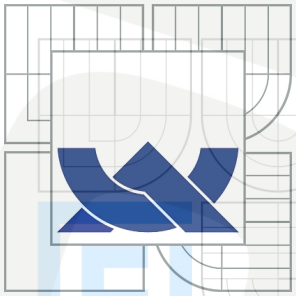
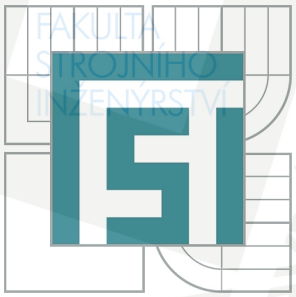


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



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 — Bc. VLADISLAV BERNARD
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Vladislav Bernard

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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 A" - pro přemísťování vrtulníku BELL s lyžinami mezi letištní plochou a hangárem. Obhajovat tento návrh vůči alternativnímu "typu B".
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 mechanizmů 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 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc. Ředitel ústavu	prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc. Děkan fakulty

Abstrakt

Práce pojednává o konstrukčním návrhu a výpočtu manipulačního zařízení určeného k přepravě vrtulníku BELL mezi hangárem a letištní plochou. V první části práce je uveden rozbor možných mechanismů použitelných k manipulaci s vrtulníkem a také přehled s celkovým zhodnocením některých výrobců, kteří se zabývají výrobou tohoto typu zařízení. V druhé části je prezentován návrh a potřebné výpočty s výkresovou dokumentací. Manipulační zařízení je určeno nosností 2000kg s minimálním zdvihem vrtulníku 80mm pro zajištění bezpečné přepravy na potřebné vzdálenosti.

Klíčová slova

vrtulník; Bell; 206; manipulační zařízení; 2t; 80mm; pevnostní výpočet; zdvih; zdvihání břemena; lyžiny; letiště; hangár

Abstract

The thesis deals the design and calculation of handling equipment designed for transport of Bell helicopter between the airport and hangar space. The first part contains an analysis of possible mechanisms applicable to the handling of the helicopter as well as an overview of the overall evaluation of some producers, engaged in the manufacture of this type of device. The second part presents the design, necessary calculations and drawing documentation. Handling equipment is designed for loading kapacity of 2000kg with a minimum 80 mm lift of helicopter to ensure safe transportation to the required distance.

Key words

helicopter; Bell; 206; manipulation device; 2t; 80mm; strength calculation; upstroke; lifting the load; skid; airport; hangar

Bibliografická citace

BERNARD, V. Pojezdové a zvedací zařízení. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 103 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

V Brně, dne …… Podpis: ……..

Poděkování

Za poskytnutí přehledných informací, doporučení a cenných rad tímto děkuji mému vedoucímu panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. Dále chci poděkovat svým rodičům za neustálou podporu při studiu na vysoké škole.

Obsah

1 Úvod ... 9
2 Přehled výrobců ... 10
2.1 Chopper spotter ... 10
2.1.1 Konstrukce, rozdělení typů ... 10
2.1.2 Manipulace s Chopper spotter ... 12
2.2 Helitowcart ... 13
2.2.1 Konstrukce Helitowcart, rozdělení typů ... 13
2.2.2 Manipulace s Helitowcart ... 16
2.3 Paravion technology ... 17
2.3.1 Konstrukce Heliporter, rozdělení typů ... 17
2.3.2 Manipulace s Heliporter ... 18
2.4 Mototok Internacional GmbH ... 19
2.4.1 Konstrukce Helimo ... 19
2.4.2 Manipulace s Helimo ... 19
2.5 Brackett aircraft company ... 20
2.6 Zhodnocení ... 22
3 Použitelné mechanismy ... 24
3.1 Mechanismus zdvihu s jedním rámem ... 24
3.2 Mechanismus s dvojitým rámem ... 24
3.2.1 Mechanismus s kyvným horním rámem ... 24
3.2.2 Nůžkový zvedák ... 25
4. Konstrukční řešení zvedacího zařízení ... 26
4.1 Vrtulník Bell ... 26
4.2 Rozložení hmotnosti vrtulníku ... 27
4.3 Zdvihací mechanismus ... 28
5 Pevnostní výpočty ... 34
5.1 Horní rám ... 34
5.1.1 Zatížení rámu ... 34
5.1.2 Průběh napětí ... 36
5.1.3 Kombinované namáhání ... 37
5.2 Spodní rám ... 38
5.2.1 Zatížení rámu ... 38
5.2.2 Průběh napětí ... 42
5.2.3 Kombinované namáhání ... 42
5.3 Čepy ... 43
5.3.1 Čep spodního rámu – A ... 44
5.3.2 Čep horního rámu – B ... 46
5.3.3 Čep pístů – spodní rám ... 48
5.3.4 Čep pístů – vidlice ... 50

5.4 Vzpěr 51
5.4.1 Kyvná deska 51
5.4.2 Vysoký úchyt 52
5.4.3 Kontrola pístnice na vzpěr 54
5.5 Zatížení kol 54
5.5.1 Zatížení předního kola 54
5.5.2 Zatížení zadního kola 56
6. Pohon zařízení 58
6.1 Stanovení hnacího momentu 58
6.1.1 Redukovaný moment setrvačnosti 58
6.1.2 Redukovaný výkon 59
6.1.3 Potřebný hnací moment 60
6.1.4 Potřebný výkon 60
6.2 Výpočet hnané hřídele 61
6.2.1 Předběžný návrh 61
6.2.2 Kontrolní výpočet – statický přístup 63
6.2.3 Výpočet těsného pera 64
6.2.3.1 Těsné pero v místě A_1 64
6.2.3.2 Těsné pero v místě C_1 65
6.2.3.3 Těsné pero motoru 66
6.2.4 Volba ložisek 66
6.2.4.1 Radiální ložiska hnané hřídele 66
6.2.4.2 Ložisko předního kola 67
7 Návrh hydraulického obvodu 68
7.1 Obvod zdvihu 69
7.1.1 Stanovení potřebného průtoku pístů 69
7.1.2 Objem přímočarých hydromotorů 69
7.1.3 Čas vykonání zdvihu 69
7.1.4 Potřebné otáčky hydrogenerátoru 70
7.1.5 Náhradní schéma 70
7.1.6 Stanovení odporů 71
7.1.7 Doba rozběhu 73
7.1.8 Tlakový spád 73
7.1.9 Tlak na hydrogenerátoru 74
7.1.10 Doba brzdění hydraulického mechanismu 74
7.2 Obvod s rotačním hydromotorem 74
7.2.1 Stanovení potřebného geometrického objemu 74
7.2.2 Množství přiváděné kapaliny do hydromotoru 75
7.2.3 Výkon na hřídeli hydromotoru 75
7.2.4 Příkon čerpadla 75
7.2.5 Potřebné otáčky hydrogenerátoru 76

7.2.6 Náhradní schéma ... 76
7.2.7 Stanovení odporů ... 77
7.2.8 Čas rozběhu ... 78
7.2.9 Tlakový spád ... 78
7.2.10 Tlak na hydrogenerátoru ... 79
7.2.11 Stanovení času brzdění ... 79
8 Volby a komentáře ... 80
8.1 Opěr vrtulníku ... 80
8.2 Manipulace se zařízením ... 81
8.3 Přestavba pro Bell 206B ... 82
8.4 Verze zařízení ... 83
8.5 Základní parametry ... 84
8.6 Volby materiálů ... 84
9 Závěr ... 85
10 Seznam použitých zdrojů ... 86
11 Seznam použitých zkratek a symbolů ... 89
12 Seznam obrázků ... 100
13 Seznam tabulek ... 102
14 Seznam příloh ... 103

1 Úvod

Cílem této diplomové práce je provedení přehledu a zhodnocení výrobců zabývajících se zařízeními, která slouží k manipulaci s vrtulníky, provedení rozboru možných řešení mechanismů zařízení a navrhnutí alternativního konstrukčního řešení pro vrtulník o hmotnosti 2 000 kg od společnosti Bell. Konstrukční provedení musí zvednout vrtulník minimálně do výšky 80 mm a být schopno bezpečné přepravy po letištní ploše. Pro zvolené konstrukční řešení je úkolem také vypracovat potřebné výpočty a vytvořit odpovídající výkresovou dokumentaci sestavy včetně důležitých podskupin.

Úkolem pojezdového a zdvihacího zařízení je zvednutí daného typu vrtulníku a jeho následná přeprava po letištní ploše. Manipulace se zařízením by měla být jednoduchá a pohodlná, nejlépe s rychlým bezpečným zdvihem. Metod zdvihu je značné množství, ne všechny jsou však snadno realizovatelné. Omezujícím prvkem u těchto typů zařízení je světlost vrtulníku, která do značné míry omezuje možnost užití zdánlivě výhodných systémů zdvihu. Jedním z faktorů ovlivňujících návrh je předpokládané užívání typů vrtulníků. Od toho se pak odvíjí koncept celého zařízení. Konstrukce může být řešena jako univerzální nebo jako cílená. Univerzální má konstrukci řešenou převážně pro zdvih lyžin vrtulníku. Cílené zařízení pak zdvihá předem stanovený typ vrtulníku, případně podobné typy po menší úpravě zdvihacího mechanismu. Dalším faktorem ovlivňujícím konstrukci celého zařízení je cena. Pokud by vyvstal požadavek nejnižší možné ceny, značně by to ovlivnilo především vlastní pohon celého zařízení a volbu metody zdvihu. Zařízení by pak bylo řešeno jako tažné a pro přepravu vrtulníku po letištní dráze by byla využívána fyzická síla.

Předpokládá se užití na letišti se zpevněným rovným povrchem bez vážnějšího poškození. Zařízení bude konstruováno s předpokladem kusové výroby a využitím pro vyhraněné typy vrtulníků od společnosti Bell Helicopter v civilním sektoru.

2 Přehled výrobců

Na trhu se objevuje řada výrobců, kteří nabízejí pojezdové a zdvihací zařízení vrtulníků nejrůznějšího provedení. K určitým typům zařízení jsou pak nabízena i doplňková příslušenství pro správnou funkci. Některá zařízení využívají speciálně upraveného ramene sloužícího pro zvednutí za lyžiny, některá jsou ve formě vozíku tvořeného více rámy, další pak využívají speciální konstrukci a jsou určeny pouze k vlečení. Konstrukční provedení nabízených transportních řešení se liší a umožňuje tak zvolit koncovému uživateli nejvíce vyhovující produkt. Jednotlivé typy zařízení výrobci odstupňovávají podle nosností, což je společně s rozměry a cenou, jedna z nejdůležitějších informací. Další rozdělení je pak případně provedeno podle ostatních doplňujících parametrů (výdrž baterií, hmotnost zařízení atd.). Většina výrobců dává přednost zařízení s vlastním pohonem, najdou se však i výrobci, kteří svoje manipulační zařízení koncipují pouze jako vlečné, zákazník pak musí přihlédnout k potřebě tažného stroje.

2.1 Chopper spotter

Chopper spotter je pojízdné a zdvihací zařízení vyráběné ve třech základních provedeních odstupňovaných podle použitelné nosnosti. Jednotlivé typy se dále odlišují základními rozměry, počty zdvihacích ramen, počtu umístěných baterií, přístupu k pevnostnímu řešení otočného kola, hmotnosti samotného zařízení, základní technické výbavy a řešení systému spouštění. Zvedání u všech typů je zajišťováno hydraulickým systémem a disponuje ochrannou proti případnému přetížení. Stejnosměrný motor přes řetězový převod zajišťuje pohon předního kola, přičemž rychlost pojezdu může být měněna do 1 $m \cdot s^{-1}$. Baterie umožňuje operativnost až 5 hodin nepřetržitého provozu, konektor pro nabíjení se nachází vždy v přední části rámu. Všechny typy se také vyznačují celkovým nátěrem žluté bezpečnostní barvy.

2.1.1 Konstrukce, rozdělení typů

Chopper spotter je vyráběn ve třech základních typech:

- model E,
- model MS,
- model 4.

Model E

Model E je s nosností 2 075kg určen pro vrtulníky menších hmotností. Hmotnost samotného zařízení je 318kg a konstrukce rámu je obdobná jako u typu MS. Verze E nese na bocích technickou výbavu; na jedné straně má připevněné dvě 24V baterie, na druhé straně je

pak uchycen hydrogenerátor. Nádrž s pohonem se nachází v přední části rámu. Spouštění vrtulníku se děje za pomoci dálkového ovládání. Vzhledem k nosnosti jsou pro zatáčení dostačující osamocená otočná uretanová kola.

Model MS

Verze MS (viz Obr. 2.1) má nosnost 4 150kg, hmotnost samotného zařízení je 409kg. Stejnosměrný motor je napájen ze čtyř 24V baterií, které jsou umístěny po dvojicích na bocích. Stejně jako typ E i typ MS disponuje jedním zdvihacím ramenem. Vzhledem k nosnosti jsou pro zatáčení použity dvě dvojice otočných uretanových zátěžových kol. Vrtulník se spustí stlačením a otočením speciálního ventilu, spuštění se tedy oproti verzi E děje manuálním zásahem. Zařízení je určeno pro manipulaci se středně těžkými vrtulníky.

Obr. 2.1: Chopper spotter, model MS [23]

Model 4

S nosností 5 000kg je toto konstrukční provedení určeno pro vrtulníky středních hmotností. Konstrukce vychází z modelu MS, v přední části se však odlišuje přidáním dalšího zdvižného ramene. Ve standardní technické výbavě tohoto zařízení je oproti verzi MS umístěno světlo na manipulačním madle.

2.1.2 Manipulace s Chopper spotter

Zařízení pracuje na principu hydraulického zvednutí vhodně tvarovaného ramene, na jehož koncích jsou umístěny speciální úchyty pro lyžiny. Systém úchytu je řešen několika způsoby – využíváno je buď připravených úchytových míst na lyžinách nebo je systém uchycení řešen za pomoci kleští (viz. Obr. 2.2). U všech nabízených typů se zařízení staví do pracovní pozice zpoza vrtulníku. To je výhodné především s přihlédnutím na volbu úchytových bodů u lyžin. Pro správnou funkci zařízení a pohodlnější manipulaci je důležité vhodné zvolení těchto míst. Ovládací madlo lze ještě před ustavením zařízení do pracovní polohy bezpečně sklopit do nižší polohy tak, aby případně nemohlo poškodit technické vybavení zdvihaného vrtulníku. Pro zabránění vlečení kabelu k ovládání po letištním povrchu se přehazuje před manipulací kabel přes ocasní část vrtulníku.

Pojezd zařízení je u všech typů řešen dálkovým ovládáním se systémem pomalého rozjedu a pomalého zastavení z důvodu bezpečnosti přepravovaného vrtulníku. Součástí elektrického vybavení je i elektronický brzdící regulátor zajišťující, aby nedošlo k překročení bezpečné přepravovací rychlosti, např. při pojezdu z rampy.

Chopper spotter je zkonstruován pro manipulaci na zpevněném povrchu, není proto vhodný pro přepravu přes travnatý terén či málo zpevněný povrch. Jako náhradu vlastního pohonu zařízení dovoluje možnost manipulace vlečením. To je však podmíněno rychlostí, která nesmí překročit normální pracovní rychlost. Pokud by byla vyžadována větší rychlost než je pracovní, musel by být odstraněn hnací řetěz a pověřená osoba by musela dohlížet a stabilizovat zadní část takto taženého vrtulníku. Pro spuštění vrtulníku je třeba, dle používané verze zařízení, buď stisknout uvolňovací tlačítko nebo dát příkaz na ovládání.

Obr. 2.2: Chopper spotter, model 4 [23]

2.2 Helitowcart

Název Helitowcart vychází ze slovního spojení „helicopter towing cart“ (tažné zařízení vrtulníku). Firma se věnuje návrhu, produkci i distribuci těchto zařízení a svojí širokou nabídkou nosností dává možnost na přepravu i středně těžkých vrtulníků.

2.2.1 Konstrukce Helitowcart, rozdělení typů

Všechny verze Helitowcart se vyznačují kompaktní konstrukcí s vlastním pohonem. Zařízení má systém ochrany proti případnému překročení maximální dopravované rychlosti (např. při pojezdu ze svahu), rychlost vozíku lze měnit od nejmenších posuvů až po rychlost převyšující pohodlné manipulování.

Všechny nabízené typy zvedající za lyžiny disponují jedním vhodně tvarovaným ramenem, které je zdviháno elektrickým systémem. U typů pro menší nosnosti jsou možné dvě metody zdvihu a to elektrickým nebo hydraulickým systémem. Elektrický systém je řešen pro verze s menší nosností jako varianta nůžkového zvedáku, pro větší nosnosti je pak řešení provedeno teleskopickým mechanismem. U hydraulického zdvihacího mechanismu se docílí zdvihnutí pomocí manuálního pumpování páky. Na obou koncích ramene se nachází systém s úchyty pro lyžiny. Ten je řešen využitím zpevněného popruhu, kterým se lyžina podvleče a zajistí v úchytovém systému umístěném na konci ramene. Konstrukce ramene umožňuje vysunutím jeho nové nastavení při případné rozdílné vzdálenosti lyžin vrtulníku než je aktuální nastavení. Rameno se vyskytuje ve dvou verzích – AT45 a AT47. Verze AT45 má konstrukci řešenou pro zdvih za přední část lyžin, verze AT47 má uzpůsobenou konstrukci tak, aby zdvihala za stojiny lyžin pod trupem. Při užívání zařízení s větší nosností pro lehké vrtulníky lze snadno rameno určené pro úchyt lyžin odejmout a umístit speciální součást určenou pro výhodnější uchycení lehčích vrtulníků.

