1}{2} J_3 \omega_3^2 + \frac{1}{2} m_3 (R_3 \omega_3)^2 + \frac{1}{2} m_4 (R_3 \omega_3)^2 + \frac{1}{2} J_4 \left(\frac{R_3 \omega_3}{R_4} \right)^2 \quad (8.3)$$

Po úpravě:

$$E_k = \frac{1}{2} \dot{q}^2 \cdot \left[m_2 R_3^2 + J_3 + m_3 R_3^2 + m_4 R_3^2 + J_4 \left(\frac{R_3}{R_4} \right)^2 \right] \quad (8.4)$$

$$C = \left[m_2 R_3^2 + J_3 + m_3 R_3^2 + m_4 R_3^2 + J_4 \left(\frac{R_3}{R_4} \right)^2 \right] \quad (8.5)$$

Derivace:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) = \frac{1}{2} \dot{q}^2 \cdot (C) = \ddot{q} \cdot C \quad (8.6)$$

8.3 Rovnice výkonů

$$P = M_3 \omega_3 - m_2 g \sin \delta v_2 - N_3 \xi \omega_3 - N_4 \xi \frac{R_3}{R_4} \omega_3 - m_3 g \sin \delta R_3 \omega_3 - m_4 g \sin \delta R_3 \omega_3 \quad (8.7)$$

Po úpravě:

$$P = \dot{q} \cdot \left[M_3 - m_2 g \sin \delta R_3 - N_3 \xi - N_4 \xi \frac{R_3}{R_4} - m_3 g \sin \delta R_3 - m_4 g \sin \delta R_3 \right] \quad (8.8)$$

$$D = \left[M_3 - m_2 g \sin \delta R_3 - N_3 \xi - N_4 \xi \frac{R_3}{R_4} - m_3 g \sin \delta R_3 - m_4 g \sin \delta R_3 \right] \quad (8.9)$$

Derivace:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) = \frac{\partial P}{\partial \dot{q}} \Rightarrow \ddot{q} \cdot C = D \quad (8.10)$$

Doplňkové rovnice:

$$\omega_3 = \frac{v_2}{R_3} \Rightarrow \dot{q} = \frac{v_2}{R_3} \quad \ddot{q} = \frac{a_2}{R_3}$$

Dosazení do konstanty C dle parametrů vycházejících z konstrukce

zařízení:

$R_4=0,15\text{m}$, $R_3=0,15\text{m}$, $m_4=6,2\text{kg}$, $m_3=6,2\text{kg}$, $m_2=2280\text{kg}$, $J_3=0,06975\text{kg/m}^2$,
 $J_4=0,06975\text{kg/m}^2$

$$C = \left[m_2 R_3^2 + J_3 + m_3 R_3^2 + m_4 R_3^2 + J_4 \left(\frac{R_3}{R_4} \right)^2 \right] \quad (8.11)$$

$$C = \left[2280 \cdot 0,15^2 + 0,06975 + 6,2 \cdot 0,15^2 + 6,2 \cdot 0,15^2 + 0,06975 \left(\frac{0,15}{0,15} \right)^2 \right]$$

$$C = 51,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Po dosazení neznámých C a D do rovnice: $\ddot{q} \cdot C = D \Rightarrow \frac{a_2}{R_3} \cdot C = D$

$$\frac{a_2}{R_3} \cdot C = M_3 - m_2 g \sin \delta R_3 - N_3 \xi - N_4 \xi \frac{R_3}{R_4} - m_3 g \sin \delta R_3 - m_4 g \sin \delta R_3 \quad (8.12)$$

Po úpravě:

$$g=9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}, \delta=5^\circ, \xi=0,002 \text{ m}, N_3=5104 \text{ N}, N_4=2507 \text{ N}$$

$$M_3 = \frac{a_2}{R_3} \cdot C + m_2 g \sin \delta R_3 - N_3 \xi - N_4 \xi \frac{R_3}{R_4} - m_3 g \sin \delta R_3 - m_4 g \sin \delta R_3 \quad (8.13)$$

$$M_3 = 337,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

8.4 Pohonná jednotka

8.4.1 Geometrický objem hydromotoru

$$D = \frac{M \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1000}{P_G \cdot \eta_M} \quad (8.14)$$

$$D = \frac{357,3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1000}{16000 \cdot 0,7}$$

$$D = 200,4 \text{ cm}^3$$

8.4.2 Průtok hydromotorem

$$Q_{HM} = \frac{D \cdot N}{1000 \cdot \eta_P} \quad (8.15)$$

$$Q_{HM} = \frac{200 \cdot 50}{1000 \cdot 0,85}$$

$$Q_{HM} = 11,76l/min$$

Volím dle [21] rotační pomaluběžný hydromotor CP200 viz obr. 85



Obr. 85 Rotační hydromotor CP200 [21]

8.4.3 Výkon hydromotoru

$$P_{HM} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_k \cdot N}{60} \quad (8.16)$$

$$P_{HM} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 357,3 \cdot 50}{60}$$

$$P_{HM} = 1870,8W$$

8.4.4 Příkon hydromotoru:

$$P_{HMIn} = \frac{P \cdot Q_{HM}}{60 \cdot \eta_{HM}} \quad (8.17)$$

$$P_{HMIn} = \frac{16000 \cdot 11,76}{60 \cdot 0,85}$$

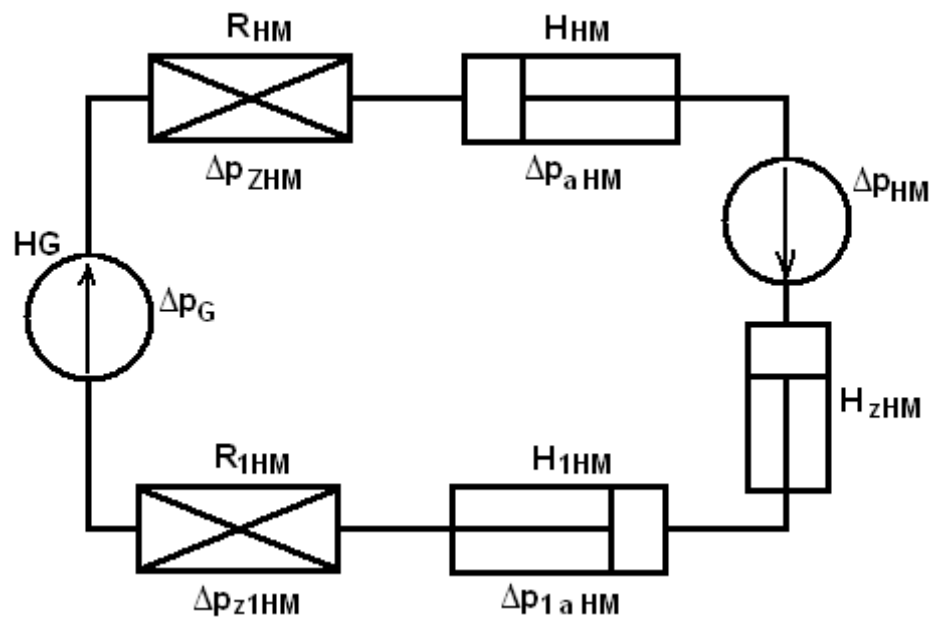
$$P_{HMIn} = 3689,4W$$

8.4.5 Otáčky hydromotoru:

$$n_{HM} = \frac{Q_{HM}}{D_{HG}} \quad n_{HM} = \frac{11760}{8,3} \quad (8.18)$$

$$n_{HM} = 1416,9 \text{ min}^{-1}$$

8.5 Schéma hydraulického obvodu



Obr. 86 Schématické znázornění obvodu

Potrubí hydromotoru voleno dle [22], Hadice 1SN, $d_{pHM}=19\text{mm}$

8.6 Rychlost v potrubí

$$v_{pHM} = \frac{Q_{HM}}{S_{pHM}} \quad S_{pHM} = \frac{\pi \cdot d_{pHM}^2}{4}$$

$$v_{pHM} = \frac{Q_{HM}}{\frac{\pi \cdot d_{pHM}^2}{4}} \quad (8.19)$$

$$v_{pHM} = \frac{1,96 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,019^2}{4}} = 0,691 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

8.7 Odpor proti zrychlení nositele energie v potrubí

$$H_{HM} = \frac{\pi \cdot d_{pHM}^2 \cdot l_{pHM} \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot d_{pHM}^2}{4}\right)^2} \quad (8.20)$$

$$H_{HM} = \frac{\pi \cdot 0,019^2 \cdot 2 \cdot 877}{\left(\frac{\pi \cdot 0,019^2}{4}\right)^2} = 6,186 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

8.8 Odpor proti zrychlení nositele energie pro rotační pohyb

$$H_{zHM} = \frac{J}{\left(\frac{D_{HM}}{2 \cdot \pi}\right)^2} \quad (8.21)$$

$$H_{zHM} = \frac{61,158}{\left(\frac{200 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \pi}\right)^2} = 6,036 \cdot 10^{10} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

8.9 Součet odporů proti zrychlení nositele energie v potrubí

$$H_{HMC} = H_{HM} + H_{1HM} + H_{zHM} \quad (8.22)$$

$$H_{HMC} = 6,186 \cdot 10^6 + 6,186 \cdot 10^6 + 6,036 \cdot 10^{10}$$

$$H_{HMC} = 6,037 \cdot 10^{10} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

8.10 Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{v_{pHM} \cdot d_{pHM}}{\nu} \quad (8.23)$$

$$Re = \frac{0,691 \cdot 0,019}{0,15 \cdot 10^{-4}} = 875,3 \Rightarrow \text{laminární proudění}$$

8.11 Odpor proti pohybu nositele energie

$$R_{HM} = \frac{170 \cdot \nu \cdot l_{pHM} \cdot \rho}{\pi \cdot d_{pHM}^4} \quad (8.24)$$

$$R_{HM} = \frac{170 \cdot 0,15 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 877}{\pi \cdot 0,019^4} = 10,9925 \cdot 10^6 Pa \cdot s \cdot m^{-3}$$