Zařízení Helitowcart zvedne vrtulník pouze v přední části, proto se do zadní části lyžin umísťují přídavná kola. Řešena jsou mechanicky nebo hydraulicky. Tím se docílí možnosti přepravy zdvihnutého vrtulníku. K ovládání zdvihu a pohonu zařízení je přistupováno značně rozdílně. Ovládání zdvihu a pohonu je řešeno buď dálkově nebo se nachází na manipulační tyči přímo na vozíku.

Helitowcart V404

Typ V404 (viz Obr. 2.3) s přepravní tažnou nosností 4 000kg umožňuje manipulaci např. s vrtulníky EC130, 135, 145, AS355, BK117, B206L & B407. Minimální výška při zasunutí je 410mm. Rám umožňuje svou konstrukcí dodatečné prodloužení. Zařízení využívá čtyři 12V baterie. Na jedné z baterií jsou umístěna tlačítka pro ovládání zdvihu. Vedle tlačítek pro ovládání zdvihu je umístěno tlačítko hlavního vypínače i indikátor stavu nabití. V404 disponuje čtyřmi hnanými koly; hnaná kola mají průměr 330mm, přední natáčecí mají průměr

kol 150mm. Zdvih je řešen elektrickým systémem nůžek. Ovládání pohonu je umístěno na řídící páce a zahrnuje volbu směru pohybu s určením požadované rychlosti. Pro rozjezd je doporučováno začít nižšími rychlostmi. Na manipulační páce se také nachází ovládací tlačítka pro zapnutí a vypnutí pohonu.

Obr. 2.3: V404 bez rámu [27]

Helitowcart V500

Helitowcart V500 (viz Obr. 2.4) byl navržen pro přepravu vrtulníků s lyžinami, vrtulníky s kolovými podvozky a pro tažení lehkých letadel až do hmotnosti 6 300kg. Zařízení má zdvih řešen elektrickým systémem teleskopického zdvihu řízeným dálkovým ovládáním na kabelu. Pro uložení ovládání je speciálně vyhrazen prostor v přední části rámu. Rám lze stejně jako u předešlých verzí v případě potřeby během chvíle rozměrově upravit. Zařízení v základu využívá rameno AT 45 s úchyty pro lyžiny. V případě nočního provozu je k dispozici operační osvětlení zařízení. V přední části se nachází úložný prostor, který slouží především pro snadnější přepravu pomocných přídavných kol lyžin ke zdvihanému vrtulníku. Manipulační páka je lehce složitelná, což je výhodné především pro snadnější uskladnění. Na konci manipulační páky se nachází ovládací joystick, kterým se ovládá rozsah rychlostí a směr pojezdu. Ovládání také obsahuje tlačítko pro výstražný zvuk.

Verze V500 má 4 hnaná kola. Pohon pro každé kolo zajišťuje stejnosměrný 300W motor. Přenos kroutícího momentu motoru je zajištěn řetězovým převodem, přičemž řetězovým převodem jsou současně spojeny i dvě sousedící hřídele hnaných kol. Hlavní vypínač se nachází na boční stěně zařízení a je připevněn k jedné ze čtyř 12V baterií. Vedle hlavního vypínače se nachází přepínač pro optimální dodávání energie. Verze V500 může také sloužit jako tažné zařízení letadel, k tomuto účelu je v zadní části připraven úchyt.

Obr. 2.4: V500 s rámem AT45 [27]

Helitowcart V614

S tažnou nosností 8 200kg se jedná o nejvýkonnější zařízení od Helitowcart. Typ V614 (viz Obr. 2.5) je schopen přepravovat všechny uvedené typy ostatních verzí Helitowcartu a umožňuje také přepravování vrtulníků s kolovými podvozky (např. Agusta 109) nebo letadel (např. King Air.). Pro potřebu tažení má v zadní části umístěn úchyt pro spojovací prvek s letadlem. Zařízení disponuje čtyřmi poháněnými koly. Proti předešlým typům má verze V614 šest baterií. Na boku zařízení je umístěn hlavní vypínač a přepínač pro optimální dodávání energie.

Zdvih je řešen elektrickým teleskopickým systémem řízeným dálkovým ovládáním na kabelu, pro které je v konstrukci rámu vyhrazeno místo pro následné ukládání. Řízení pohonů je řešeno joystickem. Využitím délky propojovacího kabelu joysticku je možno při manipulaci vrtulník obejít a v průběhu přepravování zkontrolovat bezpečnost dalšího posuvu. Verze V614 umožňuje velice dobré manévrování, zařízení je téměř schopno otočení na místě. To přispívá k pohodlnější a rychlejší manipulaci.

Obr. 2.5: V614 bez rámu [27]

2.2.2 Manipulace s Helitowcart

Před samotnou manipulací se zařízením Helitowcart je podstatné zkontrolovat stav nabití baterií. Pokud by byl stav indikátoru 50% kapacity či méně, je doporučováno dát baterie před použitím dobít. Zároveň je důležité po zapnutí joysticku vyčkat 5 vteřin na náběh systému. V opačném případě by došlo k chybě a nutnosti opakovaného spuštění.

Vzhledem k pracovní funkci vozíku Helitowcart je nutné k zajištění správné manipulace přichytit do zadní části lyžin přídavná kola, která tvoří nezbytné vybavení. Pracovní pozice všech typů Helitowcart se nachází pod vrtulníkem v přední části lyžin (viz Obr. 2.6). Se všemi verzemi se do pracovní pozice zajíždí vždy zepředu. Výjimku tvoří pouze typ V614, u kterého není stanoven směr zajíždění. Po ustanovení v pracovní poloze dojde dle potřeby k úpravě rozměru ramene. Přední části lyžin vrtulníku se za použití zpevněného popruhu podvlečou a následně zajistí v úchytech na koncích ramene. Po provedení zdvihu se užitím ovládání pohonů určí směr pohybu. Pro spuštění vrtulníku se dá na ovládacích prvcích příkaz, uvolní se popruhy a odstraní se přídavná kola ze zadní části lyžin. Před návratem do hangáru lze na některá zařízení do úložných prostor (např. V500) umístit přídavná kola pro pohodlnější přepravu.

Zařízení Helitowcart je vhodné pro použití nejen na zpevněné povrchy, ale také pro manipulaci na travnatých a nezpevněných plochách. Při užití přídavných řetězů pro hnaná kola je možné použití také na ledem či sněhem pokryté ploše.

Obr. 2.6: Použití V614 s rámem AT45 [27]

2.3 Paravion technology

Firma Paravion technology nabízí pojezdové a zdvižné zařízení Heliporter. Uplatnění je vhodné především pro vrtulníky malých až středních hmotností. K dispozici jsou celkem 4 základní typy Heliporter odstupňované podle nosností a vhodnosti použití pro jednotlivé typy vrtulníků. V případě potřeby speciálního technického vybavení nabízí firma Paravion technology po konzultaci možnost dodatečných úprav a modifikací.

2.3.1 Konstrukce Heliporter, rozdělení typů

Heliporter je vyráběn ve čtyřech základních provedeních - HP110, HP150, HP200 a HP250. Jednotlivé verze jsou vyráběny v modifikacích E, TP, G2, E-X, TP-X a G2-X; rozsah nosností je od 680kg až do 5 440kg. Verze E má v základní výbavě na manipulační páce řadu ovládacích prvků zařízení. K dispozici je ovládání pohonu, osvětlení, řízení zdvihu a směru pojezdu zařízení. U verze TP je ovládání zdvihu vyvedeno na manipulační páku, ta však neobsahuje další ovládací prvky jako verze E a slouží pouze k uchycení za tažný stroj. Typ G2 se od předešlých odlišuje především robustnější konstrukcí, která má větší nosnost a je určena pro tažení speciálním zařízením. Verze E-X, TP-X a G2-X se odlišují pouze použitím jiného systému zvednutí vrtulníku.

Zdvih je u všech nabízených verzí řešen hydraulickým válcem (případně více válci). Uchopení vrtulníku je zajištěno systémem čtyř tvarových úchytů za lyžiny (verze E-X, TP-X, G2-X) nebo jako systém vhodně tvarovaných tyčí se specifickým zakončením (verze E, TP, G2). Konstrukce verzí E-X, TP-X a G2-X má provedení dvojitého rámu řešeného se sklopnými rameny na jejichž koncích jsou úchyty lyžin. Toto provedení je výhodné především pro snadné uskladnění. Pohon je zajištěn rotačním hydromotorem. Pro napájení se využívá 12V, případně 24V baterie.

Heliporter HP150

Heliporter HP150 je určen pro vrtulníky menších hmotností. Zařízení HP150 se vyskytuje v konstrukčních provedeních E, TP, E-X, TP-X. Zdvih zajišťuje jeden hydraulický válec umístěný v zadní části zařízení. U verzí E a E-X je pohon zajištěn rotačním hydromotorem. Pohon umožňuje plynulou změnu rychlosti do rychlosti 1,1 $m \cdot s^{-1}$. Baterie se nachází v přední části zařízení. Součástí technické výbavy zařízení HP150 je i nabíječ baterií. Verze HP150 disponuje také osvětlením pro usnadnění nočního užívání.

Heliporter HP200

HP200 je provedeno v konstrukčních verzích E, TP, E-X a TP-X. Zdvih je prováděn dvěma hydraulickými válci umístěnými v zadní části zařízení. Verze HP200 má vzadu 4 dvojkola, z toho 2 dvojkola jsou u verzí E a E-X poháněna rotačními hydromotory.

Konstrukce rámu u HP250 je obdobná jako u HP200. Rozdíl je ve vyšší nosnosti a většího počtu konstrukčních verzí (viz Obr. 2.7).

Obr. 2.7: Heliporter HP250G2 [33]

2.3.2 Manipulace s Heliporter

Zařízení je určeno pro manipulaci na zpevněném povrchu. Heliporter konstrukčního provedení E, E-X má vlastní pohon. Směr pohybu se určuje otáčením jedné z rukojetí na manipulační páce. Stlačení rukojeti a její otočení do pozice nastavující manuální manévrování umožní přesnější ustanovení v pracovní pozici. Do pracovní pozice se vždy ustavuje manuálním zásahem. Po upevnění úchytů lyžin, umístěných na výsuvných ramenech, se ovládáním zdvihu začne vrtulník zvedat do doby dosažení potřebného zdvihu. Pro manipulaci je důležité zpočátku otáčet rukojetí ovládající posuvy pomalu. Malým natočením rukojeti se získá malá pojezdová rychlost, rychlost při velkém natočení rukojeti pak je 1,1 m/s.

U konstrukčního provedení verze TP nejsou, vyjma ovládání zdvihu, na manipulační páce žádné další řídící prvky. Zařízení je do pozice pro zdvih ustanoveno manuálně zepředu a při nejmenším zdvihu. Pro možnost manipulace s verzí TP je zapotřebí zařízení schopné vlečení. Po dosažení cílového místa dojde ke spuštění vrtulníku a s TP verzí Heliporter se pak může odjet.

Verze G2 jsou určeny pro specifické tažné zařízení dodávané k vozíku Heliporter. Za užití připojeného tažného stroje se s vozíkem zajede zepředu pod vrtulník do pracovní polohy a po provedení zdvihu se vrtulník přepraví na cílové místo, kde dojde ke spuštění.

2.4 Mototok Internacional GmbH

Německý Mototok nabízí specifické pojezdové a zdvižné zařízení pro vrtulníky a letadla. V nabídce firmy jsou 3 typy provedení - Twin, M-serie a Helimo. Twin a M-série jsou zařízení pro tažení letadel, případně vrtulníků s kolovými podvozky. Helimo je zařízení určené pro manipulaci s lyžinovým vrtulníkem.

2.4.1 Konstrukce Helimo

Helimo se vyznačuje měnitelnou šířkou v rozmezí 2200-3550mm, délkou 4300mm a výškou 250mm. Malá výška zařízení umožňuje využití Helimo pro všechny typy vrtulníků s lyžinami do hmotnosti 7 000kg. Zařízení samotné váží 1500kg.

Systém zdvihu je řešen patentovaným provedením, kdy nedochází žádnými úchyty k upevňování lyžin a samotná operace přípravy a provedení zdvihu je s vrtulníkem velice rychlá. Na bocích zařízení se nachází vhodně tvarované plochy, které slouží k podsunutí lyžin. Celý blok je poté zdvižen i s takto umístěným vrtulníkem. K docílení podsunutí je využita vlastnost měnitelné šířky zařízení Helimo. Pohon je zajištěn výkonným stejnosměrným motorem, který je napájen bezúdržbovými 24V bateriemi. Výdrž baterií bez potřeby nabití je v rozmezí 2-3 dny, v závislosti na využívání zařízení. Helimo je schopno velmi malých posuvů, ale také rychlosti až 0,7 $m \cdot s^{-1}$. Ovládání zařízení se provádí dálkovým bezdrátovým ovládáním (viz Obr. 2.8), které disponuje ochrannými prvky používaných frekvencí.

Obr. 2.8 Dálkové bezdrátové ovládání, Mototok Helimo [32]

2.4.2 Manipulace s Helimo

Před samotnou operací dojde k překontrolování šířky zařízení, která musí být menší jak rozchod lyžin, aby bylo možno pod vrtulník zajet. Pokud by aktuální šířka nevyhovovala,

dojde k její úpravě. Se zařízením Helimo se při užití dálkového ovládání zajíždí pod vrtulník zepředu; pracovní poloha je pro zajetí ohraničena koncem lyžin.

Poté dojde k postupné změně šířky Helimo tak, aby se specificky tvarované plochy na bocích podsunuly pod lyžinami. Po podsunutí lyžin se na dvě či více míst umístí zajišťovací součásti a celý blok se zvedne i s vrtulníkem (viz Obr. 2.9). Zařízení umožňuje velmi dobré manévrovací schopnosti a díky dálkovému bezdrátovému ovládání je možno přepravovaný vrtulník za pohybu pohodlně kontrolovat. Po docílení cílového místa se celý blok spustí, odstraní se pojistné součásti, upraví se šířka Helimo a poté se může se zařízením odjet.

Obr. 2.9 Mototok Helimo [32]

2.5 Brackett aircraft company

Brackett aircraft company je malá letecká společnost vyrábějící zařízení a příslušenství pro letectví. Firma se věnuje především tažným prostředkům pro manipulaci s vrtulníky a letadly po letištní ploše. V nabídce se také nachází široký výběr mechanických a hydraulických přídavných kol určených pro úchyt k lyžinám vrtulníku pro podporu manipulace po dráze. Brackett se výrobě zařízení a příslušenství věnuje od roku 1968 a díky relativně nízkým cenám jsou výrobky užívány po celém světě.

Konstrukce a manipulace se zařízeními Brackett

Všechny konstrukce Brackett jsou řešeny jako tažné. Pro správnou funkci, vyjma několika odlišných verzí, potřebují přídavná manipulační kola pro lyžiny. Konstrukce zařízení je tvořena jednoduchým rozebíratelným rámem se sestavou kol. Kola mají systém popruhů a ráčen. Pro vrtulníky s lyžinami jsou navrženy typy HM-7M, HM-10M, HT-500, HT-88, HRT-100 a HRT-200. Vzhledem k podobným konstrukcím budou popsány pouze HM-500 a HRT-200.

HM-500

Zařízení HM-500 je tvořeno složeným rámem jednoduché konstrukce a dvěma sestavami kol s nylonovými popruhy a ráčnami. Kola s ráčnami jsou ve složeném stavu připevněny k rámu, který má konec uzpůsobený pro tažení. Zařízení disponuje také nastavitelným přítlačným zařízením přední části lyžin, kterým se odstraní problém potřeby další osoby u přepravy vrtulníků s těžkou ocasní částí (např. MD500). Verze s přítlačným zařízením je označena HM-500P (viz. Obr. 2.10). Typ HM-500 má hmotnost 57kg, HM-500P 80kg.

Zařízení může být připraveno během 5 minut jednou osobou. Do přední části lyžin se připraví kola s popruhy, do zadní části lyžin se upevní přídavná kola pro lyžiny, která zajistí dostatečný zdvih pro podvlečení nylonových popruhů v sestavě předních kol. Přední část lyžin se poté zvedá až do připravených opěr s ochrannou vrstvou proti poškození. Nylonový popruh se poté zajistí a zařízení je připraveno na manipulaci po dráze.

Obr. 2.10 HM-500P s přítlačným zařízením přední části lyžin [20]

HRT-200

Verze HRT-200 (viz Obr. 2.11) se konstrukcí podobá HM-500. HRT-200 se oproti HM-500 umisťuje do zadní části vrtulníku, má větší rozměry a zajišťuje zachycení a stlačení zadní části vrtulníku k získání dostatečné mezery mezi přední částí a povrchem. Výhodou při stlačené zadní části vrtulníku je nezávislost na přídavných kolech lyžin. Konstrukce umožňuje také vlečení popředu jako zařízení HM-500, musí však být použita přídavná kola lyžin.

Obr. 2.11 HRT-200 s přítlačným zařízením zadní části [20]

2.6 Zhodnocení

Všechna manipulační zařízení od zmíněných výrobců jsou, při správné volbě typu manipulátoru, vhodná pro použití k přepravě vrtulníku požadovaných parametrů ze zadání. Od Helitowncart je nejvhodnější verze V404, od Chopper spotter typ MS, od Heliporteru je nejvhodnější HP150E-X a od firmy Brackett je dostačující HM-500. Helimo se vyrábí pouze v jednom provedení. Přístup k řešení u jednotlivých výrobců je značně rozdílný a to v konstrukčním řešení zvedání i ve volbě pohonu.

Nabízené manipulátory jsou určeny pro manipulaci na zpevněných površích. Výjimku tvoří Helitowcart, který umožňuje práci na travnatém nezpevněném povrchu, ale i na sněhem či ledem pokryté ploše. Chopper spotter, Heliporter a Helimo využívá ke zdvihnutí hydrauliku, Helitowcart využívá převážně elektrického systému teleskopického pístu, případně systém nůžek řešených elektricky nebo hydraulicky. Pohon u všech typů Helitowcart, Chopper spotter a Helimo je řešen stejnosměrným motorem, u poháněných verzí Heliporter je využit rotační hydromotor. Firma Brackett nevyužívá vlastní pohon zařízení. Zvednutí lyžin je řešeno systémem s podvlečenými zátěžovými popruhy.

Z hlediska technického provedení je nejvýhodnější zařízení Helimo, které vyniká především rychlostí přípravy zdvihu, obratností se zdviženým vrtulníkem, dálkovým bezdrátovým ovládáním, kompatibilitou i výdrží baterií. Oproti ostatním výrobcům však umožňuje Helimo pomalejší manipulaci se zdviženým vrtulníkem. Zařízení Helitowcart a Chopper spotter vynikají také obratností, nemají však tak dlouhou operační dobu provozu zařízení a přípravná část pro zdvih je delší. Částečnou nevýhodou Helitowcartu je, vzhledem ke konstrukčnímu provedení, i potřeba používání přídavných kol lyžin. Zařízení Heliporter od

Paravion Technology se vyznačuje komplikovaným ovládáním, horšími možnostmi manévrování i relativně složitou konstrukcí. Z hlediska pořizovacích nákladů je nejvýhodnější nabídka od firmy Brackett, nevýhodou je však nutnost použití vlečného stroje a u většiny typů je potřeba přídavných kol lyžin k zajištění správné funkce.

Výčet výrobců zařízení sloužící k přepravě vrtulníku po letištní ploše obsahuje významné představitele jednotlivých základních metod manipulace. Výpis výrobců není kompletní. Mnozí ostatní výrobci využívají podobných mechanismů k docílení zdvihu. Jejich výpis by vedl pouze k popisu menších rozdílů mezi jednotlivými výrobci.

3 Použitelné mechanismy

Na zvolené metodě zdvihu je do značné míry závislá volba uchycení zvedaného vrtulníku.

3.1 Mechanismus zdvihu s jedním rámem

Konstrukce zařízení s jedním rámem umožňuje řešit zdvih s rámem pohyblivým nebo nepohyblivým.

Varianta zdvihu s nepohyblivým rámem je řešena systémem zdvihaného ramena, případně více ramen. Ramena jsou vždy zakončena speciálními úchyty, které jsou buď přímo určeny pro úchyt lyžin v místě udaném výrobcem vrtulníku nebo je použito kleštinových úchytů, kdy volba polohy upnutí závisí na obsluze manipulačního zařízení. Další možností je pak využití zpevněného popruhu tak, jak to řeší firma Helitowcart. Zdvih ramen je výhodné, v závislosti na konstrukci zařízení, provádět hydraulikou, případně teleskopickým aktuátorem.

Konstrukční provedení mechanismu zdvihu řešeného pohyblivým rámem využívá možnosti změny celkové výšky změnou polohy kol. U takto řešeného systému zdvihu dojde k uchycení lyžin za pomoci ramen s úchyty a poté dojde za použití hydrauliky k podsunutí zadních kol pod rám. Tím se docílí zvednutí celého bloku s uchyceným vrtulníkem. Vzhledem k potřebě schopnosti podsunutí zadních kol je pohon volen do přední části manipulačního zařízení.

V současnosti není vyrobeno žádné manipulační zařízení, které by při konstrukci jednoho rámu zdvihalo vrtulník za spodní část trupu.

3.2 Mechanismus s dvojitým rámem

3.2.1 Mechanismus s kyvným horním rámem

Užití mechanismu s dvojitým rámem je výhodné jak pro variantu s pohonem, tak pro variantu určenou pro vlečení. Konstrukce je řešena spodním rámem nesoucím potřebnou technickou výbavu a horním rámem konajícím kyvný pohyb se systémem úchytů pro vrtulník. Kyvný pohyb je stanoven délkou kyvných desek spojujících oba rámy a zdvihem pístu (pístů) či délkou šroubu. Umístění hnaných kol není omezeno, musí být však přihlédnuto v konstrukci k možnému příčení při přejíždění vyšších překážek. Zdvihu horního rámu lze docílit nejvýhodněji hydraulicky či mechanicky. Varianta využívající dvojího rámu umožňuje volbu metody uchopení vrtulníku. Při využívání výsuvných ramen s úchyty pro lyžiny je konstrukce vyřešena jako celek. Při volbě opěru o spodní část trupu vrtulníku se již musí přihlédnout k potřebě výměnných opěrných tyčí z důvodu velké výškové rozdílnosti mezi jednotlivými typy vrtulníků (nízké a vysoké verze).

3.2.2 Nůžkový zvedák

Nůžkový zvedák je při vhodných konstrukčních úpravách vyhovující variantou. Metoda zdvihu nůžkovým zvedákem je využita např. ve verzi V404 (viz Obr. 2.3) od firmy Helitowcart.

Ve sníženém stavu je obecně u nůžkových zvedáků výška zařízení velmi malá a spolu s velkou nosností splňuje základní prvotní kritéria pro využití jako manipulační prostředek. Při konstrukci, která je řešena nůžkovým zvedákem pro zdvih celého vrtulníku je určitou nevýhodou hmotnost samotných nůžek a značná síla na počátku zdvihu.

4. Konstrukční řešení zvedacího zařízení

4.1 Vrtulník Bell

Společnost Bell helicopter se věnuje produkci civilní i vojenské techniky. Konstruované manipulační zařízení je určeno pro civilní část vrtulníků o maximální vzletové hmotnosti 2000 kg. Této hmotnosti odpovídají verze Bell 206B a Bell série 206L–L3 (viz. Obr. 4.1). Do výčtu použitelných typů pro manipulaci je přidán i Bell 206L–4, který se vyznačuje maximální vzletovou hmotností 2019 kg (viz Tab. 4.1). Zařízení bude přednostně určeno pro operace s vrtulníky typu L, zajištění zvednutí typu B by bylo možné po dodatečné úpravě horního rámu (viz. 8.3).

Verze vrtulníků B i L se zásadně vyskytují v konstrukčním provedení s lyžinami. Trup vrtulníku, v závislosti na provedení spodní části, může být umístěn nízko nebo vysoko. Vzhledem ke zvolenému systému zdvihu musí být výška trupu zohledňována.

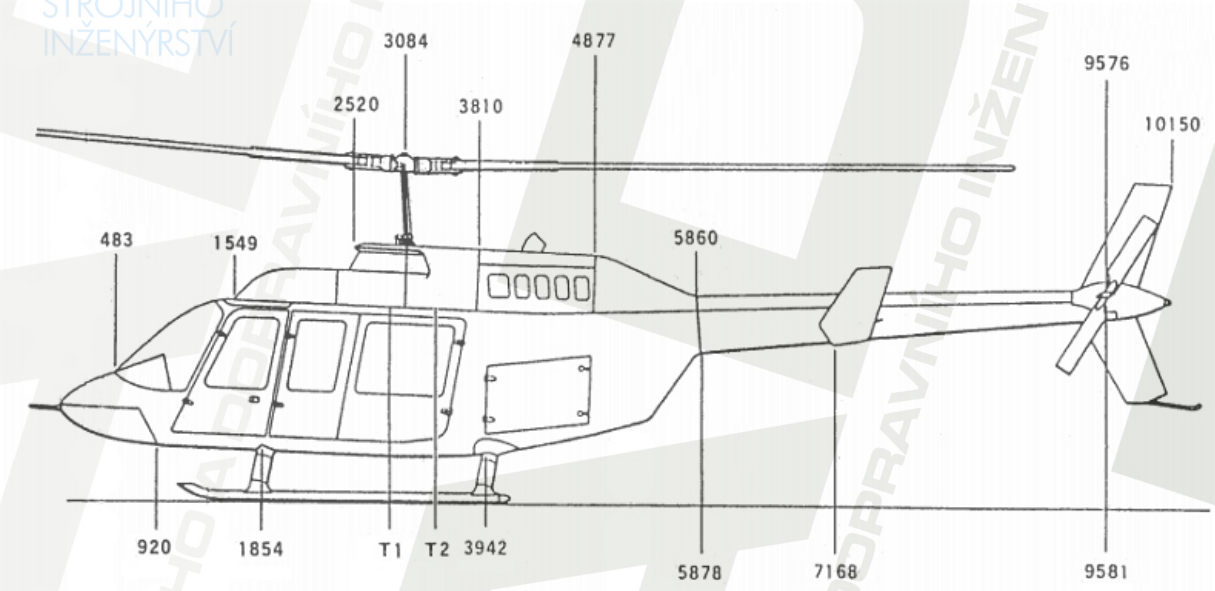
Tab. 4.1: Parametry vrtulníku Bell 206L

Označení vrtulníku	Trup (m)			Rotor (m)		Počet listů vrtule	Pohon Rolls-Royce Allison	Max. vzletová hmotnost (kg)
	Délka	Šířka	Výška	Hlavní	Zadní			
206L	10,13	1,32	3,11	11,28	1,65	2	250-C28B/J	1814
206L-1							250-C28B	1837
206L-2								
206L-3							250-C30P	1882
206L-4								2019

Obr. 4.1: Bell 206 L3 [37]

4.2 Rozložení hmotnosti vrtulníku

Z leteckého manuálu výrobce [22] byl zjištěn předepsaný rozsah umístění těžiště zdvihaného vrtulníku. Při pevnostním řešení konstrukce zařízení bude počítáno s krajními polohami těžiště T1 a T2, pro pevnostní výpočet budou převzaty hodnoty v nejvíce zatížených stavech. Těžiště vrtulníku se nachází v rozmezí vzdáleností 2997–3264 mm, na obr. 4.2 jsou krajní polohy těžiště označeny T1 a T2. Uváděné rozměry (v mm) jsou dle výrobce vztahovány ke špici vrtulníku.



Obr. 4.2: Vrtulník Bell 206L, [upraveno podle [22]]

Zdvihaná hmotnost

Při výpočtu celkové zdvihané hmotnosti se vychází z nejvyšší možné vzletové hmotnosti vrtulníku. Uváděná hodnota nesmí být překročena. Obsluha je přímo zodpovědná za dodržení takto výrobcem stanovené maximum. Nejvyšší vzletovou hmotnost (s interním naložením) má verze Bell 206L–4. K hmotnosti vrtulníku je pak zvolena dostatečná rezerva pro případ neočekávaného zvýšení hmotnosti oproti základní nosnosti (např. porušení maximální hmotnosti vrtulníku). Připočtena musí být i hmotnost horního rámu s dalšími zvedanými prvky mechanismu.

Dílčí hmotnosti

2019 kg – nejvyšší vzletová hmotnost vrtulníku (viz Tab. 4.1) ,
400 kg – rezerva hmotnosti pro případ neočekávaného zatížení ,
129,4 kg – horní rám + ostatní zdvihané součásti (kyvné desky, čepy, opěrné tyče atd.) .

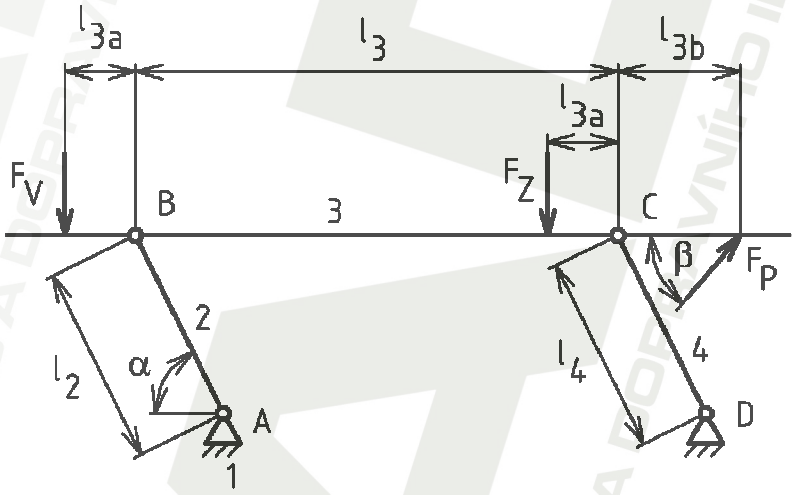
Celková zdvihaná hmotnost

2548,4 kg ≈ 25000 N
Při výpočtu bude zohledněna symetrie mechanismu, používáno bude G=12500 N.

4.3 Zdvihací mechanismus

Zdvihací mechanismus je řešen využitím vlastnosti výkyvu horního rámu pomocí kyvných desek. Kyvné desky spojují horní rám s rámem spodním a svými rozměry, společně s parametry pístů, definují možnost maximálního zvednutí (viz Obr. 4.3).

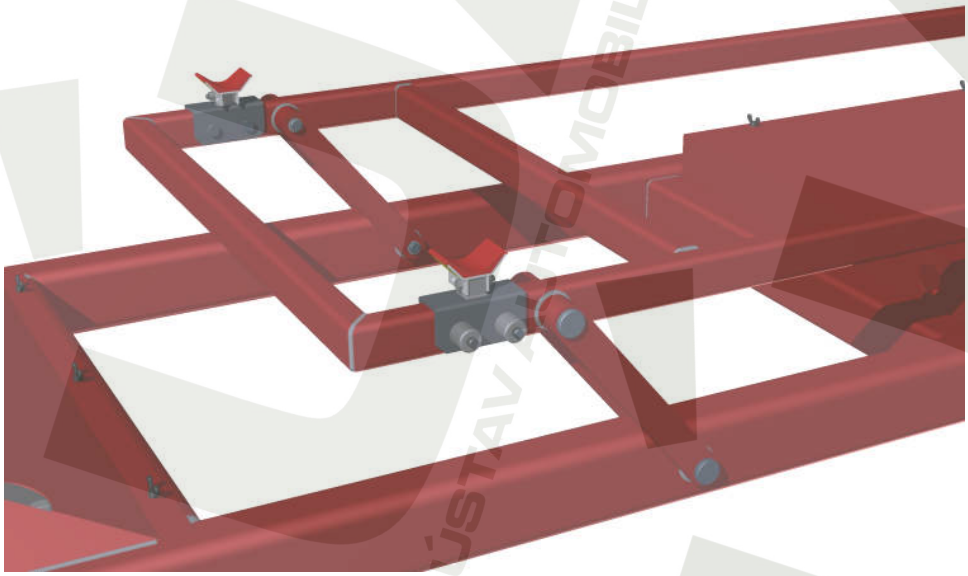
Z leteckého manuálu [22] byl získán potřebný rozměr rozteče trubek upevněných pod trupem vrtulníku. Opěr o trubky vrtulníku je zajištěn speciálními součástmi umístěnými na úchytových tyčích (viz kap. 8.1). Úchytové tyče jsou pak bezpečně spojeny s horním rámem (viz. Obr. 4.4). U takto řešeného mechanismu je potřeba zohledňovat problematiku výškové rozdílnosti i rozteče lyžin jednotlivých verzí vrtulníků. Pro zvedání dané verze vrtulníku je potřeba zvolit tyč úchytu vhodné délky. U nízké verze dochází k počátku zdvihu již ve výšce 335 mm; u verze vysoké ve výšce 585 mm.



Obr. 4.3: Zdvihací mechanismus

Základní rozměry mechanismu

$l_2 = 330$ mm, $l_3 = 2088$ mm, $l_{3a} = 100$ mm, $l_{3b} = 210$ mm, $l_4 = 330$ mm.



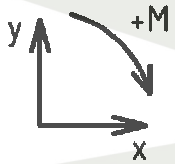
Obr. 4.4: Přední část mechanismu zdvihu s opěry

Počet stupňů volnosti soustavy

$$i_z = (n_m - 1)\cdot i_v - \left(\sum \xi_i - \eta\right) = \quad (4.1)$$
$$= (4-1)\cdot 3 - (8-0) =$$
$$= \underline{1} \ ,$$

kde:
i_z – počet stupňů volnosti soustavy (–),
i_v – počet stupňů volnosti volného tělesa (–),
$(n_m - 1)$ – počet těles bez základního tělesa (–),
ξ_i – počet stupňů volnosti odebraných vazbami (–),
η – počet omezených deformačních parametrů (–).

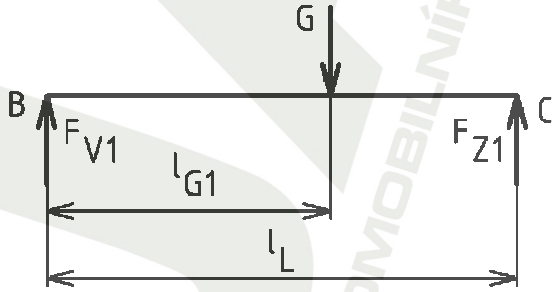
Zvolený souřadný systém



Obr. 4.5: Souřadný systém

Zatížení v krajní poloze těžiště – T1

Využitím znalosti působícího zatížení G a rozteče trubek upevněných pod vrtulníkem lze stanovit síly působící na horní rám. Poloha zatížení G je získána přepočtem vzdáleností při znalosti krajního umístění těžiště T1 (viz Obr. 4.2 a Obr. 4.6).