8.12 Tlakový spád ideálního spotřebiče

Účinnost hydromotoru dle [21] $\eta_{HM}=0,8$, geometrický objem $D_{HM}=200 \cdot 10^{-6} m^3$

$$\Delta p_{HMS} = \frac{M_3 \cdot 2 \cdot \pi}{D_{HM} \cdot \eta_{HM}} \quad (8.25)$$

$$\Delta p_{HMS} = \frac{357,3 \cdot 2 \cdot \pi}{200 \cdot 10^{-6} \cdot 0,8} = 14,031 MPa$$

8.13 Doba rozběhu

$$t_{rHM} = \frac{Q_M}{1000 \cdot 60} \cdot \frac{H_{HMC}}{\Delta p_G - \Delta p_{MS}} \quad (8.26)$$

$$t_{rHM} = \frac{11,76}{1000 \cdot 60} \cdot \frac{6,037 \cdot 10^{10}}{16 \cdot 10^6 - 14,031 \cdot 10^6}$$

$$t_{rHM} = 6s$$

8.14 Přeměna kinetické energie dopravovaných hmot

$$\Delta p_{HM} = H_{HM} \cdot \frac{dQ_{HM}}{dt_{rHM}} \quad (8.27)$$

$$\Delta p_{HM} = 6,186 \cdot 10^6 \cdot \frac{11,76 \cdot 10^{-3}}{6} = 12124,56 Pa$$

8.15 Tlakový spád odporu proti pohybu nositele energie

$$\Delta p_{zHM} = R_{HM} \cdot Q_{HM} \quad (8.28)$$

$$\Delta p_{zHM} = 10,9925 \cdot 10^6 \cdot 11,76 \cdot 10^{-3}$$

$$\Delta p_{zHM} = 129271,8 Pa$$

8.16 Tlakový spád odporu proti zrychlení nositele energie

$$\Delta p_{aHM} = H_{1HM} \cdot \frac{\partial Q_{HM}}{\partial t_{rHM}} \quad (8.29)$$

$$\Delta p_{aHM} = 6,186 \cdot 10^6 \cdot \frac{11,76 \cdot 10^{-3}}{6} = 12124,56 Pa$$

8.17 Tlak na hydrogenerátoru

$$\Delta p_G = \Delta p_{HMS} + \Delta p_{HM} + 2 \cdot \Delta p_{aHM} + 2 \cdot \Delta p_{zHM} \quad (8.30)$$

$$\Delta p_G = 14,031 \cdot 10^6 + 12,124,56 + 2 \cdot 12124,56 + 2 \cdot 129271,8$$

$$\Delta p_G = 14,326 MPa$$

8.18 Výpočet přírubové spojky pohonu

Dle rovnice 8.13 byl vypočten krouticí moment $M_3=337,3Nm$. Provozní součinitel volím $k=1$.

8.18.1 Výpočtový točivý moment

$$M_v = k \cdot M_k \quad (8.31)$$

$$M_v = 1 \cdot 337,3$$

$$M_v = 337,3 Nm$$

8.18.2 Průměr vrtání náboje

τ_{dn} voleno dle 42 2424

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_v}{\pi \cdot \tau_n}} \quad (8.32)$$

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{2.337,3}{\pi \cdot 30.60}}$$

$$d_n = 0,019m \Rightarrow \text{volím } d_n = 25mm$$

8.18.3 Obvodová síla na roztečné kružnici

$$F_o = \frac{2 \cdot M_v}{D_s} \quad (8.33)$$

$$F_o = \frac{2.337,3}{0,1}$$

$$F_o = 6746N$$

D_s – průměr roztečné kružnice

8.18.4 Síla připadající na jeden šroub

Počet šroubů volím $i=5$

$$F_{1š} = \frac{F_o}{i} \quad (8.34)$$

$$F_{1š} = \frac{6746}{5}$$

$$F_{1š} = 1349,2N$$

8.18.5 Tlak mezi šroubem a kotoučem

Dovolené napětí $p_{sd}=140MPa$ dle [1] str. 54.

d_{s1} – střední průměr závitu

l_s – délka šroubu v přírubě

$$p_s = \frac{F_{1š}}{d_{s1} \cdot l_s} \quad (8.35)$$

$$p_s = \frac{1349,2}{0,011 \cdot 0,035}$$

$$p_s = 4,088Mpa$$

8.18.6 Průřez šroubu

$$A = \frac{\pi \cdot d_{s1}^2}{4} \quad (8.36)$$

$$A = \frac{\pi \cdot 0,011^2}{4}$$

$$A = 9,5 \cdot 10^{-5} m^2$$

8.18.7 Skutečné smykové napětí

Dovolené smykové napětí šroubového spoje $\tau_{dš}=30\text{Mpa}$ dle [1]

$$\tau_{š} = \frac{F_{1š}}{A} \quad (8.37)$$

$$\tau_{š} = \frac{1349,2}{9,5 \cdot 10^{-5}}$$

$$\tau_{š} = 14,2\text{MPa}$$

$$\tau_{š} \leq \tau_{dš} \quad 14,2 \leq 30 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

9 MKP výpočet s softwaru I-Deas

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda sloužící k simulaci průběhů napětí, deformací, vlastních frekvencí, proudění tepla, jevů elektromagnetismu, proudění tekutin atd. na vytvořeném fyzikálním modelu. Její princip spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do určitého (konečného) počtu prvků, přičemž zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech. MKP je užívána především pro kontrolu již navržených zařízení, nebo pro stanovení kritického (nejnamáhanějšího) místa konstrukce. Ačkoliv jsou principy této metody známy již delší dobu, k jejímu masovému využití došlo teprve s nástupem moderní výpočetní techniky. [27]

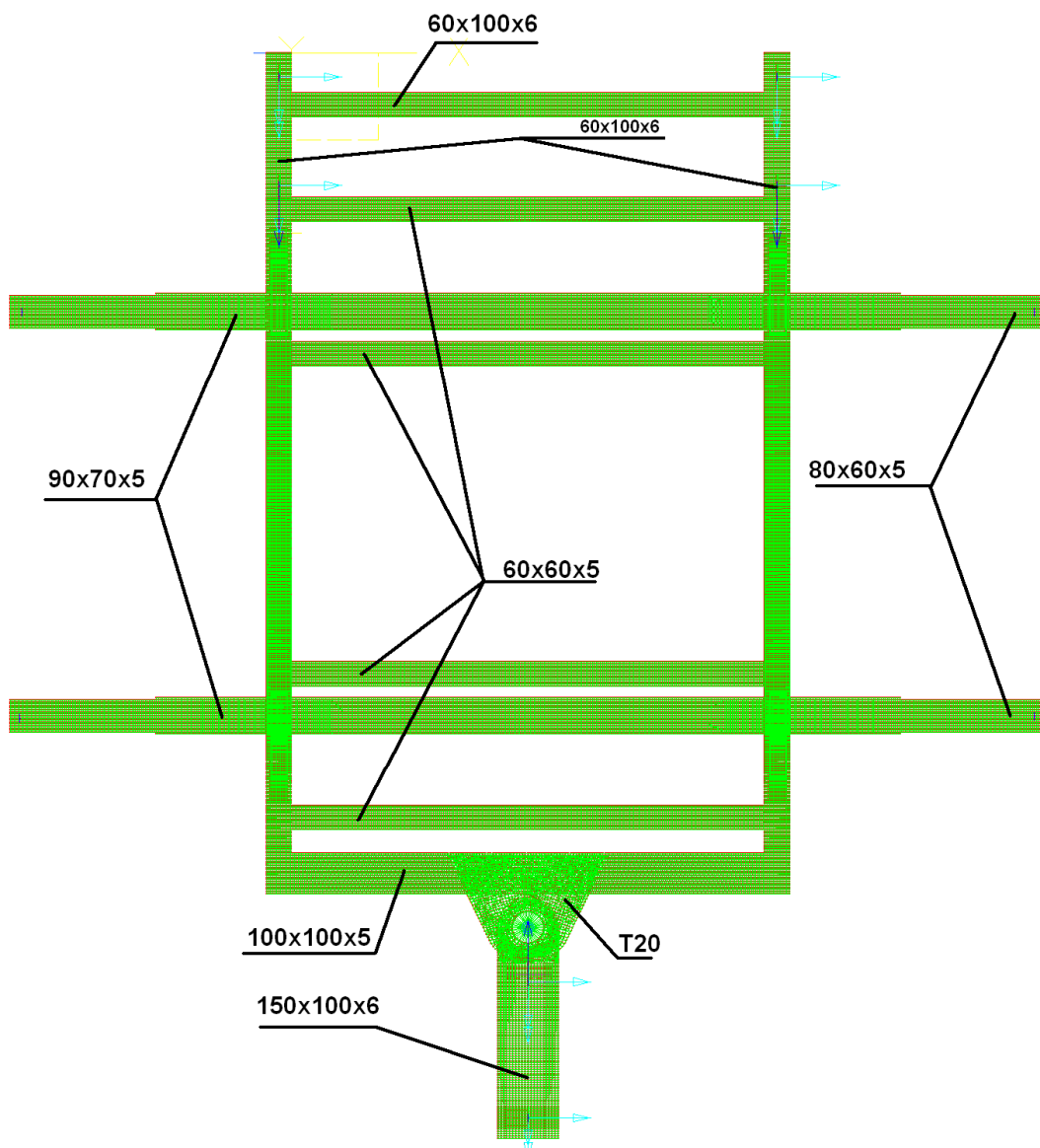
9.1 Postup tvorby modelu pro MKP výpočet

Nejprve byl vytvořen 3D objemový model hlavních funkčních prvků zvedacího zařízení. Následně byla na tento model aplikována konečnoprvková síť. Takto vytvořená skořepina byla dle reálných rozměrů upravena na patřičné rozměry použitých profilů konstrukce. Do modelu byla zanesena reálná hodnota tloušťek jednotlivých profilů. Provedení modelu obsahuje některá zjednodušení z důvodu snadnějšího modelování. Tato zjednodušení však ovlivní výsledky výpočtu jen minimálně a tak je lze akceptovat.