Obr. 4.6: Zatížení při stavu T1

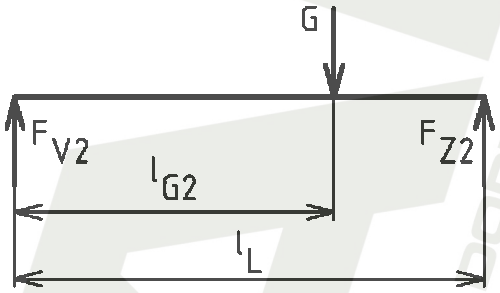
$$\sum Mi_B = 0 \ ,$$
$$-F_{Z1}\cdot l_L + G\cdot l_{T1} = 0 \Rightarrow F_{Z1} \ , \quad (4.2)$$
$$F_{Z1} = \frac{G\cdot l_{T1}}{l_L} = \frac{12500\cdot 1143}{2088} = \underline{\underline{6842,67N}}. \quad (4.3)$$

$$\sum Fi = 0,$$
$$F_{V1} + F_{Z1} - G = 0 \Rightarrow F_{V1}, \quad (4.4)$$
$$F_{V1} = G - F_{Z1} = 12500 - 6842,67 = \underline{\underline{5657,3\ N}}, \quad (4.5)$$

kde:
G – zdvihaná zátěž G v místě T1 (N),
F_{V1} – reakce od vnějšího silového působení (N),
F_{Z1} – reakce od vnějšího silového působení (N),
l_{T1} – vzdálenost krajního bodu těžiště T1 (mm),
l_L – vzdálenost trubek pod vrtulníkem / vzdálenost opěrných součástí (mm).

Zatížení v krajní poloze těžiště – T2

Analogickým postupem je stanoveno zatížení od síly G působící v krajní poloze T2 (viz obr. 4.7).



Obr. 4.7: Zatížení při stavu T2

$$\sum Mi_B = 0,$$
$$-F_{Z2} \cdot l_L + G \cdot l_{T2} = 0 \Rightarrow F_{Z2}, \quad (4.6)$$
$$F_{Z2} = \frac{G \cdot l_{T2}}{l_L} = \frac{12500 \cdot 1410}{2088} = \underline{\underline{8441,1N}}. \quad (4.7)$$

$$\sum Fi = 0,$$
$$F_{V2} + F_{Z2} - G = 0 \Rightarrow F_{V2}, \quad (4.8)$$
$$F_{V2} = G - F_{Z2} = 12500 - 8441,1 = \underline{\underline{4058,9\ N}}. \quad (4.9)$$

kde:
G – zdvihaná zátěž G v místě T2 (N),
F_{V2} – reakce od vnějšího silového působení (N),
F_{Z2} – reakce od vnějšího silového působení (N),
l_{T2} – vzdálenost krajního bodu těžiště (mm).

Zkoumané polohy mechanismu

Navržený mechanismus je v určených polohách zkoumán za účelem získání působícího zatížení. Přehled zkoumaných poloh viz Tab. 4.2. Úhly mechanismu se vztahují k Obr. 4.3.

Tab. 4.2: Zkoumané polohy mechanismu

Poloha	Úhly mechanismu (°)		Výška opěru vůči zemi (mm)	Typ úchytové tyče	Popis polohy
	α	β			
I.	22,3	17,1	335	krátká	počátek zdvihu nízké verze vrtulníku
II.	38,4	23,9	415		provedení zdvihu 80mm nízké verze vrtulníku
III.	39,5	24,2	585	dlouhá	počátek zdvihu vysoké verze vrtulníku
IV.	61,5	27,1	685		maximální zdvih pístů

Z mechanismu (viz Obr. 4.3) vyplývají matice (sepsané rovnice jednotlivých členů a příklad vyplnění matice viz. Příloha P3 a Příloha P4):

$$A=\begin{pmatrix} -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\sin(\alpha)\cdot l_2 & -\cos(\alpha)\cdot l_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & \cos(\beta) \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & \sin(\beta) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -l_3 & 0 & 0 & -\sin(\beta)\cdot(l_3+l_{3b}) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin(\alpha)\cdot l_4 & -\cos(\alpha)\cdot l_4 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (4.10)$$

$$B=\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_V+F_Z \\ F_V\cdot l_{3a}-F_Z(l_3-l_{3a}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \qquad x=\begin{pmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{Bx} \\ R_{By} \\ R_{cx} \\ R_{Cy} \\ R_{Dx} \\ R_{Dy} \\ F_P \end{pmatrix} \quad (4.11\text{ a, b})$$

Maticovým výpočtem A·x=B při dosazení základních parametrů a úhlů zkoumaných poloh byly získány hodnoty zatížení prvků v jednotlivých stavech a polohách (viz. Tab. 4.3).

Tab. 4.3: Výsledná silová působení

Parametry (N)	stav T1				stav T2			
	I.	II.	III.	IV.	I.	II.	III.	IV.
R_{Ax}	16601,50	8461,89	8121,50	3545,19	12696,39	6445,19	6183,84	2677,32
R_{Ay}	6795,24	6706,81	6699,61	6529,42	5196,82	5108,39	5101,19	4931,00
R_{Bx}	-16601,50	-8461,89	-8121,50	-3545,19	-12696,39	-6445,19	-6183,84	-2677,32
R_{By}	6795,24	6706,81	6699,61	6529,42	5196,82	5108,39	5101,19	4931,00
R_{Cx}	-837,99	-1653,59	-1684,25	-1765,56	-4743,11	-3670,30	-3621,92	-2633,43
R_{Cy}	343,00	1310,62	1389,38	3251,75	1941,43	2909,04	2987,81	4850,18
R_{Dx}	837,99	1653,59	1684,25	1765,56	4743,11	3670,30	3621,92	2633,43
R_{Dy}	343,00	1310,62	1389,38	3251,75	1941,43	2909,04	2987,81	4850,18
Fp	18245,11	11064,19	10752,20	5966,24	18245,13	11064,20	10752,21	5966,24

Stanovení průměru pístu

Nejvyšší zatížení přímočarého hydromotoru nastává pro těžištní stavy T1 a T2 na počátku zdvihu nízké verze vrtulníku – poloha mechanismu I.:

$$p = \frac{F_p}{S_p'} = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_p'^{\,2}}{4}} \Rightarrow d_p' , \tag{4.12}$$

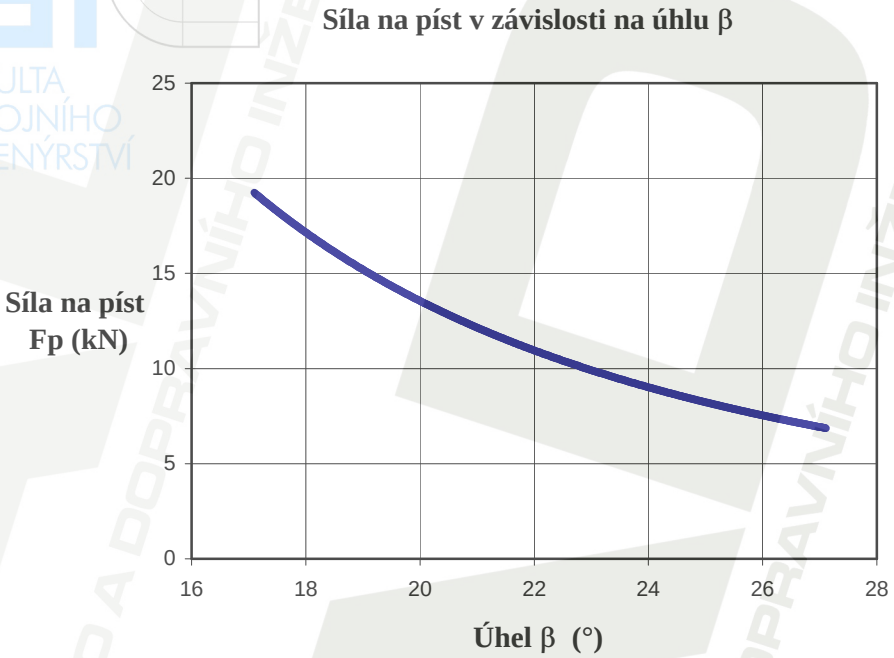
$$d_p' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot p_j}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18245{,}13}{\pi \cdot 16}} = \underline{\underline{38{,}1\,mm}} , \tag{4.13}$$

kde:
d_P' – průměr pístu dle [9], str. 64 (mm),
F_p – nejvyšší síla působící na píst z Tab. 4.3 (N),
p_j – jmenovitý tlak pístu dle [28] (MPa).

Na základě rovnice (4.13) byl zvolen dvojčinný píst s tlumením o průměru d_p = 40 mm a zdvihu 220 mm [28].

Průběh síly v závislosti na úhlu pístu

Největší síla působí na počátku zdvihu nízké verze vrtulníku, poté dochází vlivem zvětšování úhlu α a β ke snižování síly působící na píst (viz Obr. 4.8).



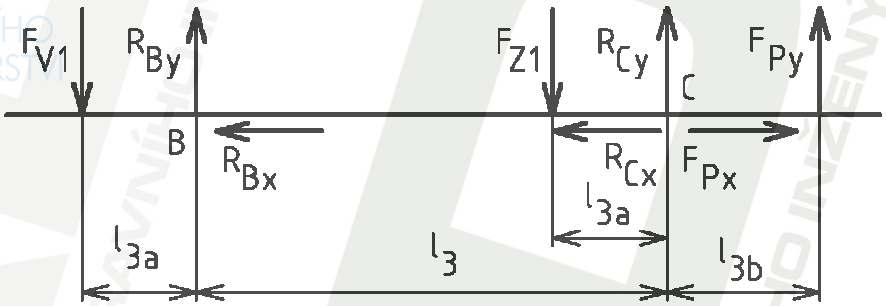
Obr. 4.8: Síla na píst v závislosti na úhlu β

5 Pevnostní výpočty

5.1 Horní rám

5.1.1 Zatížení rámu

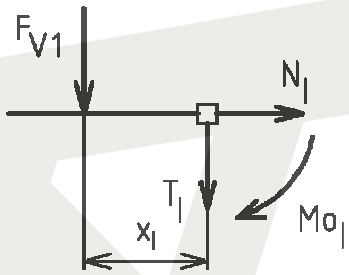
Zatížení rámu v těžištním stavu T1, v I. poloze mechanismu



Obr. 5.1: Zatížení horního rámu dle výsledků

Řez I.:

$x_I \in (0; l_{3a})$,



Obr. 5.2: Řez I. – stav T1, poloha I.

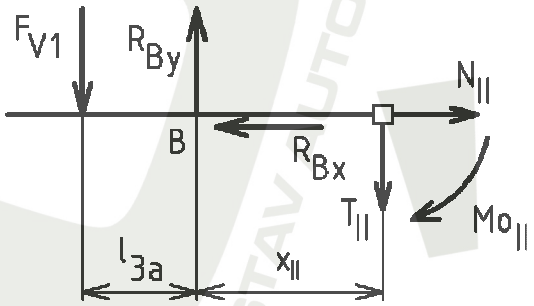
$N_I = 0$, (5.1)

$T_I = -F_{V1} = \underline{\underline{-5657,32\ N}}$, (5.2)

$Mo_I = F_{V1} \cdot x_I = 5657,32 \cdot 100 = \underline{\underline{565732\ Nmm}}$. (5.3)

Řez II.:

$x_{II} \in (0; l_3 - l_{3a})$,



Obr. 5.3: Řez II. – stav T1, poloha I.

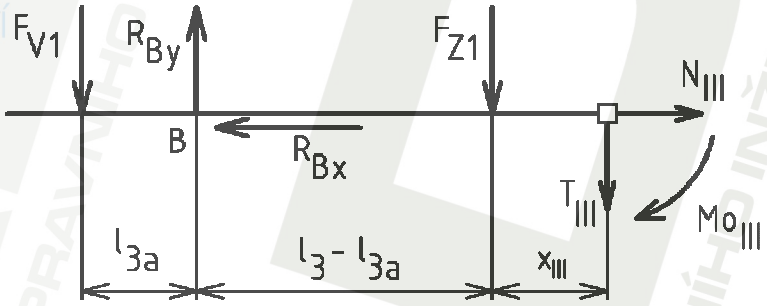
$$N_{II} = R_{Bx} = \underline{\underline{16601,5\ N}}\,, \tag{5.4}$$

$$T_{II} = R_{By} - F_V = 6795,25 - 5657,32 = \underline{\underline{1137,93\ N}}\,, \tag{5.5}$$

$$Mo_{II} = F_{V1} \cdot (l_{3a} + x_{II}) - R_{By} \cdot x_{II} = \tag{5.6}$$
$$= 5657,32 \cdot (100 + 1988) - 6795,24 \cdot 1988 = \underline{\underline{-1696452,92\ Nmm}}.$$

Řez III.:

$x_{III} \in (0; l_{3a})$,



Obr. 5.4: Řez III. – stav T1, poloha I.

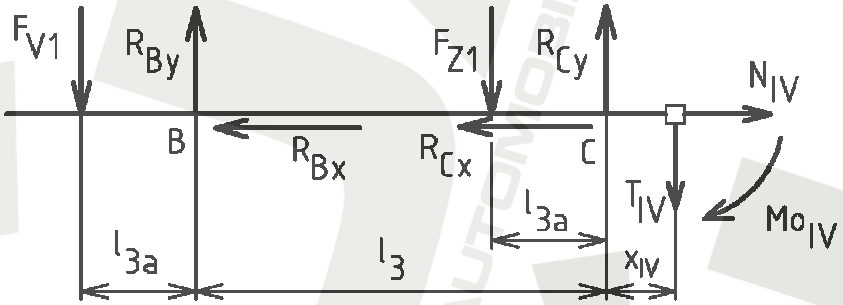
$$N_{III} = R_{Bx} = \underline{\underline{16601,5\ N}}\,, \tag{5.7}$$

$$T_{III} = R_{By} - F_{V1} - F_{Z1} = 6795,24 - 5657,32 - 6842,67 = \underline{\underline{-5704,75 N}}\,, \tag{5.8}$$

$$Mo_{III} = F_{V1} \cdot (l_{3a} + l_3 - l_{3a} + x_{III}) - R_{By} \cdot (l_3 - l_{3a} + x_{III}) + F_{Z1} \cdot x_{III} = \tag{5.9}$$
$$= 5657,32 \cdot (100 + 2088 - 100 + 100) - 6795,24 \cdot (2088 - 100 + 100) + 6842,67 \cdot 100 =$$
$$= \underline{\underline{-1125976,96\ Nmm}}.$$

Řez IV.:

$x_{IV} \in (0; l_{3b})$,



Obr. 5.5: Řez IV. – stav T1, poloha I.

$$N_{IV} = R_{Bx} + R_{Cx} = 16601,5 + 837,9 = \underline{\underline{17439,4\ N}}\,, \tag{5.10}$$

$$T_{IV} = R_{By} - F_{V1} - F_{Z1} + R_{Cy} = 6795,24 - 5657,32 - 6842,67 + 343 = \underline{\underline{-5361,75 N}}\,, \tag{5.11}$$

$$Mo_{IV} = 0. \tag{5.12}$$

Zatížení rámu ve stavu T2, v poloze mechanismu I.

Postup výpočtu pro stav T2 je totožný s výpočtem stavu T1, proto dojde ke zjednodušení zápisu.

Řez I.:

$$N_I' = 0, \tag{5.13}$$

$$T_I' = -4058,9\ N, \tag{5.14}$$

$$Mo_I' = 405890\ Nmm. \tag{5.15}$$

Řez II.:

$$N_{II}' = 12696,8N, \tag{5.16}$$

$$T_{II}' = 1137,92N, \tag{5.17}$$

$$Mo_{II}' = -1856294,9Nmm. \tag{5.18}$$

Řez III.:

$$N_{III}' = 12696,39N, \tag{5.19}$$

$$T_{III}' = -7330,18\ N, \tag{5.20}$$

$$Mo_{III}' = -1125976,96Nmm. \tag{5.21}$$

Řez IV.:

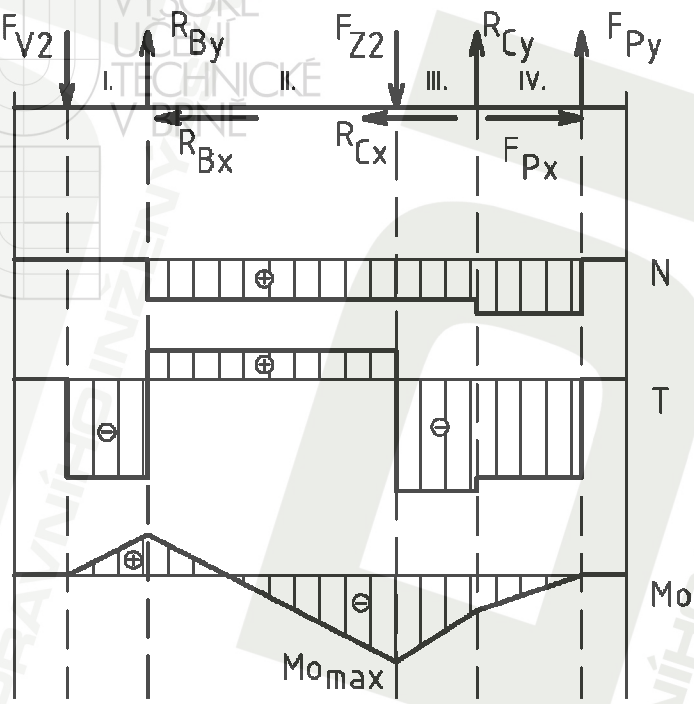
$$N_{IV}' = 17439,5N, \tag{5.22}$$

$$T_{IV}' = -5361,75N, \tag{5.23}$$

$$Mo_{IV}' = 0. \tag{5.24}$$

5.1.2 Průběh napětí

Z výsledků vyplývá nejhorší zatížení ve stavu T2, poloze mechanismu I. (viz Obr. 5.6). Výpočet byl přednostně veden pro těžištní stav T1 a T2 v poloze mechanismu I. (počátek zdvihu nízké verze vrtulníku). V této poloze bylo očekáváno nejvyšší zatížení horního rámu.



Obr. 5.6: Nejvyšší zatížení horního rámu – stav T2, poloha II.

5.1.3 Kombinované namáhání

Vlivem působení vnějšího zatížení dochází ke vzniku kombinovaného namáhání.

Napětí v ohybu

$$\sigma_H = \frac{\left|Mo'_{II}\right|}{W_{OH}} = \frac{1856294,9}{15400} = \underline{\underline{120,53\,MPa}}\,, \tag{5.25}$$

kde:

σ_H – ohybové napětí (MPa),

Mo'_{II} – ohybový moment působící v řezu II., stav T2 (MPa) ,

Wo_H – průřezový modul v ohybu čtyřhranné trubky 60x40x6 k ose y,o (mm^3).

Napětí v tahu

$$\sigma_{tH} = \frac{N'_{IV}}{S_{th}} = \frac{17439,5}{1056} = \underline{\underline{16,51\,MPa}}\,, \tag{5.26}$$

kde:

σ_{tH} – tahové zatížení horního rámu (MPa) ,

N_{IV}' – normálová složka v řezu IV., stav T2 (N) ,

S_{tH} – plocha profilu jäcklu 60x40x6 [35] (mm^2).

Kombinované namáhání

Vychází se z pevnostní podmínky dle [2], str. 166.

$$\sigma_{HR} = \sigma_{tH} + \sigma_H = 16,51 + 120,53 = \underline{\underline{137,04\ MPa}}\ , \tag{5.27}$$

$$\sigma_t = \frac{\sigma_{Kt}}{k_H} = \frac{355}{2} = \underline{\underline{177,5\ MPa}}\ , \tag{5.28}$$

$$\sigma_{HR} \leq \sigma_t\ , \tag{5.29}$$

$137,04 < 177,5$ – vyhovuje.

Kde:

σ_{HR} – kombinované napětí horního rámu dle [2], str. 166 (MPa),

σ_t – dovolené napětí materiálu S355J2H (MPa),

σ_{Kt} – mez kluzu materiálu S355J2H (MPa),

k_H – bezpečnost (–).

MKP rámu

Pro stanovení ostatních působících napětí horního rámu byl vytvořen model MKP v programu Ansys Workbench V11, kde byly získány dodatečné informace. Z obdržených výsledků vyplynula vyhovující pevnostní kontrola (viz Příloha P2a).

5.2 Spodní rám

5.2.1 Zatížení rámu

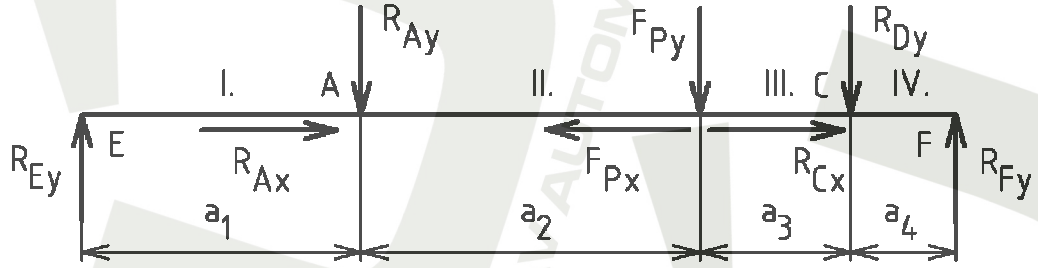
Zatížení rámu v těžištním stavu T1, poloze mechanismu I.

$a_1 = 1,6$ m ,

$a_2 = 1,56$ m ,

$a_3 = 0,531$ m ,

$a_4 = 0,306$ m ,



Obr. 5.7: Zatížení spodního rámu – stav T1, poloha I.

$$F_{Py} = F_P \cdot \sin(\beta_I) = 18245,13 \cdot \sin(17,1°) = \underline{\underline{5364,8\ N}}\ . \tag{5.30}$$

Stanovení reakcí R_F a R_E

$$\sum Mi_E = 0,$$

$$R_{Ay} \cdot a_1 + F_{Py} \cdot (a_1 + a_2) + R_{Dy} \cdot (a_1 + a_2 + a_3) - R_F \cdot (a_1 + a_2 + a_3 + a_4) = 0, \quad (5.31)$$

$$R_F = \frac{R_{Ay} \cdot a_1 + F_{Py} \cdot (a_1 + a_2) + R_{Dy} \cdot (a_1 + a_2 + a_3)}{a_1 + a_2 + a_3 + a_4} = \quad (5.32)$$

$$= \frac{6795,24 \cdot 1,6 + 5364,8 \cdot (1,6 + 1,56) + 343 \cdot (1,6 + 1,56 + 0,531)}{1,6 + 1,56 + 0,531 + 0,306} =$$

$$= \underline{\underline{7278,24\ N}}.$$

$$\sum F_i = 0,$$

$$R_E + R_F - R_{Ay} - R_{Dy} - F_{Py} = 0 \Rightarrow R_E, \quad (5.33)$$

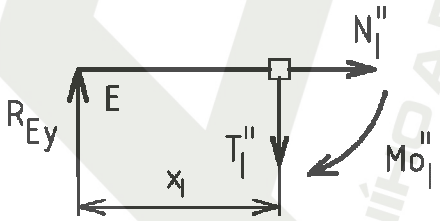
$$R_E = R_{Ay} + R_{Dy} + F_{Py} - R_F = \quad (5.34)$$

$$= 6795,24 + 343 + 5364 - 7278,25 =$$

$$= \underline{\underline{5224\ N}}.$$

Řez I. :

$x_I \in (0; a_1)$,



Obr. 5.8: Řez I. – stav T1, poloha I.

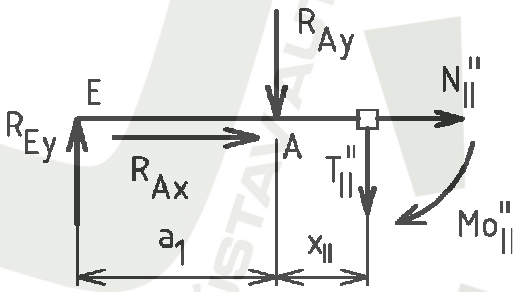
$$N_I'' = 0, \quad (5.35)$$

$$T_I'' = R_E = 5224\ N, \quad (5.36)$$

$$Mo_I'' = -R_E \cdot x_I = -5224 \cdot 1,6 = \underline{\underline{-8358,4\ Nm}}. \quad (5.37)$$

Řez II. :

$x_{II} \in (0; a_2)$,



Obr. 5.9: Řez II. – stav T1, poloha I.

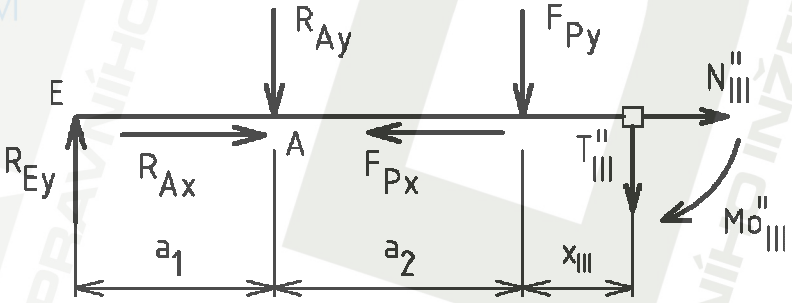
$$N''_{II} = -R_{Ax} = \underline{\underline{-16601,5\ N}}\,, \tag{5.38}$$

$$T''_{II} = R_E - R_{Ay} = 5224 - 6795,24 = \underline{\underline{-1571,24N}}\,, \tag{5.39}$$

$$Mo''_{II} = -R_E \cdot (a_1 + x_{II}) + R_{Ay} \cdot x_{II} = \tag{5.40}$$
$$= -5224 \cdot (1,6 + 1,56) + 6795,24 \cdot 1,56 = \underline{\underline{-5907,26Nm}}.$$

Řez III.:

$x_{III} \in (0; a_3)$,



Obr. 5.10: Řez III., spodní rám, stav T1, poloha I.

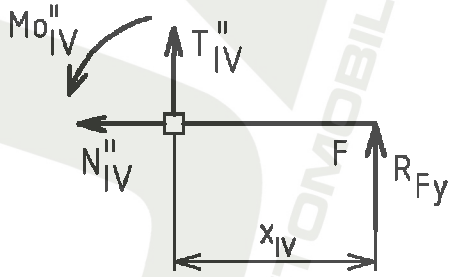
$$N''_{III} = -R_{Ax} + F_{Px} = -16601,5 + 17438,54 = \underline{\underline{837\ N}}\,, \tag{5.41}$$

$$T''_{III} = R_E - R_{Ay} - F_{Py} = 5224 - 6795,24 - 5364,8 = \underline{\underline{-6936,04N}}\,, \tag{5.42}$$

$$Mo''_{III} = -R_E \cdot (a_1 + a_2 + x_{III}) + R_{Ay} \cdot (a_2 + x_{III}) + F_{Py} \cdot x_{III} = \tag{5.43}$$
$$= -5224 \cdot (1,6 + 1,56 + 0,531) + 6795,24 \cdot (1,56 + 0,531) + 5364,8 \cdot 0,531 =$$
$$= \underline{\underline{-2224,22Nm}}.$$

Řez IV.:

$x_{IV} \in (0; a_4)$,



Obr. 5.11: Řez IV., spodní rám, stav T1, poloha I.

$$N''_{IV} = 0\,, \tag{5.44}$$

$$T''_{IV} = -R_{Fy} = \underline{\underline{-7278,24N}}\,, \tag{5.45}$$

$$Mo''_{IV} = -R_{Fy} \cdot x_{IV} = -7278,24 \cdot 0,306 = \underline{\underline{-2227,14Nm}}. \tag{5.46}$$

Zatížení rámu ve stavu T2, v poloze I.

Postup výpočtu pro stav T2 je analogický s výpočtem stavu T1, proto dojde ke zjednodušení zápisu. Zjištěné reakce sil: R_{E2}=4388,59 N, R_{F2} = 8114,46 N.

Řez I.:

$x_I \in (0; a_1)$,

$N_I''' = 0$, (5.47)

$T_I''' = 4388,59N$, (5.48)

$Mo_I''' = -702174,74\ Nm.$ (5.49)

Řez II.:

$x_{II} \in (0; a_2)$,

$N_{II}''' = -12696,39N$, (5.50)

$T_{II}''' = -808,23N$, (5.51)

$Mo_{II}''' = -5760,9Nm.$ (5.52)

Řez III.:

$x_{III} \in (0; a_3)$,

$N_{III}''' = 4742,17N$, (5.53)

$T_{III}''' = -6173,62N$, (5.54)

$Mo_{III}''' = -2483Nm.$ (5.55)

Řez IV.:

$x_{IV} \in (0; a_4)$,

$N_{IV}''' = 0$, (5.56)

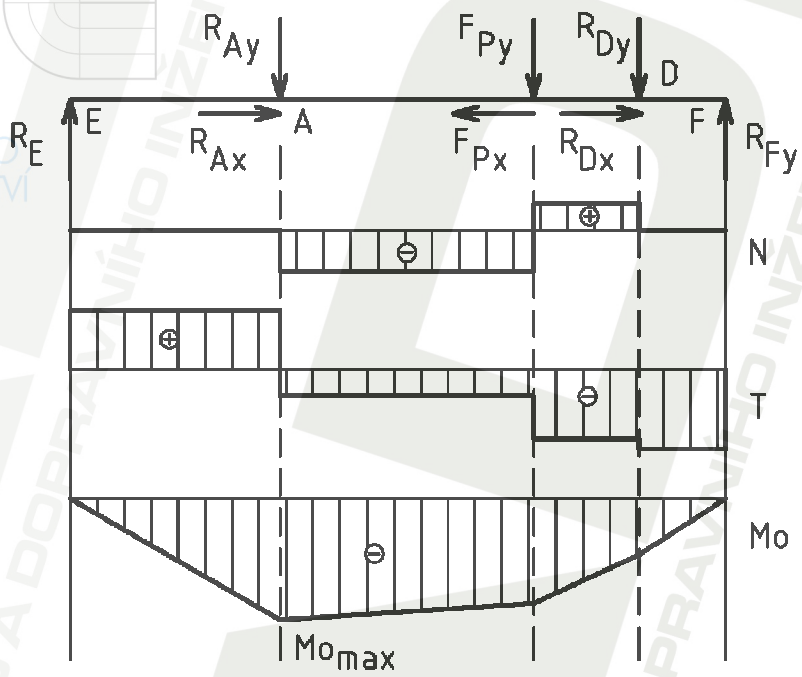
$T_{IV}''' = -8114,46N$, (5.57)

$Mo_{IV}''' = -2483Nm.$ (5.58)

Z výsledků vyplývá, že největší zatížení nastává ve stavu T1.

5.2.2 Průběh napětí

Spodní rám je zatížen kombinovaným namáháním. Nejvyšší zatížení nastane v těžištním stavu T1, poloze mechanismu I. (viz Obr. 5.12).



Obr. 5.12: Nejvyšší zatížení spodního rámu – stav T1, poloha I.

5.2.3 Kombinované namáhání

Ohybové napětí

$$\sigma_{SR} = \frac{\left|Mo''_{II}\right| \cdot 1000}{W_{exx} \cdot 1000} = \frac{8358,4 \cdot 1000}{91,78 \cdot 1000} = \underline{\underline{91\,MPa}}\,, \tag{5.59}$$

kde:

σ_{SR} – ohybové napětí v dolním rámu (MPa),

W_{elxx} – pružný modul průřezu profilu 120x80x8 dle [25] (cm^3),

Mo''_{II} – ohybový moment působící v řezu II., stav T1 (Nm).

Tahového napětí

$$\sigma_{tD} = \frac{\left|N''_{II}\right|}{S_{tD}} = \frac{16601,5}{2973} = \underline{\underline{5,58\,MPa}}\,, \tag{5.60}$$

kde:

σ_{tD} – tahové zatížení spodního rámu (MPa),

N_{II}'' – nejvyšší normálové zatížení – stav T1, poloha I. (N),

S_{tD} – plocha profilu jäcklu 120x80x8 dle [27] (mm^2).

Kombinované namáhání

$$\sigma_{DR} = \sigma_{tD} + \sigma_D = 5,58 + 91 = \underline{\underline{96,58\ MPa}}\ , \tag{5.61}$$

$$\sigma_{DR} \leq \sigma_t\ , \tag{5.62}$$

$96,58 < 177,5$ – vyhovuje.

Kde:

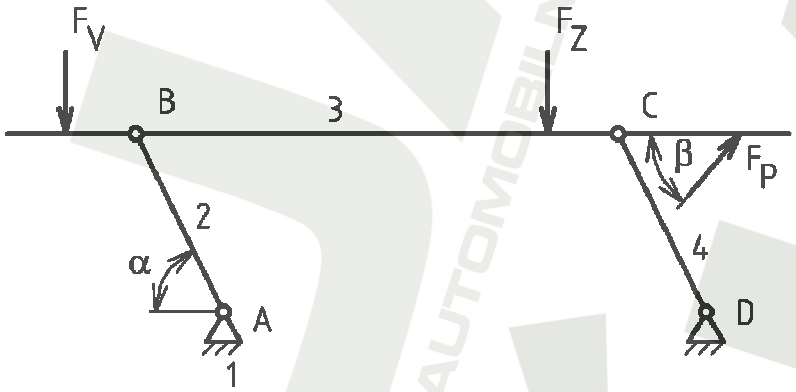
σ_{DR} – kombinované napětí ve spodním rámu dle [29], str. 166 (MPa).

MKP rámu

Metodou konečných prvků v programu Ansys Workbench V11 byly získány doplňující informace k pevnostnímu výpočtu spodního rámu (viz Příloha P2b).

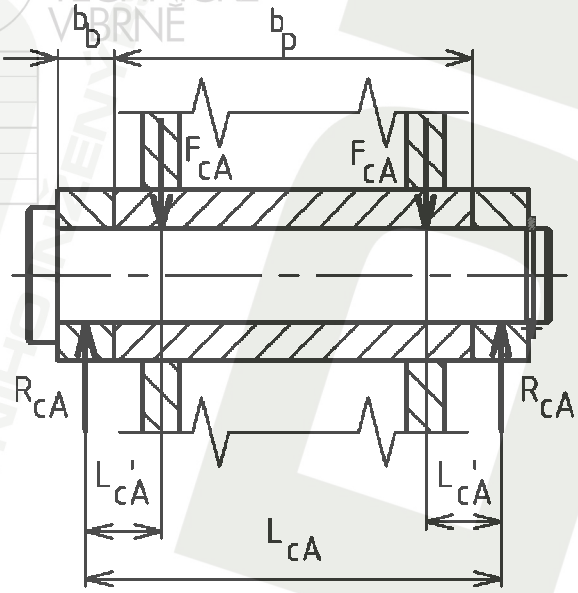
5.3 Čepy

Z výsledků v Tab. 4.3 vyplývá největší zatížení čepů v místech A a B ve stavu T1, poloze mechanismu I.; u čepů C a D ve stavu T2 v poloze IV. Vzhledem ke konstrukčnímu provedení spojení horního a spodního rámu je pro čepy v místech A, B, C i D volen jeden rozměr čepu.



Obr. 5.13: Přehled umístění čepů kyvného mechanismu

5.3.1 Čep spodního rámu – A



Obr. 5.14: Zatížení čepu A – stav T1, poloha I.

Ohybové napětí

Působící zatížení:

$$F_{cA} = \frac{F_A}{2} = \frac{\sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}}{2} = \frac{\sqrt{16601,5^2 + 6795,2^2}}{2} = \frac{17938,35}{2} = \underline{\underline{8969,17 N}}, \quad (5.63)$$

kde:
F_A – celkové zatížení čepu A (N),
F_{cA} – zatížení čepu (N),
R_{Ax} – složka reakce v bodě A (N),
R_{Ay} – složka reakce v bodě A (N).