Hustota prvků v síti byla zvolena 5mm a považují ji za dostatečnou. Jelikož je konstrukce tvořena převážně z obdélníkových profilů, bylo použito mapované síťování, pouze u delta dílů jsem užil síťování volné. Jako spojení byl využit prvek „Rigid“. Tyto spojovací uzly byly zatíženy silami dle předchozích výpočtů. Použité vazby odpovídají co nejpřesněji skutečným vazbám mechanismu. Pro MKP výpočet byl uvažován stav, kdy je zařízení nejvíce namáháno, čemuž odpovídá stav, kdy je vrtulník zvednutý v nejvyšší možné výšce.

9.2 MKP Rámu

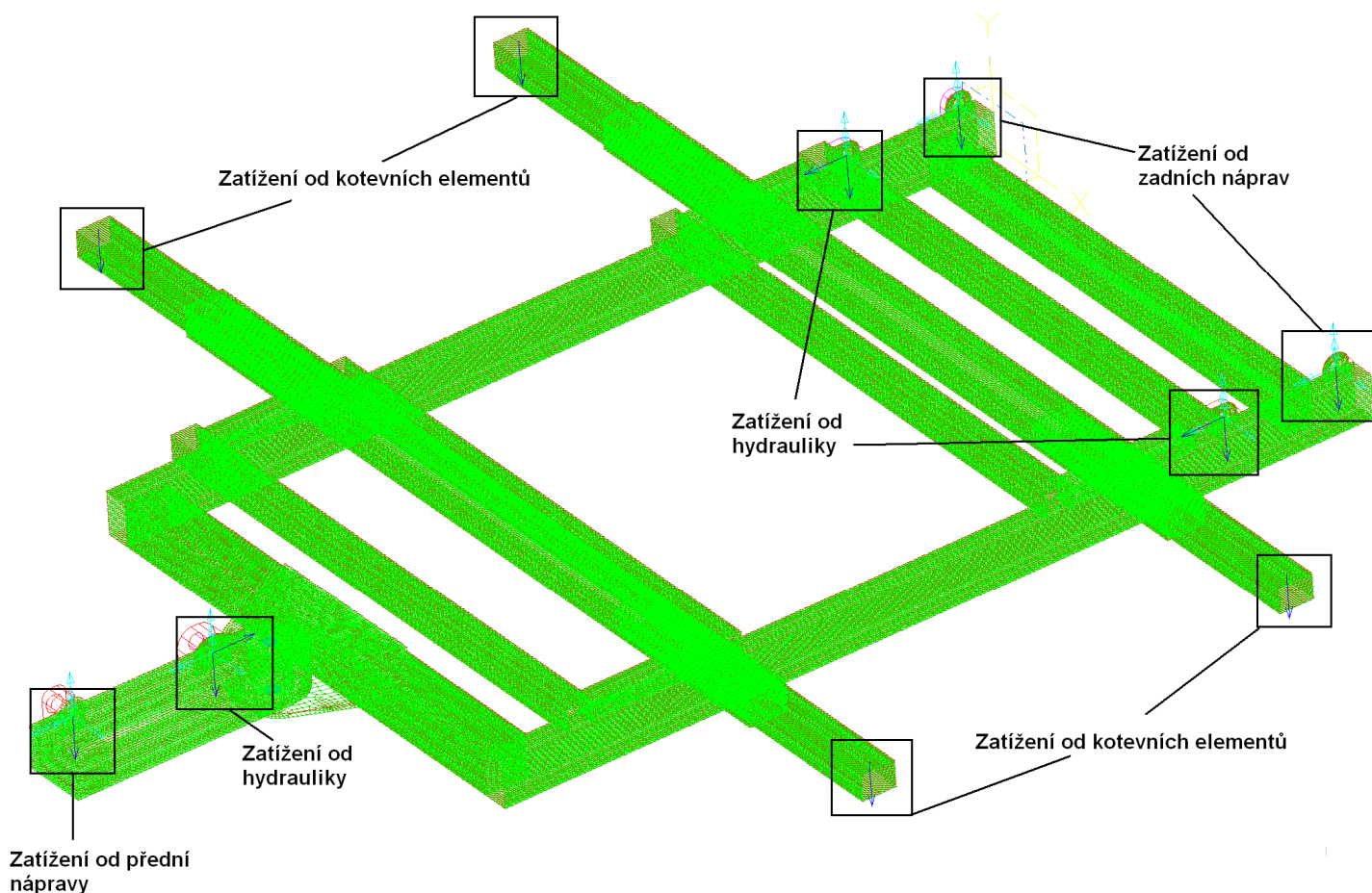
Hlavní rám je tvořen obdélníkovými profily o jednotné výšce 100mm. Materiál 11523. Největší profil byl kvůli dostatečné tuhosti konstrukce volen 100x100mm. Ostatní profily byly voleny dle obr. 87.



Obr. 87 Použité profily rámu

9.2.1 Simulace zatížení rámu

Znázorněné silové zatížení vychází z předchozích výpočtů. Jednotlivé uzly byly nahrazeny vazbami nejvíce odpovídající reálnému stavu. Pouze v okolí náhradních vazeb realizovanými prvky „Rigid“ lze očekávat zkreslení výsledků vlivem nedokonalé simulace spojení. Na obr. 88 je znázorněno simulované zatížení konstrukce rámu.



Obr. 88 Zatížení rámu

9.3.3 Průběh napětí v rámu

Po kompletním vytvoření všech funkčních vazeb byl spuštěn MKP výpočet a výsledky jsou zobrazeny na obr. 89 a obr 90. Deformace rámu ve svém maximu dosáhla hodnotu 3,7mm. Průběh deformace jednotlivých segmentů rámu odpovídá předpokládanému průběhu. Maximální hodnota napětí činí 381MPa. Jedná se o špičkové napětí vzniklé v oblasti nedokonalého napojení hydrauliky na rám. Dá se očekávat, že tato hodnota byla zvoleným způsobem napojení sítě ovlivněna. Mez kluzu použitého materiálu 11523.0 činí dle [1] min 333MPa. Získaná hodnota tedy nevyhovuje a překračuje mez kluzu materiálu.

I-DEAS Visualizer

Display 2

Fem1

B.C. 1, STRESS_3, LOAD SET 1

D:\Programy\Ideas\bin\Diplomka_zachrana.mfl

STRESS Von Mises Unaveraged Top shell

Beam stress: Von Mises , maximum point

Min: 2.04E-03 N/mm² Max: 3.81E+02 N/mm²

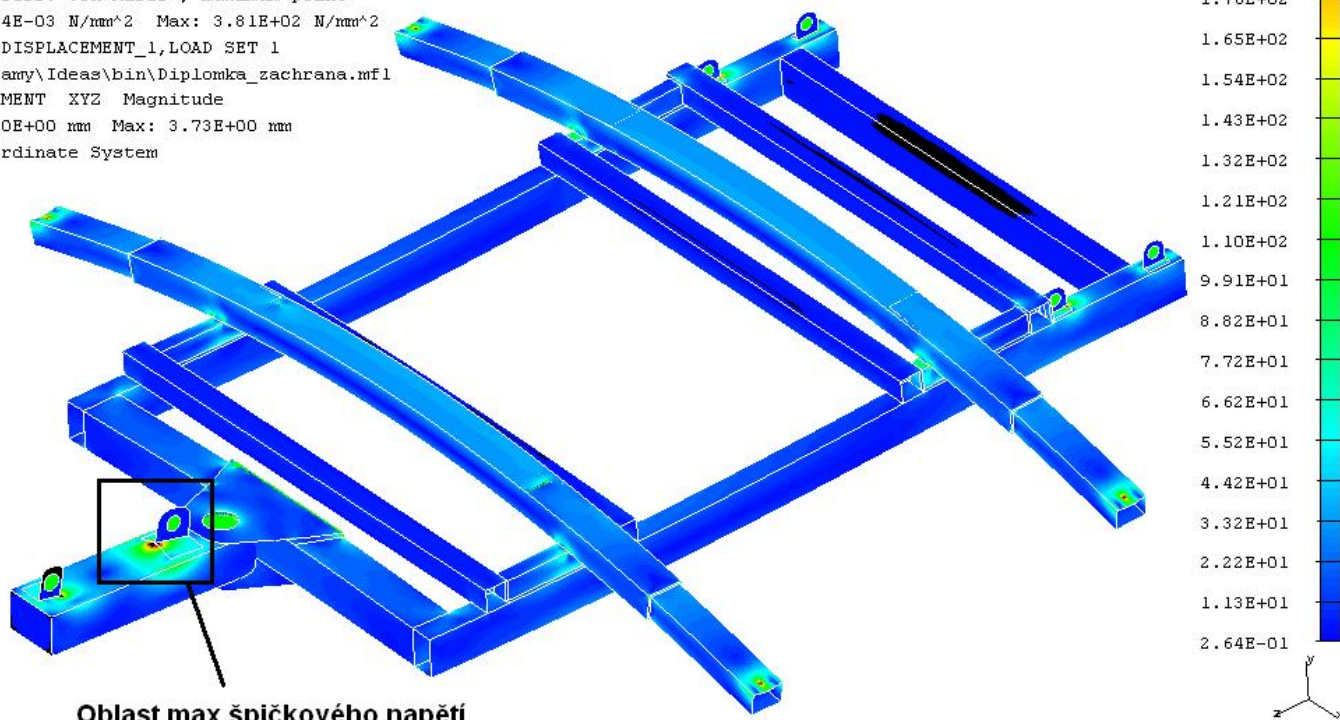
B.C. 1, DISPLACEMENT_1, LOAD SET 1

D:\Programy\Ideas\bin\Diplomka_zachrana.mfl

DISPLACEMENT XYZ Magnitude

Min: 0.00E+00 mm Max: 3.73E+00 mm

Part Coordinate System



Oblast max špičkového napětí

Obr. 89 Průběh napětí v rámu

V případě volby profilu o větší tloušťce lze maximální napětí v kritickém místě rámu snížit na přijatelnou hodnotu. Doporučuji tedy tuto úpravu pro zajištění bezpečné funkce a stability rámu.