Z obr. 5.14 je zřejmý maximální ohybový moment:

$$Mo_{cA} = R_{cA} \cdot L'_{cA} = F_{cA} \cdot L'_{cA} = 8969,17 \cdot 19 = \underline{\underline{170414,23\ Nmm.}} \quad (5.64)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{cA} = \frac{Mo_{cA}}{Wo_{cd}} = \frac{Mo_{cA}}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \frac{170414,23}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = \underline{\underline{111\ MPa}}, \quad (5.65)$$

$$\sigma_{cA} \le \sigma_{Dh}, \quad (5.66)$$

$111 < 270$ – vyhovuje.

Kde:
σ_{Dh} – dovolené napětí v ohybu materiálu 11700.0 dle [8], str.52 (MPa),
Mo_{cA} – zatěžující moment (Nmm),
d_c – průměr čepu (mm),
L_{ca}' – rameno zatěžující síly (mm).

Zatížení na smyk

$$\tau_{cA} = \frac{F_{cA}}{S_c} = \frac{F_{cA}}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} = \frac{8969,17}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = \underline{\underline{18,27\ MPa}}, \tag{5.67}$$

$$\tau_{cA} \leq \tau_h, \tag{5.68}$$

$18,27 < 160$ – vyhovuje.

Kde:
τ_h – dovolené napětí ve smyku materiálu 11 700.0 dle [8], str. 53 (MPa).

Otlačení

Styk s pohybem – čep ve spodním rámu:

$$p_{Ap} = \frac{F_A}{S_{ocA}} = \frac{F_A}{b_p \cdot d_c} = \frac{17938,35}{95 \cdot 25} = \underline{\underline{7,55\ MPa}}, \tag{5.69}$$

$$p_{D1} = 0,17 \cdot \frac{R_m \cdot 0,6}{k_m} = 0,17 \cdot \frac{520 \cdot 0,6}{2} = \underline{\underline{26,52\ MPa}}, \tag{5.70}$$

$$p_{Ap} \leq p_{D1}, \tag{5.71}$$

$7,55 < 26,52$ – vyhovuje.

Kde:
p_{D1} – dovolené zatížení na otlačení dle [18], str. 2 (MPa),
R_m – hodnota pevnosti materiálu 11523.0 dle [8], str. 223 (MPa),
b_p – šířka opěru v profilu rámu (mm),
k_m – bezpečnost (–).

Styk bez pohybu – kyvné desky:

$$p_{Ab} = \frac{F_{cA}}{S_{ocb}} = \frac{F_{cA}}{b_b \cdot d_c} = \frac{8969,17}{15 \cdot 25} = \underline{\underline{23,91 MPa}}, \tag{5.72}$$

$$p_{Db} = \sigma_{Dd} = 150 MPa\,, \tag{5.73}$$

$$p_{Ab} \le p_{Db}\,, \tag{5.74}$$

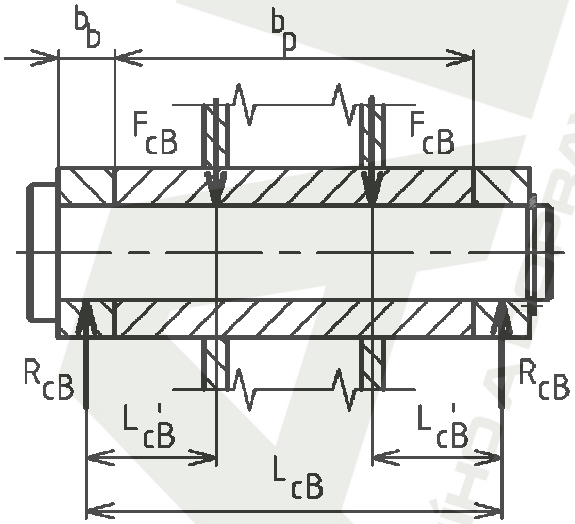
$23,91 < 150$ – vyhovuje.

Kde:

σ_{Dd} – dovolený tlak materiálu 11 600 dle [28], str. 52 (MPa),
p_{Db} – dovolené zatížení na otlačení dle [18], str. 2 (MPa),
b_b – šířka kyvné desky (mm).

5.3.2 Čep horního rámu – B

Čep v místě B (viz. Obr. 5.15) je rozměrově uložen stejně jako v C (viz. Obr. 5.13). Čep C je zatížen menším silovým zatížením – s ohledem na předimenzování nebude tedy počítán.



Obr. 5.15: Zatížení čepu B – stav T1, poloha I.

Ohybové napětí

Působící zatížení:

$$F_{cB} = \frac{F_B}{2} = \frac{\sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}}{2} = \frac{\sqrt{(-16601,5)^2 + 6795,24^2}}{2} = \frac{17938,37}{2} = \underline{\underline{8969,18N}}\,, \tag{5.75}$$

kde:

F_{cB} – zatížení čepu (N),
F_B – celkové zatížení v místě B (N),
R_{Bx} – složka reakce v bodě B (N),
R_{By} – složka reakce v bodě B (N).

Ohybový moment:

$$Mo_{cB} = R_{cB} \cdot L'_{cB} = F_{cB} \cdot L'_{cB} = 8969,18 \cdot 38 = \underline{\underline{340828,03\ Nmm.}} \tag{5.76}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{ocB} = \frac{Mo_{cB}}{Wo_{cd}} = \frac{Mo_{cB}}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \frac{340828,03}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = \underline{\underline{222,1\ MPa}}, \tag{5.77}$$

$$\sigma_{ocB} \leq \sigma_{Dh}, \tag{5.78}$$

$222,1 < 270$ – vyhovuje.

Kde:

σ_{ocB} – ohybové napětí v čepu (MPa),
Mo_{cB} – zatěžující moment (Nmm),
L'_{cB} – rameno zatěžující síly (mm).

Zatížení na smyk

$$\tau_{cB} = \frac{F_{cB}}{S_c} = \frac{F_{cB}}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} = \frac{8969,18}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = \underline{\underline{18,27\ MPa}}, \tag{5.79}$$

$$\tau_{cB} \leq \tau_h, \tag{5.80}$$

$18,27 < 160$ – vyhovuje.

Otlačení pouzdra rámu

Styk s pohybem – čep v pouzdře:

$$p_{Bp} = \frac{F_B}{S_{Bp}} = \frac{F_B}{b_p \cdot d_c} = \frac{17938,37}{95 \cdot 25} = \underline{\underline{7,55\ MPa}}, \tag{5.81}$$

$$p_{Bp} \leq p_{D1}, \tag{5.82}$$

$7,55 < 26,52$ – vyhovuje.

Kde:

p_{Bp} – otlačení pouzdra rámu (MPa).

Styk bez pohybu – kyvné desky:

$$p_{Bb} = \frac{F_{cB}}{S'_{Bp}} = \frac{F_{cB}}{b_b \cdot d_c} = \frac{8969,18}{15 \cdot 25} = \underline{\underline{23,91 MPa}}, \tag{5.83}$$

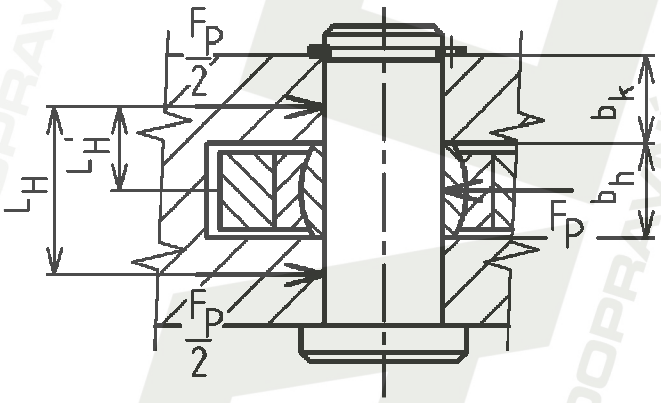
$$p_{Bb} \leq p_{Db}, \tag{5.84}$$

$23,91 < 150$ – vyhovuje.

Kde:

p_{Bb} – otlačení boční desky (MPa).

5.3.3 Čep pístů – spodní rám



Obr. 5.16: Zatížení čepu uchycující píst v dolním rámu

Ohybové zatížení

Ohybový moment:

$$Mo_{cP} = \frac{F_P}{2} \cdot L'_H = \frac{18245,13}{2} \cdot 19 = \underline{\underline{173328,73\ Nmm}}, \tag{5.85}$$

$$\sigma_{cP} = \frac{Mo_{cP}}{Wo_{cP}} = \frac{32 \cdot Mo_{cP}}{\pi \cdot d_{cP}^3} = \frac{32 \cdot 173328,73}{\pi \cdot 20^3} = \underline{\underline{220,68\ MPa}}, \tag{5.86}$$

$$\sigma_{cP} \leq \sigma_{Dh}, \tag{5.87}$$

$220,68 < 270$ – vyhovuje.

Kde:

σ_{cP} – ohybové napětí v čepu pístu (MPa),

Mo_{cP} – zatěžující moment (Nmm),

d_{cP} – průměr čepu uchycující píst (mm),

L_H' – rameno zatěžující síly (mm).

Zatížení na smyk

$$\tau_{cP} = \frac{\frac{F_P}{2}}{S_{cP}} = \frac{\frac{F_P}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{cP}^2}{4}} = \frac{2 \cdot F_P}{\pi \cdot d_{cP}^2} = \frac{2 \cdot 18245{,}13}{\pi \cdot 20^2} = \underline{\underline{29\ MPa}}, \tag{5.88}$$

$$\tau_{cP} \leq \tau_h, \tag{5.89}$$

$29 < 160$ – vyhovuje.

Otlačení

Otlačení úchytu:

$$p_p = \frac{\frac{F_P}{2}}{S_{Sc}} = \frac{\frac{F_P}{2}}{b_k \cdot d_{cP}} = \frac{F_P}{2 \cdot b_k \cdot d_{cP}} = \frac{18245{,}13}{2 \cdot 15 \cdot 20} = \underline{\underline{30{,}4\ MPa}}, \tag{5.90}$$

$$p_{D2} = \frac{R_m \cdot 0{,}6}{k_m} = \frac{520 \cdot 0{,}6}{2} = \underline{\underline{156\ MPa}}, \tag{5.91}$$

$$p_P \leq p_{D2}, \tag{5.92}$$

$30{,}4 < 156$ – vyhovuje.

Kde:
p_{D2} – dovolené otlačení materiálu 11523.0 dle [18], str. 2 (MPa),
b_k – zatížená délka v úchytu (mm).

Otlačení čepu:

$$p_{pc} = \frac{F_P}{S_{Bh}} = \frac{F_P}{b_h \cdot d_{cP}} = \frac{18245{,}13}{16 \cdot 20} = \underline{\underline{57\ MPa}}, \tag{5.93}$$

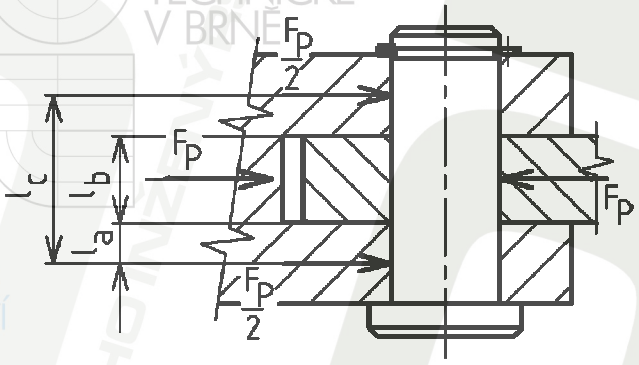
$$p_{D3} = \frac{R_{mo} \cdot 0{,}6}{k_m} = \frac{800 \cdot 0{,}6}{2} = \underline{\underline{240\ MPa}}, \tag{5.94}$$

$$p_{Pc} \leq p_{D3}, \tag{5.95}$$

$57 < 240$ – vyhovuje.

Kde:
p_{D3} – dovolené otlačení materiálu 11700.0 dle [18], str. 2 (MPa),
R_{mo} – mez pevnosti materiálu 11 700.0 dle [8], str. 224 (MPa),
b_h – šířka otlačované plochy (mm).

5.3.4 Čep pístů – vidlice



Obr. 5.17: Čep pístu ve vidlici

Výpočet ohybu

$$Mo_{HC} = \frac{F_P}{2} \cdot \left(l_a + \frac{l_b}{2} \right) = \frac{18245,13}{2} \cdot \left(8 + \frac{16}{2} \right) = \underline{\underline{145961,04\ Nmm}}, \tag{5.96}$$

$$\sigma_{HC} = \frac{Mo_{HC}}{Wo_{cp}} = \frac{32 \cdot Mo_{HC}}{\pi \cdot d_{cP}^3} = \frac{32 \cdot 145961,04}{\pi \cdot 20^3} = \underline{\underline{185,84\ MPa}}, \tag{5.97}$$

$$\sigma_{HC} \le \sigma_{Dh}, \tag{5.98}$$

$185,84 < 270$ – vyhovuje.

Kde:

Mo_{HC} – ohybový moment čepu pístu (Nmm),

l_a – rozměr opěru úchytu (mm),

l_b – rozměr opěru pístního oka (mm).

Zatížení na smyk

$$\tau_{HC} = \frac{\frac{F_P}{2}}{S_{cP}} = \frac{\frac{F_P}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{cP}^2}{4}} = \frac{2 \cdot F_P}{\pi \cdot d_{cP}^2} = \frac{2 \cdot 18245,13}{\pi \cdot 20^2} = \underline{\underline{29\ MPa}}, \tag{5.99}$$

$$\tau_{HC} \le \tau_h, \tag{5.100}$$

$29 < 160$ – vyhovuje.

Otlačení úchytu čepu

Otlačení plochy úchytu:

$$p_{HC} = \frac{F_P}{S_{P2}} = \frac{F_P}{l_b \cdot d_{cP}} = \frac{18245,13}{16 \cdot 20} = \underline{\underline{57\ MPa}}\ , \tag{5.101}$$

$$p_{HC} \leq p_{D2}\ , \tag{5.102}$$

$57 < 156$ – vyhovuje.

Otlačení plochy vidlice:

$$p_{HC2} = \frac{\frac{F_P}{2}}{S'_{P2}} = \frac{\frac{F_P}{2}}{2 \cdot l_a \cdot d_{cP}} = \frac{\frac{18245,13}{2}}{2 \cdot 8 \cdot 20} = \underline{\underline{28,5\ MPa}}\ , \tag{5.103}$$

$$p_{HC2} \leq p_{D2}\ , \tag{5.104}$$

$28,5 < 156$ – vyhovuje.

5.4 Vzpěr

5.4.1 Kyvná deska

Kritická síla

$$J_{\min} = \frac{a_{bd}^3 \cdot b_{bd}}{12} = \frac{15^3 \cdot 45}{12} = \underline{\underline{12656,25\ mm^4}}\ , \tag{5.105}$$

$$F_{kr} = \alpha_r^2 \frac{E \cdot J_{\min}}{l^2} = \pi^2 \cdot \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12656,25}{330^2} = \underline{\underline{240877,48\ N}}\ , \tag{5.106}$$

kde:

F_{kr} – kritická síla dle [11], str. 230 (N),
α_r – veličina daná uložením prutu dle [11], str. 231 (–),
J_{min} – centrální kvadratický moment průřezu dle [8], str. 37 (mm^4),
E – modul pružnosti v tahu (MPa),
l – délka prutu (mm),
a_{bd} – šířka profilu (mm),
b_{bd} – délka profilu (mm).

Štíhlost prutu

$$\lambda = \frac{l}{i_d} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{\min}}{S_{bd}}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{\min}}{a_{bd} \cdot b_{bd}}}} = \frac{330}{\sqrt{\frac{12656,25}{15 \cdot 45}}} = \underline{\underline{17,6}}\ , \tag{5.107}$$

kde:
λ – štíhlost prutu dle [11], str. 226 (–),
i_d – poloměr štíhlosti (–),
S_{bd} – plocha průřezu (mm^2).

Mezní štíhlost

$$\lambda_K = \alpha_r \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^5}{300}} = \underline{\underline{83{,}11}}, \tag{5.108}$$

kde:
λ_K – mezní štíhlost dle [11], str. 231 (–),
σ_K – mez kluzu materiálu 11 600.0 dle [8], str. 224 (MPa).

Bezpečnost

Vzhledem k $\lambda < \lambda_K$ je nutný výpočet na prostý tlak dle [11], str. 232.

$$\begin{aligned} F_Z &= R_{Ax} \cdot \cos(\alpha_I) + R_{Ay} \cdot \sin(\alpha_I) = \\ &= 16601{,}5 \cdot \cos(22{,}3°) + 6795{,}24 \cdot \sin(22{,}3°) = \\ &= \underline{\underline{17938{,}36\ N}}, \end{aligned} \tag{5.109}$$

$$k_k = \frac{\sigma_K}{\sigma_Z} = \frac{\sigma_K \cdot S_{bd}}{F_Z} = \frac{a_{bd} \cdot b_{bd}}{F_Z} \cdot \sigma_K = \frac{15 \cdot 45}{17938{,}36} \cdot 300 = \underline{\underline{11{,}28}}, \tag{5.110}$$

kde:
k_k – bezpečnost (–),
σ_Z – napětí vyvolené zatížením (MPa),
F_Z – zatěžující síla (N),
α_I – úhel polohy I. (°).

5.4.2 Vysoký úchyt

Umožňuje zdvih verze s vysoko umístěným trupem vrtulníku. Úchyt je zatížen od hmotnosti vrtulníku, nejvyšší zatížení nastává v těžištním stavu T2.