I-DEAS Visualizer

Display 1

Fem1

B.C. 1, STRESS_3, LOAD SET 1

D:\Programy\Ideas\bin\Diplomka_zachrana.mfl

STRESS Von Mises Unaveraged Top shell

Beam stress: Von Mises , maximum point

Min: 2.04E-03 N/mm² Max: 3.81E+02 N/mm²

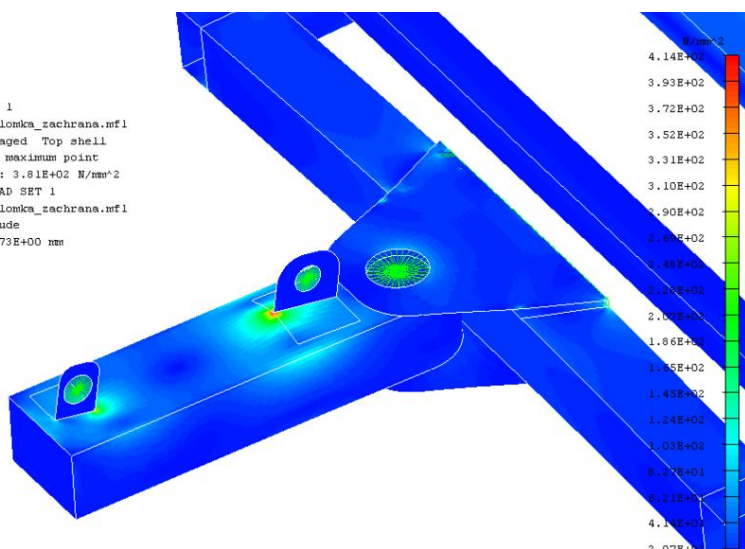
B.C. 1, DISPLACEMENT_1, LOAD SET 1

D:\Programy\Ideas\bin\Diplomka_zachrana.mfl

DISPLACEMENT XYZ Magnitude

Min: 0.00E+00 mm Max: 3.73E+00 mm

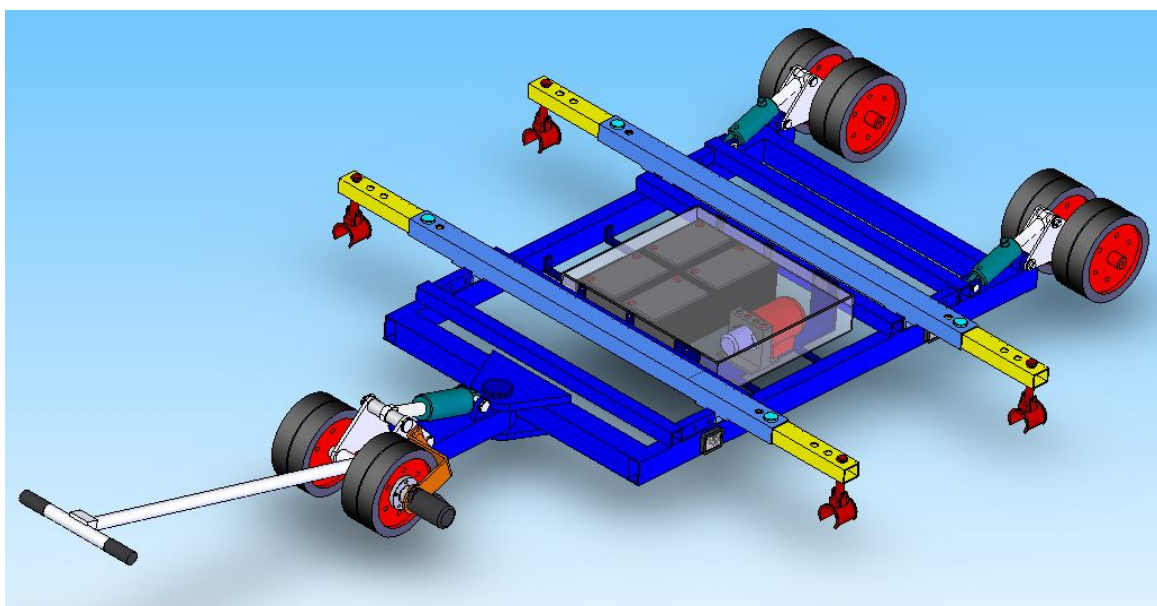
Part Coordinate System



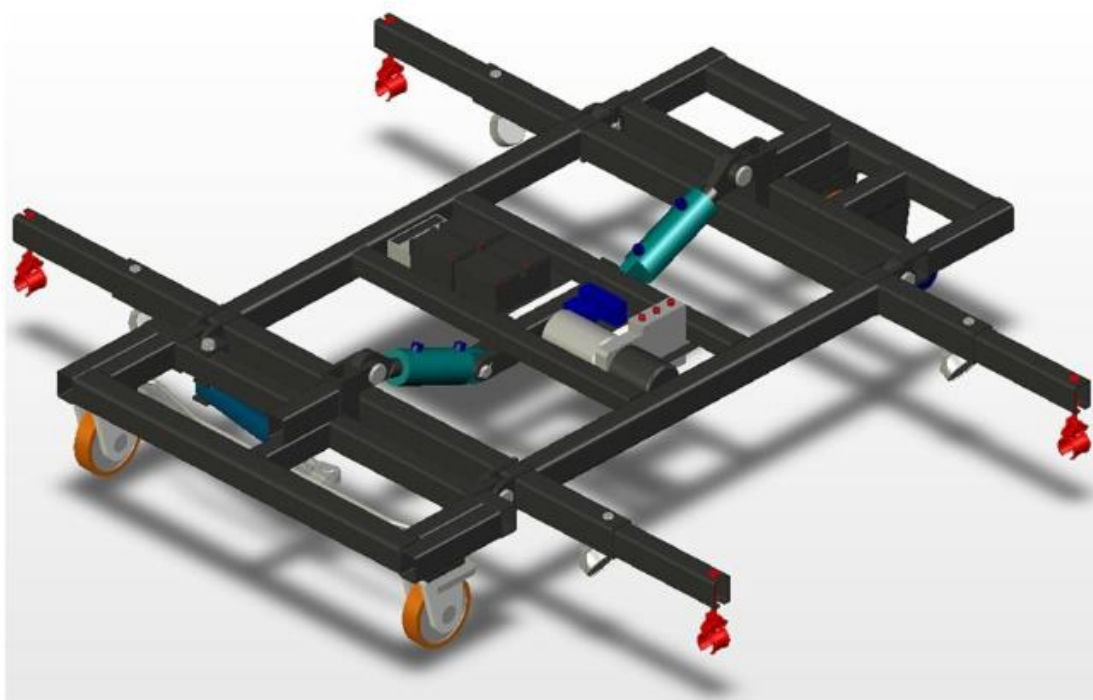
Obr. 90 Detail kritického místa rámu

10 Porovnání konstrukční varianty A s variantou B

Tato kapitola je věnována porovnání zvolené varianty A viz obr. 91 a varianty B viz obr. 92, jejímž autorem je Ing. Pavel Rosendorf.



Obr. 91 Konstrukční varianta A

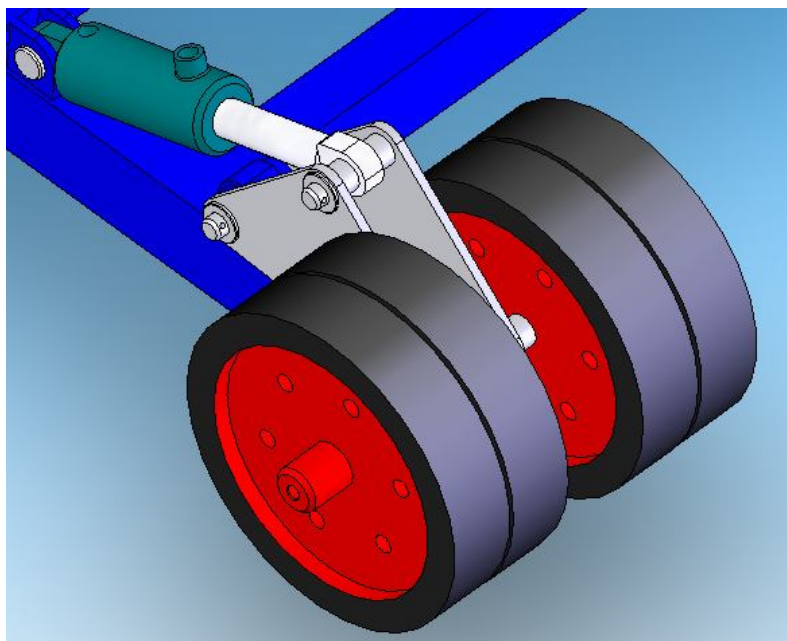


Obr. 92 Konstrukční varianta B [28]

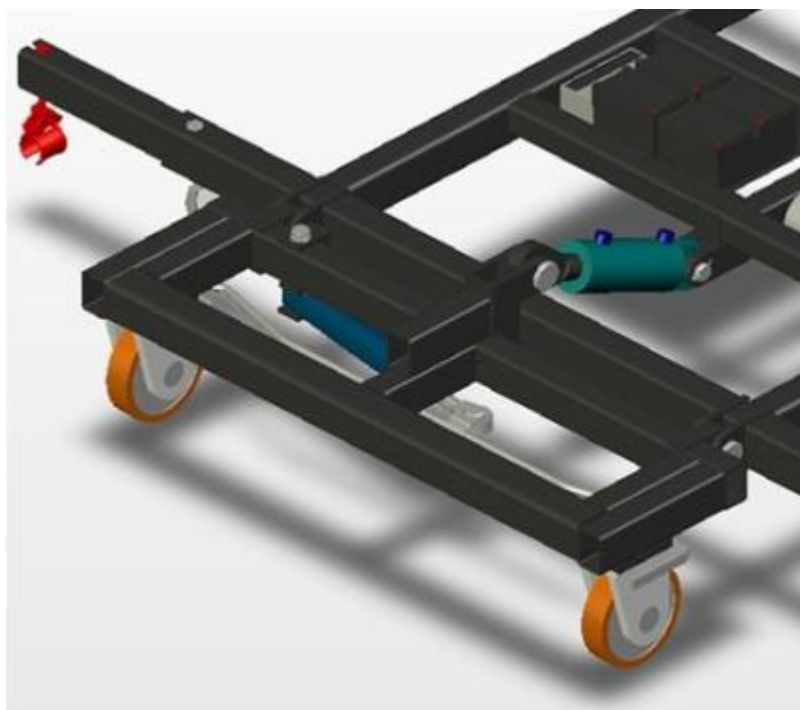
10.1 Konstrukce rámu

Konstrukčně jsou obě varianty řešeny jako tříkolová zařízení. Rám B je řešen jako třídílný zatímco rám A je konstruován jako dvoudílný. U varianty A jsou zvedací segmenty minimalizovány na jednoduché delta díly viz obr. 93

zatímco u B je konstrukce segmentů mohutnější, tvořená profilovým rámem viz obr. 94.



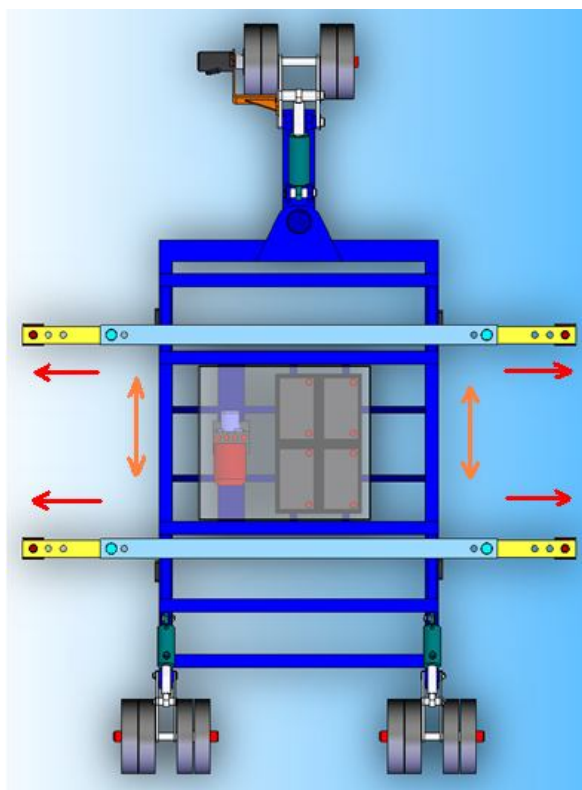
Obr. 93 Delta segment varianta A



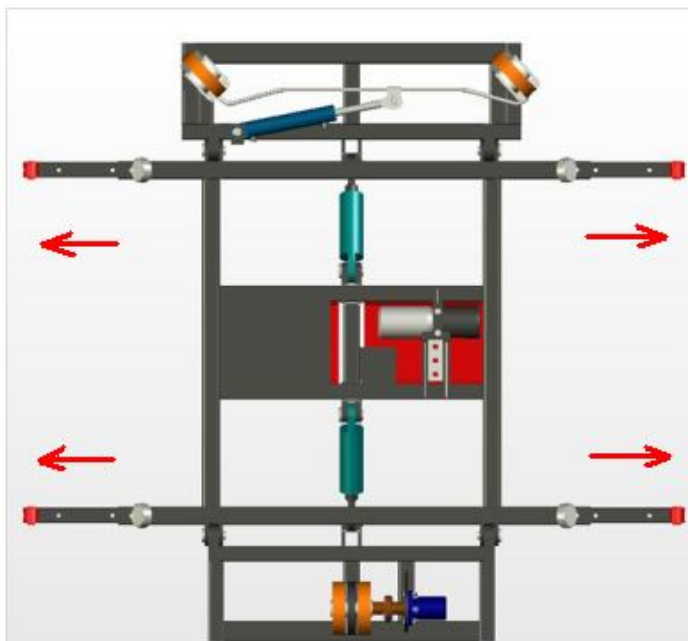
Obr. 94 Profilový rám zdvihu varianta B [28]

Ukotvení vrtulníkových ližin je u obou variant stavitelné, realizované pomocí výsuvných ramen. Kotevní elementy jsou standardně dodávány výrobcem. Varianta A poskytuje navíc možnost podélného ustavení zvedacích

ramen viz obr. 95. U varianty B viz obr. 96 je stavitelný pouze příčný výsuv ramen.



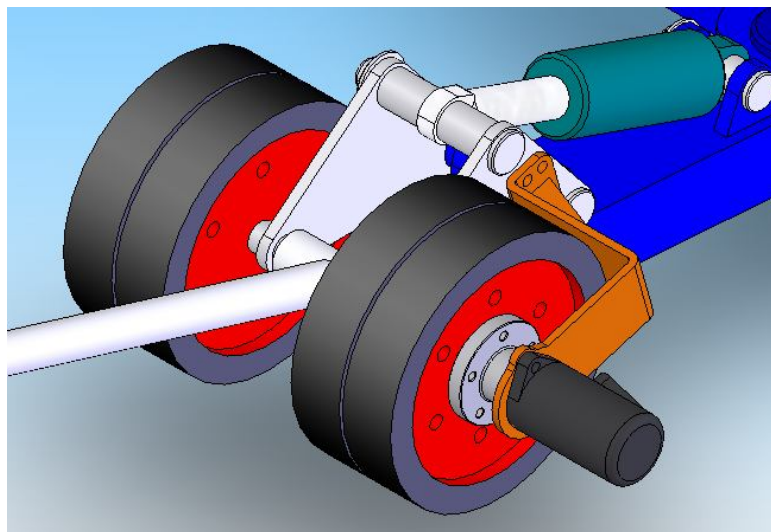
Obr. 95 Vysuv ramen varianta A



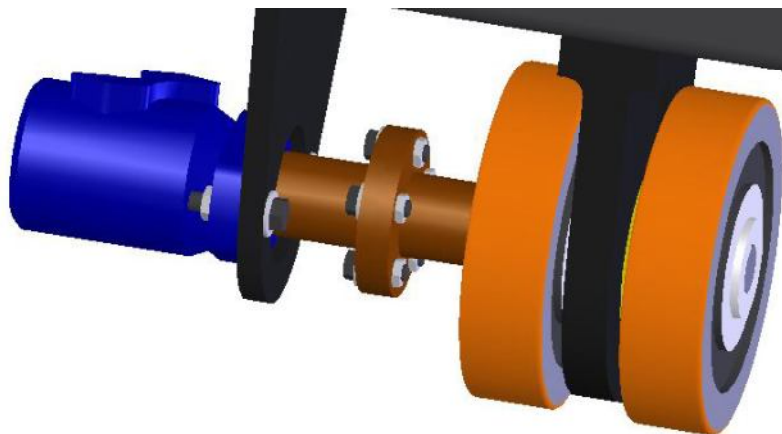
Obr. 96 Výsuv ramen varianta B [28]

10.2 Pohon, hydraulický systém a ovládací prvky

Z hlediska pohonu jsou obě varianty srovnatelné. Obě varianty využívají k pohonu pomaluběžné hydromotory typu CP. Varianta A modelovou řadu CP 200 zatímco varianta B CP160. V obou případech je poháněno pouze jedno kolo manipulátoru. Taktéž spojení hydromotoru a hnacího kola je realizováno pomocí přírubové spojky viz obr. 97a a 98b.



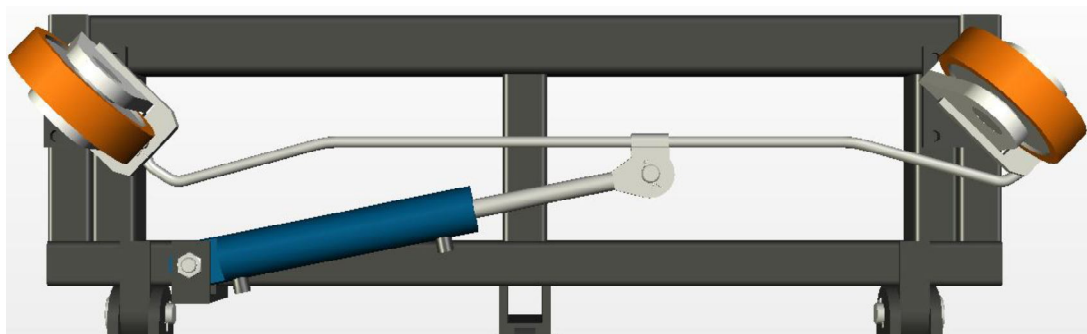
Obr. 97a Přírubové spojení pohonu varianty A



Obr. 98b Přírubové spojení pohonu varianty B [28]

Hydraulický systém obou variant je řešen podobně s rozdílem v počtu použitých hydraulických válců.. Varianta A využívá pro zdvih tři válce, zatímco zdvih u varianty B je řešen dvěma válci. Zdrojem tlakového média je u obou variant kompaktní hydrogenerátor. Varianta B navíc obsahuje doplňkový válec pro ovládání směru jízdy.

Odlišnosti nalezneme v konstrukci ovládacích prvků. U varianty A je ovládacím prvkem tažná tyč, kterou obsluha ovládá klíčové prvky zařízení. Taktéž směr jízdy je řízen obsluhou pomocí tyče. Varianta B využívá k ovládání buď tažnou tyč, nebo dálkový ovladač. Směr jízdy je řízen pomocí hydraulického válce propojeného s řídicím táhlem viz obr. 99.



Obr. 99 Systém řízení varianty B [28]

Zhodnocení obou variant:

Obě varianty jsou konstrukčně řešeny velmi obdobně. Liší se pouze v několika parametrech, které ale ani jednu z variant výrazně nezvýhodňují. V následující části kapitoly je uveden stručný přehled nejvýznamnějších výhod a nevýhod jednotlivých konstrukčních provedení.

a) Varianta A:

- + Minimalizovány zvedací delta segmenty – nižší hmotnost a méně konstrukčně komplikované
- + Stavitelný podélný i příčný výsuv ramen
- Není možnost dálkového ovládání
- Více energeticky náročná realizace zdvihu

b) Varianta B:

- + Pro zdvih využito méně hydraulických válců – méně energeticky náročné
- + Dálkové ovládání a hydraulicky ovládaný směr jízdy
- Vícerámová konstrukce – komplikovanější konstrukce
- Menší variabilita nastavení výsuvu ramen

11 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout pojezdové a zvedací zařízení pro zdvih vrtulníku s min hmotností 2000kg. Z několika konstrukčních variant byla vybrána tříkolová dvoutrámová konstrukce poháněná pomaluběžným hydromotorem. Zdvih vrtulníku byl vyvozen pomocí tvarovaných delta segmentů nahrazující mohutnější přídatné rámy a s využitím hydraulických prvků zařazených do obvodu. Takto navržený obvod vyhovuje zadaným parametrům a lze jej bezpečně provozovat pro konkrétní kategorii zvedaného vrtulníku. Ovládání celého zařízení umožňuje ovládací panel umístěný na tažné tyči, díky kterému může obsluha řídit samotný zdvih i bezpečně manipulovat s vrtulníkem.