Kritická síla

$$J_{U\min} = \frac{a_u^4}{12} = \frac{25^4}{12} = \underline{\underline{32552{,}1\ mm^4}}, \tag{5.111}$$

$$F_{kr2} = \alpha_{Up}^2 \frac{E \cdot J_{U\min}}{l_u^2} = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 32552{,}1}{220^2} = \underline{\underline{348491{,}9\ N}}, \quad (5.112)$$

kde:

F_{kr2} – kritická síla dle [11], str. 230 (N),

α_{Up} – veličina daná uložením prutu dle [11], str. 231 (–),

J_{Umin} – centrální kvadratický moment průřezu dle [8], str. 37 (mm^4),

l_u – délka prutu (mm),

a_u – šířka profilu (mm).

Štíhlost prutu

$$\lambda_u = \frac{l_u}{i_u} = \frac{l_u}{\sqrt{\frac{J_{u\min}}{S_u}}} = \frac{l_u}{\sqrt{\frac{J_{u\min}}{a_u^2}}} = \frac{220}{\sqrt{\frac{32552{,}1}{25^2}}} = \underline{\underline{30{,}48}}, \quad (5.113)$$

kde:

λ_u – štíhlost prutu dle [11], str. 226 (–),

i_u – poloměr štíhlosti (–),

S_u – plocha průřezu (mm^2).

Mezní štíhlost

$$\lambda_{Ku} = \alpha_{Up} \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{Km}}} = \alpha_{Up} \cdot \sqrt{\frac{E}{R_m \cdot 0{,}6}} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^5}{520 \cdot 0{,}6}} = \underline{\underline{40{,}75}}, \quad (5.114)$$

kde:

λ_{Ku} – mezní štíhlost dle [11], str. 231 (–),

σ_{Km} – mez kluzu materiálu 11 523.0 stanovena dle [18], str. 2 (MPa).

Bezpečnost

Vzhledem k $\lambda < \lambda_K$ je nutný výpočet na prostý tlak dle [11], str. 232. Nejvyšší zatížení prutu nastane při zatížení silou F_{Z2} (viz Obr. 4.3).

$$k_u = \frac{\sigma_{Km}}{\sigma_{uZ}} = \frac{\sigma_{Km} \cdot S_u}{F_{Z2}} = \frac{a_u^2}{F_{Z2}} \cdot \sigma_{Km} = \frac{25^2}{8441{,}1} \cdot 312 = \underline{\underline{23{,}1}}, \quad (5.115)$$

kde:

σ_{uZ} – napětí vyvolené zatížením (MPa),

k_u – bezpečnost (–).

5.4.3 Kontrola pístnice na vzpěr

Pro zvolený zdvih 220 mm výrobce při jmenovitém tlaku 16 MPa zaručuje vzpěrnou stabilitu.

5.5 Zatížení kol

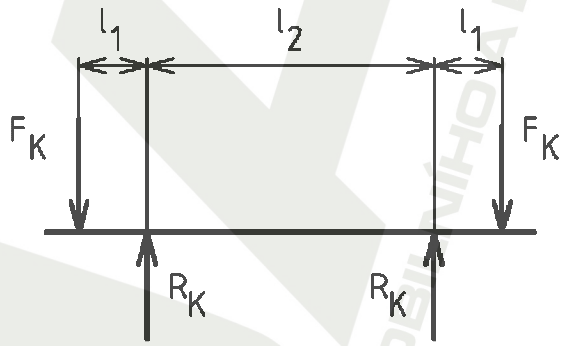
Z provedeného rozboru silového působení bylo zjištěno největší namáhání předního kola v těžištním stavu T1, poloze mechanismu I.; na zadní kolo působí největší zatížení ve stavu těžiště T2, poloze mechanismu IV. (viz Tab. 5.1).

Tab. 5.1: Přehled zatížení kol

Zatížení (N)	stav T1				stav T2			
	I.	II.	III.	IV.	I.	II.	III.	IV.
přední kolo–R_E	5224,0	5059,0	5045,7	4731,8	4386,7	4223,6	4210,4	3896,4
zadní kolo–R_F	7277,9	7440,9	7454,3	7768,2	8113,3	8276,4	8289,6	8603,6

5.5.1 Zatížení předního kola

Nejvyšší zatížení na předním kole nastane v těžištním stavu T1 a poloze mechanismu v poloze I. Působící zatížení na přední kolo je na obr. 5.18. Celkový pohled viz příloha č.v. ZV–1–S0, řez C–C.



Obr. 5.18: Zatížení předního kola – stav T1, poloha I.

Z obr. 5.18 jsou zřejmé reakce R_K:

$$R_K = F_K = R_{E\max} = \underline{\underline{5224\ N}}. \tag{5.116}$$

Maximální ohybový moment:

$$Mo_K = F_K \cdot l_1 = 5224 \cdot 66,5 = \underline{\underline{347396\ Nmm}}. \tag{5.117}$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{oK} = \frac{Mo_K}{Wo_{cK}} = \frac{Mo_K}{\frac{\pi \cdot d_{cK}^3}{32}} = \frac{32 \cdot Mo_K}{\pi \cdot d_{cK}^3} = \frac{32 \cdot 347396}{\pi \cdot 40^3} = \underline{\underline{55,28 MPa}}, \quad (5.118)$$

$$\sigma_{oK} \leq \sigma_{Dv}, \quad (5.119)$$

$55,28 < 170$ – vyhovuje.

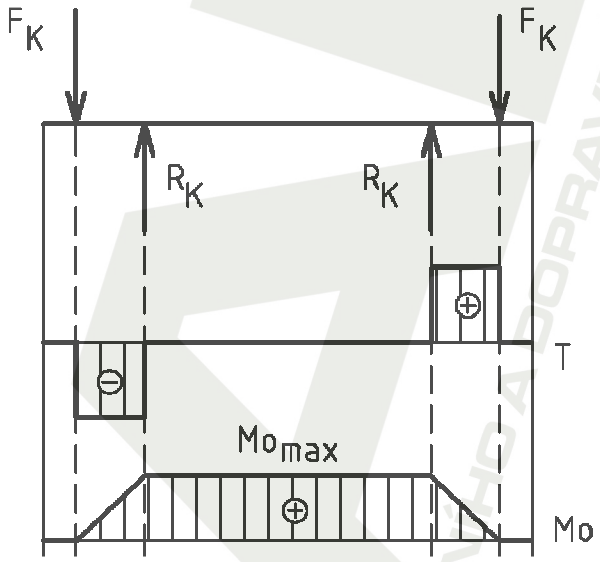
Kde:

σ_{Dv} – dovolené napětí v ohybu materiálu 11 600.0 dle [8], str. 52 (MPa),

Mo_K – maximální ohybový moment (Nmm),

d_{cK} – průměr čepu kola (mm),

R_{Emax} – maximální silové působení na přední kolo viz Tab 5.1 (N).



Obr. 5.19: Průběh zatížení na kole čepu předního kola

Namáhání na smyk

$$\tau_K = \frac{F_K}{S_{cK}} = \frac{4 \cdot F_K}{\pi \cdot d_{cK}^2} = \frac{4 \cdot 5224}{\pi \cdot 40^2} = \underline{\underline{4,15\ MPa}}, \quad (5.120)$$

$$\tau_K \leq \tau_{hv}, \quad (5.121)$$

$4,15 < 105$ – vyhovuje.

Kde:

τ_{hv} – dovolené zatížení na smyk materiálu 11 600.0 dle [8], str. 52.

Otlačení bočnice

$$p_K = \frac{F_K}{S_{Ko}} = \frac{F_K}{b_s \cdot d_{cK}} = \frac{5224}{30 \cdot 40} = \underline{\underline{4,35\ MPa}}, \tag{5.122}$$

$$p_K \le p_{D2}, \tag{5.123}$$

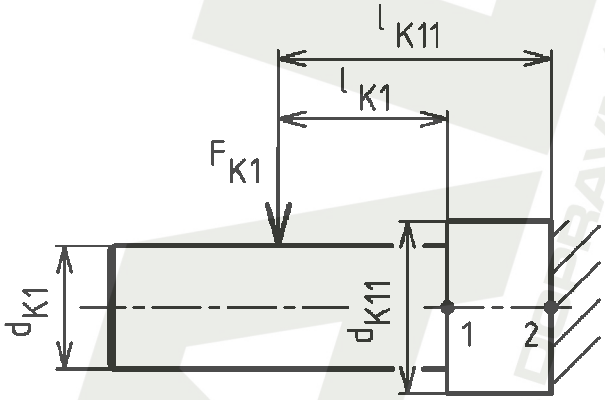
$4,35 < 156$ – vyhovuje.

Kde:

b_s – zatěžovaná plocha úchytu.

5.5.2 Zatížení zadního kola

Zatížení na ohyb v místě 1



Obr. 5.20: Zatížení na čepu kola

Ohybový moment:

$$Mo_{K1} = F_{K1} \cdot l_{K1} = \frac{R_{F\max}}{2} \cdot l_{K1} = \frac{8603,6}{2} \cdot 41 = \underline{\underline{176373,8\ N}}. \tag{5.124}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{oK1} = \frac{Mo_{K1}}{Wo_{K1}} = \frac{32 \cdot Mo_{K1}}{\pi \cdot d_{K1}^3} = \frac{32 \cdot 176373,8}{\pi \cdot 40^3} = \underline{\underline{28,1\ MPa}}. \tag{5.125}$$

Vliv vrubu:

$$\sigma'_{oK1} = \sigma_{oK1} \cdot \alpha_\sigma = 28,1 \cdot 2,1 = \underline{\underline{58,94\ MPa}}. \tag{5.126}$$

Dovolené zatížení:

$$\sigma_{os} = \frac{0,6 \cdot R_m}{k_m} = \frac{0,6 \cdot 520}{2} = \underline{\underline{156\ MPa}}, \tag{5.127}$$

$$\sigma'_{oK1} \le \sigma_{os}\,, \tag{5.128}$$

$58,94 < 156\,MPa$ – vyhovuje.

Kde pro rovnice (5.124) až (5.128):

σ_{oK1} – ohybové napětí (MPa),

σ'_{oK1} – napětí v ohybu navýšené o vliv vrubu (MPa),

σ_{os} – dovolené zatížení v ohybu materiálu 11 523.0 dle [18], str. 3 (MPa),

α_σ – tvarový součinitel pro hřídel dle grafu [6], str. 185 (–),

Mo_{K1} – ohybový moment (MPa),

F_{K1} – zatěžující síla (N),

d_{K1} – zatěžovaný průměr čepu (mm).

Zatížení na ohyb v místě 2

Ohybový moment:

$$Mo_{K2} = F_{K1} \cdot l_{K11} = \frac{R_{F\max}}{2} \cdot l_{K11} = \frac{8603,6}{2} \cdot 68 = \underline{\underline{292522,4\,Nmm.}} \tag{5.129}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{oK2} = \frac{Mo_{K2}}{Wo_{K2}} = \frac{32 \cdot Mo_{K2}}{\pi \cdot d_{K11}^3} = \frac{32 \cdot 292522,4}{\pi \cdot 53^3} = \underline{\underline{20\,MPa}}\,, \tag{5.130}$$

$$\sigma_{oK2} \le \sigma_{os}\,, \tag{5.131}$$

$20 < 156$ – vyhovuje.

Kde:

σ_{oK2} – ohybové napětí (MPa),

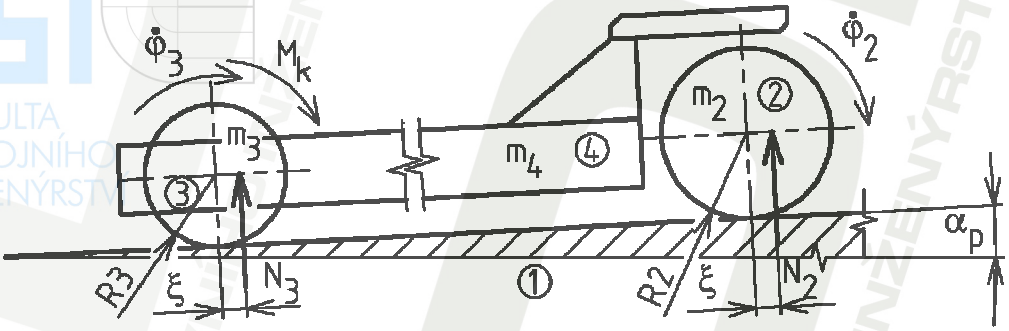
Mo_{K2} – ohybový moment (Nmm),

d_{K11} – zatěžovaný průměr čepu (mm),

l_{K11} – rameno síly (mm).

6. Pohon zařízení

6.1 Stanovení hnacího momentu



Obr. 6.1: Zjednodušené schéma prvků zařízení

Výpočet veden metodou redukce dle [15], str. 7.

6.1.1 Redukovaný moment setrvačnosti

Kinetické energie

$$E_k = \frac{1}{2} I_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_{2T}^2 + \frac{1}{2} I_3 \dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_{3T}^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 = \frac{1}{2} I_e \dot{\varphi}_3^2 \quad . \tag{6.1}$$

Doplňkové rovnice

$$\dot{x}_4 = \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 \,, \tag{6.2}$$

$$\dot{\varphi}_3 \cdot R_3 = \dot{\varphi}_2 \cdot R_2 \Rightarrow \dot{\varphi}_2 = \frac{\dot{\varphi}_3 \cdot R_3}{R_2} \,, \tag{6.3}$$

$$\dot{x}_{2T} = \dot{\varphi}_2 \cdot R_2 = \frac{\dot{\varphi}_3 \cdot R_3}{R_2} \cdot R_2 = \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 \,, \tag{6.4}$$

$$\dot{x}_{3T} = \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 \quad . \tag{6.5}$$

Doplňkové rovnice dosazeny do rovnice (6.1):

$$E_k = \frac{1}{2} I_2 \left(\frac{\dot{\varphi}_3 \cdot R_3}{R_2} \right)^2 + \frac{1}{2} m_2 \left(\dot{\varphi}_3 \cdot R_3 \right)^2 + \frac{1}{2} I_3 \dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2} m_3 \left(\dot{\varphi}_3 \cdot R_3 \right)^2 + \frac{1}{2} m_4 \left(\dot{\varphi}_3 \cdot R_3 \right)^2 = \frac{1}{2} I_e \dot{\varphi}_3^2 \,, \tag{6.6}$$

$$I_e = m_2 R_3^{\,2} + m_3 R_3^2 + m_4 R_3^{\,2} + I_2 \left(\frac{R_3}{R_2} \right)^2 + I_3 = \tag{6.7}$$

$$= R_3^{\,2} \left(m_2 + m_3 + m_4 \right) + \frac{1}{2} m_2 R_2^2 \left(\frac{R_3}{R_2} \right)^2 + \frac{1}{2} m_3 R_3^2 =$$

$$= 0{,}125^2 \cdot (22 + 19 + 3259) + \frac{1}{2} \cdot 22 \cdot 0{,}15^2 \cdot \left(\frac{0{,}125}{0{,}15}\right)^2 + \frac{1}{2} \cdot 19 \cdot 0{,}125^2 =$$

$$= \underline{\underline{51{,}88\, kg \cdot m^2}} ,$$

kde:
m_2 – hmotnost kola 2 (kg),
m_3 – hmotnost kola 3 (kg),
m_4 – hmotnost členu 4 (kg),
R_2 – poloměr kola 2 (m),
R_3 – poloměr kola 3 (m).

6.1.2 Redukovaný výkon

Odpor proti stoupání

Do odvození odporu proti stoupání se dosadí rovnice (6.2), (6.3), (6,4), (6,5).

$$\begin{aligned} H_s &= m_2 \cdot g \cdot \sin(\alpha_p) \cdot \dot{x}_{2T} + m_3 \cdot g \cdot \sin(\alpha_p) \cdot \dot{x}_{3T} + m_4 \cdot \sin(\alpha_p) \cdot \dot{x}_4 = \\ &= g \cdot \sin(\alpha_p)(m_2 \cdot \dot{x}_{2T} + m_3 \cdot \dot{x}_{3T} + m_4 \cdot \dot{x}_4) = \\ &= g \cdot \sin(\alpha_p)(m_2 \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + m_3 \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + m_4 \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot R_3) = \\ &= g \cdot \sin(\alpha_p) \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 (m_2 + m_3 + m_4) = \\ &= g \cdot \sin(\alpha_p) \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 \cdot m_c , \end{aligned} \tag{6.8}$$

kde:
m_c – součet hmotností (kg).