V úvodu bylo pojednáno o současných trendech v manipulaci s vrtulníky. Byly nastíněny používané techniky a konstrukční provedení manipulátorů od různých světových výrobců. V další části byly provedeny analytické pevnostní výpočty. Všechny klíčové části konstrukce, byly navrženy na základě výpočtových vztahů, dodržujících všechny zásady konstruování a platné normy. Takto dosažené výsledky pevnostních výpočtů byly ověřeny MKP výpočtem pomocí softwaru I-Deas. V MKP výpočtu došlo k překročení dovoleného napětí, ale byla nastíněna úprava, díky které lze zařízení konstrukci upravit. Práce obsahuje také výkresovou dokumentaci významných konstrukčních celků. V průběhu tvorby konstrukce byl kladen důraz na užití co největšího počtu dostupných materiálů od tuzemských dodavatelů.

V závěru bylo dle zadání provedeno porovnání vytvořené varianty s odlišnou variantou. Pro obě porovnávané varianty platily stejné vstupní podmínky a tak bylo možné v na závěr obě provedení porovnat a zdůraznit výhody a nevýhody každého z řešení.

12 Seznam použitých zdrojů

Knihy:

- [1] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: ALBRA, 2003, 865 s. ISBN 80-864-9074-2
- [2] *Aplikovaná mechanika stavebních a transportních strojů: studijní text - syllabus*. Brno: VUT - fakulta strojního inženýrství, 2003.

Internet:

- [3] *Aircrafts and helicopters* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: http://www.bionasairways.com/Pictures/011ov_bell206_b.jpg
- [4] *Helicopter handler* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://totalheli.com/equipment/helicopter-handler>
- [5] *Aeromasters* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.aeromasters.co.nz/shop/tow-carts/heli-towcarts>
- [6] *Aeromasters* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: http://www.weiku.com/products/3285971/Tow_cart_models_V404.html
- [7] *Helicopters* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.helicoptersmagazine.com/content/view/1366/>
- [8] *Helitowcart* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: http://www.helitowcart.com/images/V500_2.jpg
- [9] *HeliCarrier* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.helitowcart.com/helicarrier/techspecs#1>
- [10] *Aeromasters* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.aeromasters.co.nz/products/V1040.jpg>
- [11] *Helitowcart* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.helitowcart.com/accessories/>
- [12] *ChopperSpotter* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.chopperspotter.com/media.html>
- [13] *ChopperSpotter* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.fotolibra.com/gallery/769742/va-virginia-beach-police-department-helicopter-black-male-pilot-chopper-spotter/>
- [14] *Paravion* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.paravion.com/#productBtn>
- [15] *Robinson* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.jar-aviation.co.uk/>
- [16] *Brackett* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.brackettaircraft.com/BDW-BELL-2Aspec.sht.htm>

- [17] *Helicopter handler* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: http://www.helicopter-dolly.com/dolly-heavyduty_xl.html
- [18] *Belet* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.belet.sk/>
- [19] *Bell* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: http://yespunjab.com/images/national/206b3_kp.jpg
- [20] *Bell* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.jetflyer.ru/index.php/catalog/helicopter-catalog/bell-helicopters/item/bell-206l-4>
- [21] *Ehydraulika* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: http://www.ehydraulika.eu/fotky5404/fotov/d__ps_168hydromotory-pomalobezne.pdf
- [22] *Mhiservis* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: http://www.mhiservis.cz/images/stories/pdf/mhi_katalog_hadice.pdf
- [23] *VKloziska* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.vkloziska.cz/plasticka-maziva-a-oleje/prumyslove-oleje-shell/shell-tellus---hydraulicke-oleje.html>
- [24] *HYDROMA* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.hydrroma.cz/hydrogenerator-zubovy-10806.html>
- [25] *Ferona.* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php>
- [26] *Baseko.* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://www.ehydraulika.eu/hydraulika/eshop/19-1-Hydraulicke-valce>
- [27] *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_kone%C4%8Dn%C3%BDch_prvk%C5%AF
- [28] *ROSENDORF, Pavel.* VUT. *Pojezdové a zvedací zařízení* [online]. [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=54444

13 Seznam použitých symbolů

A	průřez šroubu	[m ²]
D	geometrický objem hydromotoru	[m ⁻³]
D ₁	char. rozměr delta dílu	[m]
D ₂	char. rozměr delta dílu	[m]
D ₃	char. rozměr delta dílu	[m]
d _{čA}	průměr čepu A	[m]
d _{čB}	průměr čepu B	[m]
d _{čC1}	průměr čepu C ₁	[m]
d _{čC2}	průměr čepu C ₂	[m]
d _{čD1}	průměr čepu D ₁	[m]
d _{čD2}	průměr čepu D ₂	[m]
d _{čE}	průměr čepu E	[m]
d _{čF}	průměr čepu F	[m]
d _{čP1}	průměr čepu P ₁	[m]
d _{čP2}	průměr čepu P ₂	[m]
D _{HG}	geometrický objem hydrogenerátoru	[m ³]
d _n	průměr vrtání náboje	[m]
d _p	průměr potrubí	[m]
d _{p1}	průměr pístnice 1	[m]
D _{p1}	průměr válce 1	[m]
d _{p2}	průměr pístnice 2	[m]
D _{p2}	průměr válce 2	[m]
D _s	průměr roztečné kružnice	[m]
E _k	kinetická energie	[J]
E _p	potenciální energie	[J]
F ₁	zatěžující síla ramene 1	[N]
F _{1š}	síla připadající na jeden šroub	[N]
F ₂	zatěžující síla ramene 2	[N]
F _A	síla působící v bodě A	[N]
F _B	síla působící v bodě B	[N]
F _C	síla působící v bodě C	[N]
F _D	síla působící v bodě D	[N]
F _N	normálová síla	[N]
F _o	obvodová síla na roztečné kružnici	[N]
F _p	síla působící v pístu	[N]
F _{Px}	rakční síla v ose x pístnice	[N]
F _{Py}	rakční síla v ose y pístnice	[N]

F_{Rax}	reakční síla v ose x bodu A	[N]
F_{Ray}	reakční síla v ose z bodu A	[N]
F_{Rbx}	reakční síla v ose x bodu B	[N]
F_{Rby}	reakční síla v ose z bodu B	[N]
F_{REx}	reakční síla v ose x bodu E	[N]
F_{REy}	reakční síla v ose z bodu E	[N]
F_{RFx}	reakční síla v ose x bodu F	[N]
F_{RFy}	reakční síla v ose z bodu F	[N]
F_{RGx}	reakční síla v ose x bodu G	[N]
F_{RGy}	reakční síla v ose z bodu G	[N]
F_{RHx}	reakční síla v ose x bodu H	[N]
F_{RHy}	reakční síla v ose z bodu H	[N]
G	celková zatěžující síla	[N]
Gc	poloviční zatěžující síla	[N]
H ₁	odpor proti zrychlení zadního válce	[kg.m ⁴]
H ₂	odpor proti zrychlení předního válce	[kg.m ⁴]
H _c	celkový odpor proti zrychlení	[kg.m ⁴]
H _{HM}	odpor proti zrychlení v potrubí	[kg.m ⁴]
H _{HMC}	celkový odpor proti zrychlení v potrubí	[kg.m ⁴]
H _{z1}	odpor proti zrychlení nositele energie ve válci 1	[kg.m ⁴]
H _{z2}	odpor proti zrychlení nositele energie ve válci 2	[kg.m ⁴]
H _{zHM}	odpor proti zrychlení pro rotační pohyb	[kg.m ⁴]
J ₃	moment setrvačnosti prvku 2	[kg.m ²]
J ₄	moment setrvačnosti prvku 4	[kg.m ²]
k	bezpečnost	[-]
l ₁	vzdálenost působíště síly	[m]
l ₂	vzdálenost působíště síly	[m]
l ₃	vzdálenost působíště síly	[m]
l ₄	úsek o délce l ₄	[m]
L _A	délka čepu A	[m]
L _B	délka čepu B	[m]
L _C	délka čepu C	[m]
L _E	délka čepu E	[m]
L _F	délka čepu F	[m]
l _L	délka ramene	[m]
l _{L1}	úsek o délce L ₁	[m]
l _{L2}	úsek o délce L ₂	[m]
L _{P1}	délka čepu P ₁	[m]
l _{p1}	délka potrubí 1	[m]

L_{P2}	délka čepu P_2	[m]
l_{p2}	délka potrubí 2	[m]
l_s	délka šroubu v přírubě	[m]
M_1	moment v bodě 1	[N.m]
m_1	zátěž pro zadní píst	[kg]
m_2	hmotnost části 2 konající translaci	[kg]
m_2	zátěž pro přední píst	[kg]
m_3	hmotnost rotující části 3	[kg]
m_4	hmotnost rotující části 4	[kg]
M_A	moment v bodě A	[N.m]
M_B	moment v bodě B	[N.m]
M_C	moment v bodě C	[N.m]
M_E	moment v bodě E	[N.m]
M_F	moment v bodě F	[N.m]
M_G	moment v bodě G	[N.m]
M_H	moment v bodě H	[N.m]
M_k	krouticí moment	[N.m]
M_{o1r}	moment v řezu 1	[N.m]
M_{o2r}	moment v řezu 1	[N.m]
M_{o3r}	moment v řezu 1	[N.m]
M_{o4r}	moment v řezu 4	[N.m]
M_{oBrmax}	maximální moment v bodě B	[N.m]
M_{oC1}	ohybový moment pro C_1	[MPa]
M_{oC2}	ohybový moment pro C_2	[MPa]
M_{oD1}	ohybový moment pro D_1	[MPa]
M_{oD2}	ohybový moment pro D_2	[MPa]
M_{ormax}	maximální moment	[N.m]
M_v	výpočtový točivý moment	[N.m]
N_{1r}	normálová síla v řezu 1	[N]
N_{2r}	normálová síla v řezu 2	[N]
N_{3r}	normálová síla v řezu 3	[N]
N_{4r}	normálová síla v řezu 4	[N]
n_{HG}	otáčky hydrogenerátoru	[s ⁻¹]
n_{HM}	otáčky hydromotoru	[s ⁻¹]
P	výkon	[W]
$p_{\check{c}A}$	otlačení čepu A	[MPa]
$p_{\check{c}B}$	otlačení čepu B	[MPa]
$p_{\check{c}E}$	otlačení čepu E	[MPa]
$p_{\check{c}F}$	otlačení čepu F	[MPa]

$p_{\check{c}P1}$	otlačení čepu P_1	[MPa]
$p_{\check{c}P2}$	otlačení čepu P_2	[MPa]
p_D	dovolené otlačení	[MPa]
P_{HM}	výkon hydromotoru	[W]
P_{Hmin}	příkon hydromotoru	[W]
p_{RA}	otlačení rámu u čepu A	[MPa]
p_{RB}	otlačení rámu u čepu B	[MPa]
p_{RE}	otlačení rámu u čepu E	[MPa]
p_{RF}	otlačení rámu u čepu F	[MPa]
p_{RP1}	otlačení rámu u čepu P_1	[MPa]
p_{RP2}	otlačení rámu u čepu P_2	[MPa]
$p_{\check{s}}$	tlak mezi šroubem a kotoučem	[MPa]
Q_1	průtok válcem 1	[m ³ .s ⁻¹]
Q_2	průtok válcem 2	[m ³ .s ⁻¹]
Q_C	celkový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{HM}	průtok hydromotorem	[m ³ .s ⁻¹]
R_1	odpor proti zrychlení nositele energie válec 1	[Pa.s.m ⁻³]
R_2	odpor proti zrychlení nositele energie válec 2	[Pa.s.m ⁻³]
R_3	poloměr kola 3	[m]
R_4	poloměr kola 4	[m]
R_C	celkový odpor proti zrychlení nositele energie	[Pa.s.m ⁻³]
R_e	mez kluzu materiálu	[MPa]
R_{e1}	Reynoldsovo číslo pro potrubí 1	[-]
R_{e2}	Reynoldsovo číslo pro potrubí 2	[-]
R_{HM}	odpor proti pohybu v potrubí hydromotoru	[Pa.s.m ⁻³]
R_{x1}	reakční síla v ose x bodu 1	[N]
R_{y1}	reakční síla v ose y bodu 1	[N]
R_{y2}	reakční síla v ose y bodu 2	[N]
S	plocha průřezu	[m ²]
$S_{\check{c}A}$	plocha čepu A	[m]
$S_{\check{c}B}$	plocha čepu B	[m]
$S_{\check{c}C1}$	plocha čepu C_1	[m]
$S_{\check{c}C2}$	plocha čepu C_2	[m]
$S_{\check{c}D1}$	plocha čepu D_1	[m]
$S_{\check{c}D2}$	plocha čepu D_2	[m]
$S_{\check{c}E}$	plocha čepu E	[m]
$S_{\check{c}F}$	plocha čepu F	[m]
$S_{\check{c}P1}$	plocha čepu P_1	[m]
$S_{\check{c}P2}$	plocha čepu P_2	[m]

S_{p1}	plocha pístu 1	$[m^2]$
S_{p2}	plocha pístu 2	$[m^2]$
T_{1r}	tečná síla v řezu 1	$[N]$
T_{2r}	tečná síla v řezu 2	$[N]$
T_{3r}	tečná síla v řezu 3	$[N]$
T_{4r}	tečná síla v řezu 4	$[N]$
t_r	doba rozběhu	$[s]$
t_{rHM}	doba rozběhu hydromotoru	$[s]$
t_z	doba zdvihu	$[s]$
v_2	rychlost translace prvku 2	$[m.s^{-1}]$
v_3	rychlost translace prvku 3	$[m.s^{-1}]$
v_4	rychlost translace prvku 4	$[m.s^{-1}]$
V_{p1}	objem pístu 1	$[m^3]$
v_{p1}	rychlost válce 1	$[m.s^{-1}]$
V_{p2}	objem pístu 2	$[m^3]$
v_{p2}	rychlost válce 2	$[m.s^{-1}]$
v_{pHM}	rychlost v potrubí hydromotoru	$[m.s^{-1}]$
W_o	průřezový modul	$[m^3]$
W_{oA}	průřezový modul čepu A	$[m^3]$
W_{oB}	průřezový modul čepu B	$[m^3]$
W_{oC1}	průřezový modul čepu C_1	$[m^3]$
W_{oC2}	průřezový modul čepu C_2	$[m^3]$
W_{oD1}	průřezový modul čepu D_1	$[m^3]$
W_{oD2}	průřezový modul čepu D_2	$[m^3]$
W_{oE}	průřezový modul čepu E	$[m^3]$
W_{oF}	průřezový modul čepu F	$[m^3]$
W_{oP1}	průřezový modul čepu P_1	$[m^3]$
W_{oP2}	průřezový modul čepu P_2	$[m^3]$
x_1	char. rozměr delta dílu	$[m]$
x_2	char. rozměr delta dílu	$[m]$
x_3	char. rozměr delta dílu	$[m]$
z_{p1}	zdvih pístu 1	$[m]$
z_{p2}	zdvih pístu 2	$[m]$
α	úhel sklonu pístnice	$[^\circ]$
β	konstrukční úhel delta dílu	$[^\circ]$
Δp_G	tlak na hydrogenerátoru	$[MPa]$
Δp_{MS}	celkový tlakový spád	$[MPa]$
Δp_{MS1}	tlakový spád zadního válce	$[MPa]$
Δp_{MS2}	tlakový spád předního válce	$[MPa]$

Δp_{sG}	tlakový spád na hydrogenerátoru	[MPa]
η_{HM}	účinnost hydromotoru	[-]
μ_1	zatěžný moment	[N.m]
μ_2	zatěžný moment	[N.m]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ρ	hustota oleje	[kg.m ⁻³]
σ_{DO}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_O	napětí v ohybu	[MPa]
σ_t	napětí v tahu	[MPa]
τ_{DS}	dovolené smykové napětí	[MPa]
τ_{SA}	smykové napětí čepu A	[MPa]
τ_{SB}	smykové napětí čepu B	[MPa]
τ_{SC}	smykové napětí čepu C	[MPa]
τ_{SD}	smykové napětí čepu D	[MPa]
τ_{SE}	smykové napětí čepu E	[MPa]
τ_{SF}	smykové napětí čepu F	[MPa]
τ_{SP1}	smykové napětí čepu P ₁	[MPa]
τ_{SP2}	smykové napětí čepu P ₂	[MPa]
ω_3	úhlová rychlost prvku 3	[s ⁻¹]
ω_4	úhlová rychlost prvku 4	[s ⁻¹]

14 Seznam obrázků

Obr. 1 Bell 206 [3]	10
Obr. 2 Varianta zdvihu 1	12
Obr.3 Varianta zdvihu 2	12
Obr. 4 Varianta zdvihu 3	13
Obr. 5 Varianta zdvihu 4 [4].....	13
Obr. 6 Typ V90 [5].....	14
Obr. 8 Typ V204 R44 [5]	15
Obr. 9 Model V404 [6].....	15
Obr. 10 Model V614 a model V201 [7].....	16
Obr. 11 Model V500 [8].....	16
Obr. 12 Konstrukční provedení typu HeliCarrier [9]	17
Obr. 13 HeliCarrier řada V [9]	17
Obr. 14 HeliCarrier řada V [10].....	18
Obr. 15 Varianty koleček s excentrem a pístkem [11]	18
Obr. 16 Tažná tyč pro vrtulník BELL [11]	19
Obr. 17 Tažná tyč pro vrtulník Robinson [11]	19
Obr. 18 Desky BEAR PAWS [11].....	20
Obr. 19 Model 4 [12].....	20
Obr. 20 Model MS [12].....	21
Obr. 21 Najíždění pod vrtulník [13]	21
Obr. 22 Model HP-150 [14]	22
Obr. 23 Model HP-200 [14]	22
Obr. 24 Model HP-250 [14]	22
Obr. 25 Dvourámová konstrukce [14]	23
Obr. 26 Čtyřbodové úchyty [14].....	23
Obr. 27 Robinson 1 [15].....	24
Obr. 28 Robinson 2 [15].....	24
Obr. 29 Tažná tyč Brackett [16]	25
Obr. 30 Příkladná pojezdová kola Brackett [16]	25
Obr. 31 Tyč Brackett s tažným strojem [16]	26
Obr. 32 Mobilní plošina [17].....	26
Obr. 33 Mobilní plošina s vlečným strojem [17]	27
Obr. 34 Belet THCP 030AP [18].....	27
Obr. 35 Belet [18].....	28
Obr. 36 Ovládání zvedáku [18].....	28
Obr. 37 BELL 206L4 Long Ranger [20].....	29
Obr. 38 BELL 206 Jet Ranger [19].....	30

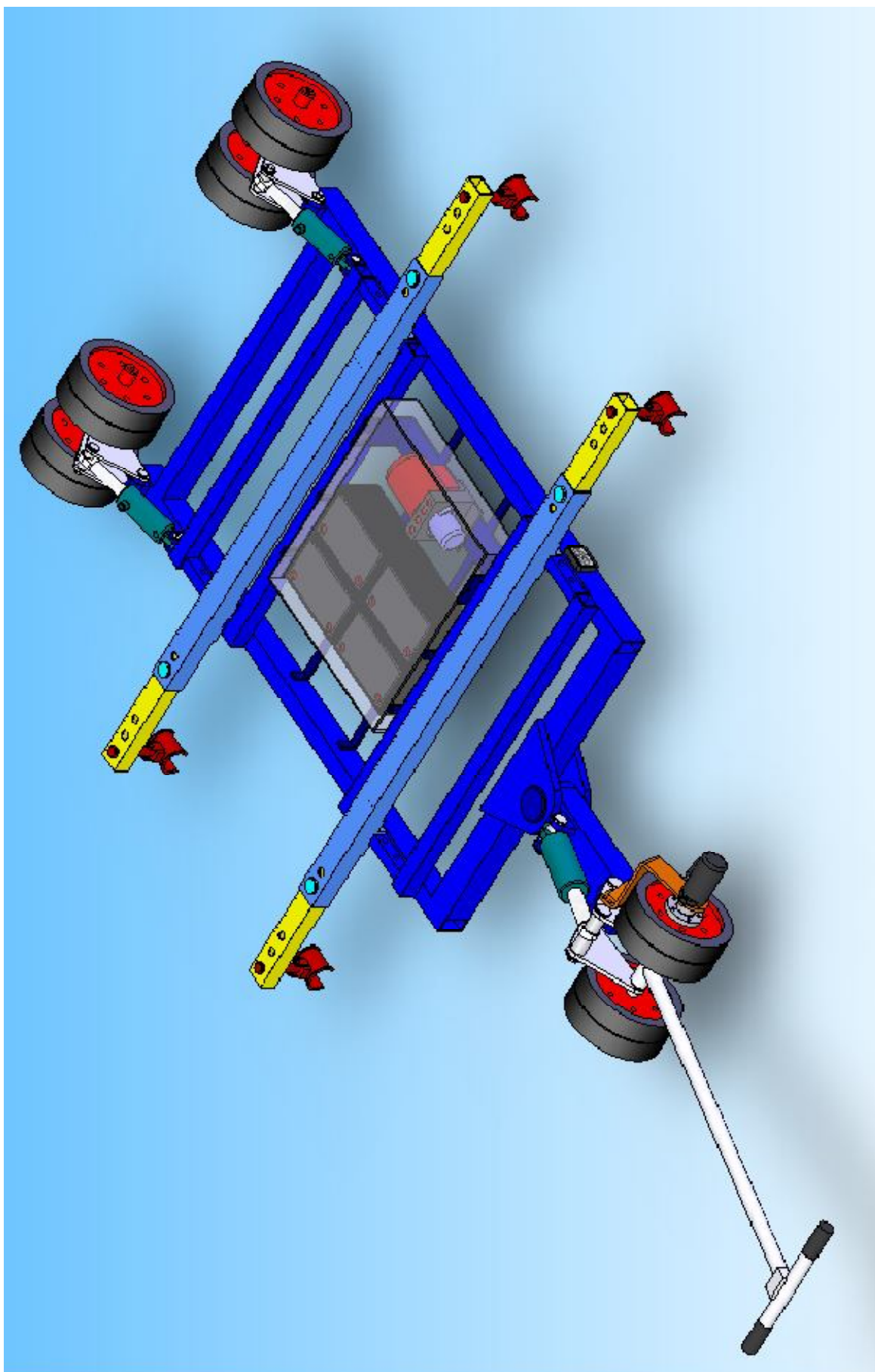
Obr. 39	Přehled kotevních prvků [20]	31
Obr. 40	Paralelogramová konstrukce	31
Obr. 41	Vícerámová konstrukce	32
Obr. 42	Konstrukce s nůžkovým mechanismem	32
Obr. 43	Hlavní rám a stavitelná ramena	32
Obr. 44	Delta segment	33
Obr. 45	Pojezdová kola	33
Obr. 46	Schéma montáže pojezdových kol	34
Obr. 47	Příruba na přední nápravě	35
Obr. 48	Schéma montáže pohonu	35
Obr. 49	Kryt agregátu	36
Obr. 50	Zatížení ramen	36
Obr. 51	Uvolnění ramen	37
Obr. 52	Souřadný systém	37
Obr. 53	Zatížení hlavního rámu	38
Obr. 54	Souřadný systém	38
Obr. 55	Delta díl	39
Obr. 56	Souřadný systém	39
Obr. 57	Graf závislosti síly v pístu na úhlu β	40
Obr. 58	Počátek zdvihu	41
Obr. 59	Konečná fáze zdvihu	41
Obr. 60	Počátek zdvihu	42
Obr. 61	Maximální zdvih	42
Obr. 62	Uvolnění bočnice	42
Obr. 63	Souřadný systém	43
Obr. 64	Řez I	44
Obr. 65	Řez II	44
Obr. 66	Řez III	45
Obr. 66	Řez IV	46
Obr. 67	Průběh VVÚ bočnice	47
Obr. 68	Uvolnění přední nosné vzpěry	48
Obr. 69	Souřadný systém	48
Obr. 70	VVÚ přední nosné vzpěry	49
Obr. 71	Uvolnění zadní nosné vzpěry	51
Obr. 72	Souřadný systém	51
Obr. 73	VVÚ zadní nosné vzpěry	52
Obr. 74	Uvolnění ramene	53
Obr. 75	Uvolnění ramene	54
Obr. 76	Zadní delta díl	56

Obr 77 Čep B	56
Obr. 78 Odstupňovaná hřídel – čep C.....	59
Obr. 79 Přední delta díl	61
Obr. 80 Odstupňovaná hřídel – čep D.....	63
Obr. 81 Schéma hydraulického obvodu.....	65
Obr. 82 Řazení odporů proti pohybu nositele energie.....	72
Obr 83 Řazení odporů proti zrychlení nositele energie	73
Obr. 84 Zařízení na nakloněné rovině.....	75
Obr. 85 Rotační hydromotor CP200 [21].....	78
Obr. 86 Schématické znázornění obvodu.....	79
Obr. 87 Použité profily rámu	85
Obr. 88 Zatížení rámu	86
Obr. 89 Průběh napětí v rámu.....	87
Obr. 90 Detail kritického místa rámu	87
Obr. 91 Konstrukční varianta A.....	88
Obr. 92 Konstrukční varianta B [28]	88
Obr. 93 Delta segment varianta A	89
Obr. 94 Profilový rám zdvihu varianta B [28]	89
Obr. 95 Vysuv ramen varianta A.....	90
Obr. 96 Vysuv ramen varianta B [28].....	90
Obr. 97a Přírubové spojení pohonu varianty A.....	91
Obr. 98b Přírubové spojení pohonu varianty B [28]	91
Obr. 99 Systém řízení varianty B [28]	92

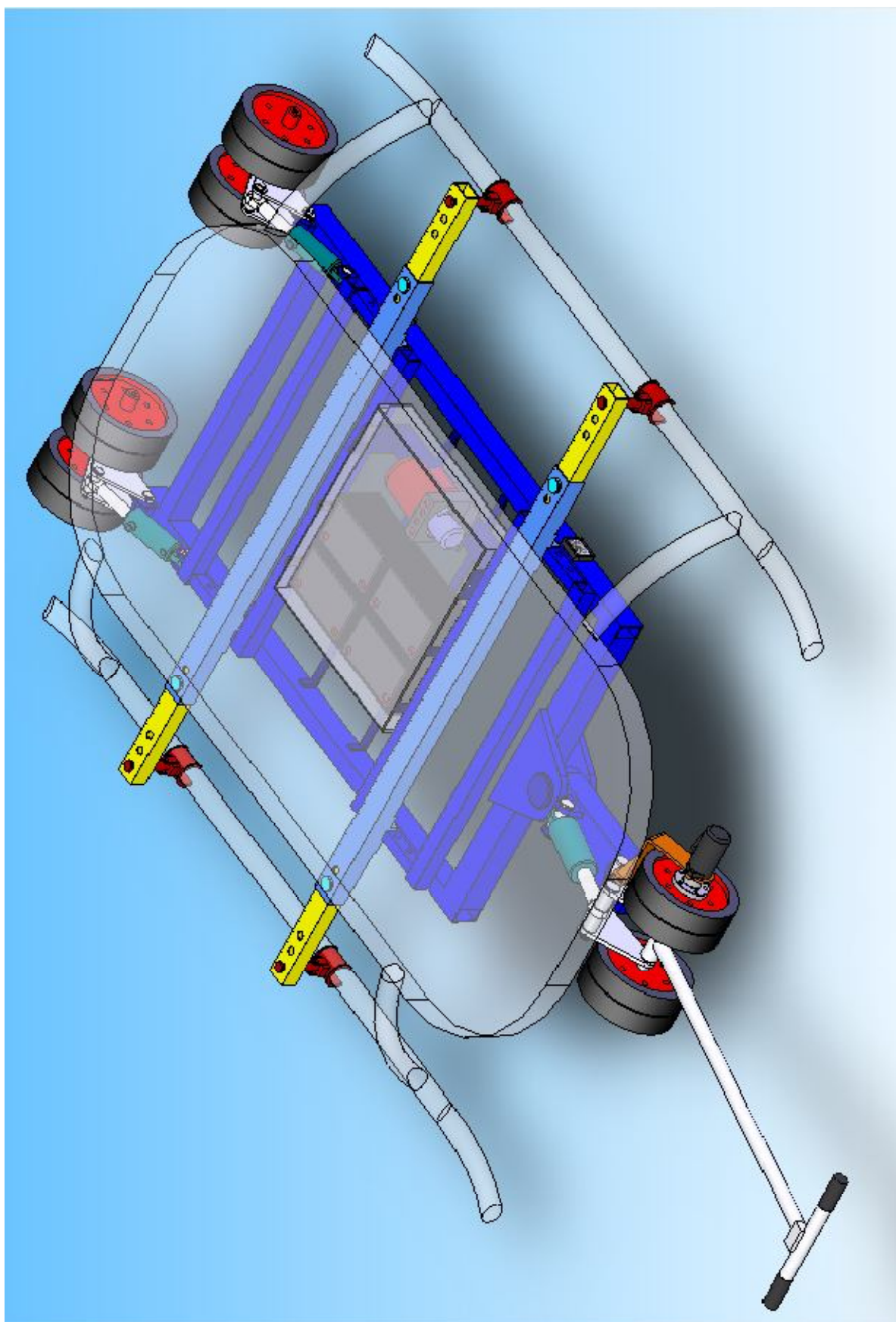
15 Seznam příloh

P1 – Pojezdové zařízení	105
P2 – Zařízení s lyžinami vrtulníku.....	106
P3 – Zdvih.....	107

P1 – Pojezdové zařízení



P2 – Zařízení s lyžinami vrtulníku



P3 – Zdvih