Rovnice výkonu

Do rovnice výkonu se dosadí rovnice (6.3) a (6.8).

$$P = M_k \cdot \dot{\varphi}_3 - N_2 \cdot \xi \cdot \dot{\varphi}_2 - N_3 \cdot \xi \cdot \dot{\varphi}_3 - H_s = M_e \cdot \dot{\varphi}_3 \tag{6.9}$$

$$= M_k \cdot \dot{\varphi}_3 - N_2 \cdot \xi \cdot \frac{\dot{\varphi}_3 \cdot R_3}{R_2} - N_3 \cdot \xi \cdot \dot{\varphi}_3 - m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha_p) \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 = M_e \cdot \dot{\varphi}_3 ,$$

$$M_e = M_k - N_2 \cdot \xi \cdot \frac{R_3}{R_2} - N_3 \cdot \xi - m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha_p) \cdot R_3 \quad . \tag{6.10}$$

Pohybová rovnice

$$I_e \cdot \ddot{\varphi}_3 = M_e \quad . \tag{6.11}$$

Odvození úhlového zrychlení

$$\dot{\varphi}_3 = \frac{\dot{x}_4}{R_3}, \tag{6.12}$$

odsud plyne po derivaci :

$$\ddot{\varphi}_3 = \frac{\ddot{x}_4}{R_3} = \frac{a_Z}{R_3}. \tag{6.13}$$

6.1.3 Potřebný hnací moment

Dosazením rovnic (6.7), (6.10) a (6.13) do pohybové rovnice (6.11) a následným vyjádřením M_k je možno získat hnací moment s požadovaným zrychlením.

$$M_k = I_e \cdot \ddot{\varphi}_3 + N_2 \cdot \xi \cdot \frac{R_3}{R_2} + N_3 \cdot \xi + m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha_p) \cdot R_3 = \tag{6.14}$$

$$= I_e \cdot \frac{\ddot{x}_4}{R_3} + N_2 \cdot \xi \cdot \frac{R_3}{R_2} + N_3 \cdot \xi + m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha_p) \cdot R_3 =$$

$$= 51,88 \cdot \frac{0,2}{0,125} + 14452,35 \cdot 0,0015 \cdot \frac{0,125}{0,15} + 17920,47 \cdot 0,0015 + 3300 \cdot 9,81 \cdot \sin(2,1) \cdot 0,125 =$$

$$= \underline{\underline{276,23\ Nm}},$$

kde:
M_k – potřebný hnací moment (Nm),
α_p – úhel stoupání (°),
a_Z – zrychlení ($m \cdot s^{-2}$),
ξ – rameno valivého odporu beton-pryž dle [4], str. 13 (m),
N_2 – celková normálová složka působící na kolo 2 (N),
N_3 – celková normálová složka působící na kolo 3 (N).

6.1.4 Potřebný výkon

Pro výpočet se využije rovnice (6.2), která se po úpravě dosadí do základního vztahu pro výkon.

$$P_{HM} = M_3 \cdot \dot{\varphi}_3 = M_3 \cdot \frac{\dot{x}_4'}{R_3} = 276,23 \cdot \frac{0,7}{0,125} = \underline{\underline{1546,8\,W}}, \tag{6.15}$$

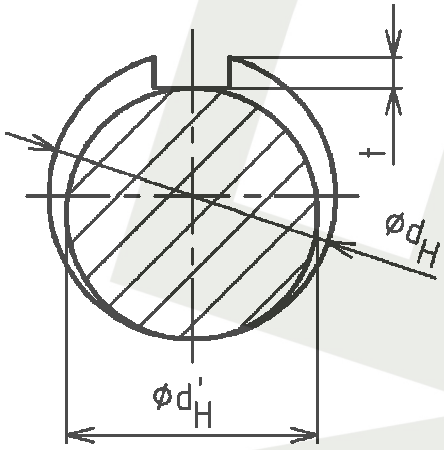
kde:
P_{HM} – potřebný výkon pro stanovenou rychlost (W),
$\dot{x}_4'$ – rychlost ($m \cdot s^{-1}$).

6.2 Výpočet hnané hřídele

Hnaná hřídel je uložena v pouzdře, které je zavařeno v otvoru profilu spodního rámu. S rotačním hydromotorem je spojena za použití spojky (viz příloha č.v. ZV–3–SC–06).

6.2.1 Předběžný návrh

Volba průměru hřídele



Obr. 6.2: Volba průměru hřídele

$$\tau_H = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{0,2 \cdot d_H'^3} \le \tau_{Dn} \Rightarrow d_H' , \tag{6.16}$$

$$d_H' = \sqrt[3]{\frac{M_k}{\tau_{Dn} \cdot 0,2}} = \sqrt[3]{\frac{276,23 \cdot 1000}{40 \cdot 0,2}} = \underline{\underline{32,56\ mm}} , \tag{6.17}$$

$$d_H = d_H' + t = 32,56 + 4,7 = \underline{\underline{37,26\ mm}} , \tag{6.18}$$

kde:

τ_{Dn} – dovolené napětí v krutu pro předběžný výpočet dle [18], str. 105 (MPa),
t – hloubka drážky v hřídeli pro pero dle [8], str. 463 (mm),
d_H' – navržený průměr hřídele (mm),
d_H – volený průměr hřídele (mm).

Na základě výsledků z rovnice (6.18) volím d_H = 38mm.

Zatížení hřídele na ohyb

Největší zatížení hřídele nastává ve stavu T2 v poloze IV.:

$$F_l = \frac{R_{F\max}}{2} = \frac{8603,6}{2} = \underline{\underline{4301,8N}} . \tag{6.19}$$

Z obr. 6.3 vyplývá ze zatížení maximální ohybový moment:

$$Mo_{max} = R_{C1} \cdot h_1' = F_l \cdot h_1' = 4301{,}8 \cdot 70 = \underline{\underline{301126\,Nmm}}. \tag{6.20}$$

Ohybové napětí:

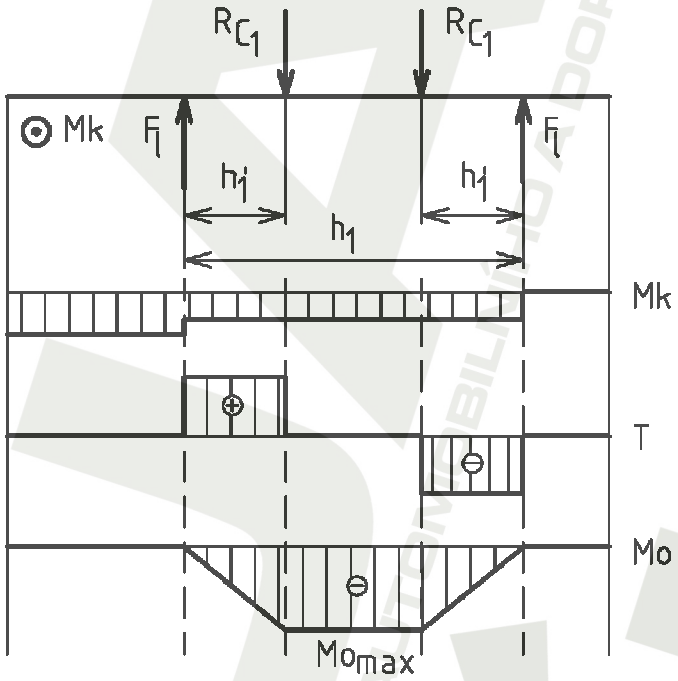
$$\sigma_{ohz} = \frac{Mo_{max}}{W_{ohr}} = \frac{32 \cdot Mo_{max}}{\pi \cdot d_{ch}^3} = \frac{32 \cdot 301126}{\pi \cdot 35{,}1^3} = \underline{\underline{70{,}9\,MPa}}, \tag{6.21}$$

$$\sigma_{ohz} \leq \sigma_{Dh}, \tag{6.22}$$

$70{,}9 < 270$ – vyhovuje.

Kde:

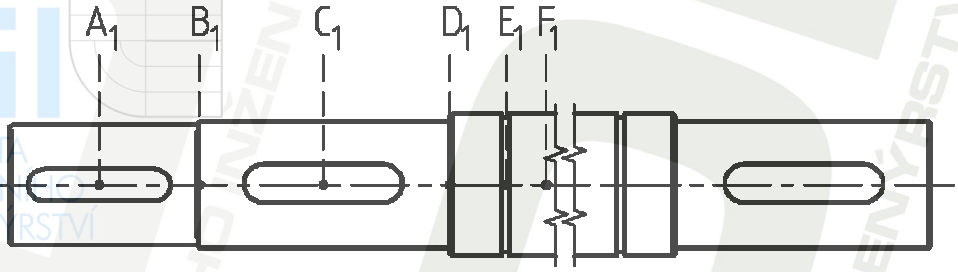
σ_{ohz} – ohybové napětí hřídele (MPa),
R_{Fmax} – maximální zatížení působící na hnanou hřídel (N),
Mo_{max} – maximální ohybový moment (Nmm),
d_{ch} – průměr hřídele se zohledněním drážky v místě C (mm),
F_l – působící zatížení (N),
h_1 – vzdálenost podpor (mm),
h_1' – vzdálenost zatěžující síly od podpory (mm).



Obr. 6.3: Zatížení hřídele

Odstupňování hřídele

Hřídel byla odstupňována s ohledem na potřeby uchycení či zajištění dalších prvků uložení, viz příloha č.v. ZV–3–SC–05. Nebezpečné průřezy jsou dále kontrolovány.



Obr. 6.4: Odstupňování hřídele s kontrolovanými místy

6.2.2 Kontrolní výpočet – statický přístup

Napětí v krutu:

$$\tau_{kA}' = \frac{M_k}{W_{kH}} = \frac{M_k}{0,2 \cdot (d_H - t)^3} = \frac{276,23 \cdot 1000}{0,2 \cdot (38 - 4,7)^3} = \underline{\underline{37,4\ MPa}}. \quad (6.23)$$

Vliv vrubu:

$$\tau_{kA} = \tau_{kA}' \cdot \alpha_{kA} = 37,4 \cdot 2,8 = \underline{\underline{104,72\ MPa}}. \quad (6.24)$$

Dovolené zatížení:

$$\tau_{dH} = 0,6 \frac{0,6 \cdot R_{mo}}{k_v} \cdot c_{III} = 0,6 \cdot \frac{0,6 \cdot 800}{1,4} \cdot 0,6 = \underline{\underline{123,4\ MPa}}, \quad (6.25)$$

$$\tau_{kA} \leq \tau_{dH}, \quad (6.26)$$

$104,72 < 123,4$ – vyhovuje.

Kde pro rovnice (6.23) až (6.26):

τ_{kA}' – napětí v krutu ve vyšetřovaném místě A_1 (MPa),

τ_{kA} – napětí v krutu navýšené vlivem vrubu (MPa),

τ_{dH} – dovolené napětí na střídavý krut dle [18], str. 104 (MPa),

α_{kA} – tvarový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero dle [6], str. 205 (–),

c_{III} – koeficient zohlednění střídavého zatížení dle [18], str. 30 (–),

k_v – bezpečnost (–).

Analogickým postupem se provádí výpočet v dalších bodech. Při kombinovaném namáhání se vychází z pevnostní hypotézy H-M-H.

Využíváno je redukované napětím vycházející z teorie objemové hustoty deformační energie změny tvaru. Pro porušení součásti je pak rozhodující deformační energie způsobující

změnu tvaru součásti. Jednotlivé tvarové součinitele jsou voleny dle [6] str. 184, 185, 186 a 205. Ohybové momenty v daných průřezech jsou dopočítány metodou podobnosti trojúhelníků. Výsledkem je pak Tab. 6.1.

Tab. 6.1: Působení zatížení ve vyšetřovaných bodech

Vyšetřované místo	Krut			Ohyb			Redukované napětí (MPa)
	Tvarový součinitel	zatížení (MPa)		Tvarový součinitel	zatížení (MPa)		
		Základní	Navýšené		Základní	Navýšené	
A_1	2,8	37,4	104,7	-	-	-	-
B_1	1,40	37,4	52,36	-	-	-	-
C_1	2,80	21,58	60,42	-	-	-	-
D_1	1,43	31,93	45,67	1,90	27,55	52,36	94,86
E_1	2,72	18,00	48,96	2,61	31,38	81,90	117,89
F_1	-	15,15	-	-	33,04	-	42,19

V žádném vyšetřovaném bodě nebylo porušeno dovolené napětí:

$$\sigma_c = \frac{R_{mo} \cdot 0,6}{2} \cdot c_{III} = \frac{800 \cdot 0,6}{2} \cdot 0,6 = \underline{\underline{144\ MPa}}, \tag{6.27}$$

kde:

σ_c – dovolené redukované zatížení materiálu 11 700.0 (MPa).

6.2.3 Výpočet těsného pera

6.2.3.1 Těsné pero v místě A_1

Pero v místě A_1 tvoří spojovací prvek spojky a hřídele.

Návrh délky pera

$$P_{SD} = \frac{0,6 \cdot R_{mo}}{k_v} \cdot c_{III} = \frac{0,6 \cdot 800}{1,4} \cdot 0,6 = \underline{\underline{205,7\ MPa}}, \tag{6.28}$$

$$l_p = \frac{2 \cdot M_k}{P_{SD} \cdot d_H \cdot t_1} = \frac{2 \cdot 276,23 \cdot 1000}{205,7 \cdot 38 \cdot 3,3} = \underline{\underline{21,41\ mm}}, \tag{6.29}$$

kde:

P_{SD} – dovolený střídavý tlak materiálu 11 700.0 dle [18], str. 39 (MPa),

t_1 – výška pera v náboji dle [8], str. 463 (mm),

l_p – výpočtová délka pera dle [18] str. 39 (mm),

k_v – bezpečnost (–).

Podle [8], str. 463 volím l_{pA} = 45 mm.

Kontrola pera na smyk

$$\tau_{KH} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{KH} \cdot b_{pA} \cdot l_{pA}} = \frac{2 \cdot 276,23 \cdot 1000}{38 \cdot 10 \cdot 45} = \underline{\underline{32,3\ MPa}}, \quad (6.30)$$

$$\tau_{KH} \leq \tau_{dH}, \quad (6.31)$$

$32,3 < 123,4\ MPa$ – vyhovuje.

Kde:

τ_{KH} – zatížení na smyk (MPa),

b_{pA} – šířka pera dle [8], str. 463 (mm).

6.2.3.2 Těsné pero v místě C_1

Pero v místě C_1 spojuje kolo s hřídelí.

Návrh délky pera

$$l_p' = \frac{2 \cdot M_k}{P_{DP} \cdot d_{KL} \cdot t_1'} = \frac{2 \cdot 276,23 \cdot 1000}{105 \cdot 40 \cdot 3,1} = \underline{\underline{42,43\ mm}}, \quad (6.32)$$

kde:

P_{DP} – dovolený střídavý tlak dle [8], str. 54 (MPa),

t_1' – výška pera v náboji dle [8], str. 463 (mm),

l_p' – výpočtová délka pera dle [18] str. 39 (mm),

d_{KL} – průměr hřídele (mm).

Podle [8], str. 463 volím l_{pc} = 50 mm.

Kontrola pera na smyk

$$\tau_{KL} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{KL} \cdot b_{pc} \cdot l_{pc}} = \frac{2 \cdot 276,23 \cdot 1000}{40 \cdot 12 \cdot 50} = \underline{\underline{23\ MPa}}, \quad (6.33)$$

$$\tau_{DL} = 0,6 \cdot P_{DP} = 0,6 \cdot 105 = \underline{\underline{63\ MPa}}, \quad (6.34)$$

$$\tau_{KL} \leq \tau_{DL}, \quad (6.35)$$

$23 < 63\ MPa$ – vyhovuje.

Kde:
τ_{KL} – zatížení na smyk (MPa),
τ_{DL} – dovolené zatížení na smyk dle [18], str. 2 (MPa),
b_{pc} – šířka pera dle [8], str. 463,
l_{pc} – délka pera dle [8], str. 463.

6.2.3.3 Těsné pero motoru

Otlačení pera

$$P_{SP} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{HM} \cdot t_1 \cdot l_{pm}} = \frac{2 \cdot 276,23 \cdot 1000}{32 \cdot 3,3 \cdot 45} = \underline{\underline{116,25\ MPa}}, \tag{6.36}$$

$$P_{SP} \le P_{SD}, \tag{6.37}$$

$116,25 < 205,7$ – vyhovuje.

Kde:
d_{HM} – průměr hřídele motoru (mm),
l_{pm} – délka pera motoru (mm).

Kontrola pera na smyk

$$\tau_{SP} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{HM} \cdot b_{pA} \cdot l_{pm}} = \frac{2 \cdot 276,23 \cdot 1000}{32 \cdot 10 \cdot 45} = \underline{\underline{38,37\ MPa}}, \tag{6.38}$$

$$\tau_{SP} \le \tau_{dH}, \tag{6.39}$$

$38,37 < 123,4\ MPa$ – vyhovuje.

6.2.4 Volba ložisek

6.2.4.1 Radiální ložiska hnané hřídele

Pro uložení hnané hřídele jsou použita jehlová ložiska s vnitřním kroužkem od firmy NSK [24], str. B265.

Ekvivalentní zatížení:

$$F_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 4301,8 + 0 = \underline{\underline{4301,8\ N}}, \tag{6.40}$$

kde:
X – součinitel podle poměru F_a/F_r dle [18], str. 96 (–),
Y – součinitel podle poměru F_a/F_r dle [18], str. 96 (–).

Kontrola trvanlivosti:

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_{or}}{F_e} \right)^{p_o} = \frac{16666}{54} \cdot \left(\frac{67500}{4301,8} \right)^{3,3} = \underline{\underline{2723292,9\ hod}}\ , \tag{6.41}$$

kde:
L_h – trvanlivost ložiska dle [18], str. 92 (hod),
C_{or} – dynamická únosnost voleného ložiska dle [24], str. B265 (N),
F_r – radiální zatížení ložiska (N),
n_l – otáčky ložiska (min^{-1}),
p_o – mocnitel dle druhu ložiska dle [18], str. 92 (–).

6.2.4.2 Ložisko předního kola

Ložisko je namáháno staticky. Staticky namáhaná ložiska mají nízké otáčky nebo konají pouze kývavý pohyb. Pro uložení je voleno axiální soudečkové ložisko od firmy ZKL [31] str. 50.

Statická bezpečnost

Statické ekvivalentní zatížení:

$$F_{e2} = F_{a1} + 2,7 \cdot F_{r1} = 10448 + 2,7 \cdot 660 = \underline{\underline{12230\text{N}}}. \tag{6.42}$$

Stanovení statické bezpečnosti:

$$k_a = \frac{C_{02}}{F_{e2}} = \frac{1004000}{12230} = \underline{\underline{82,1}}, \tag{6.43}$$

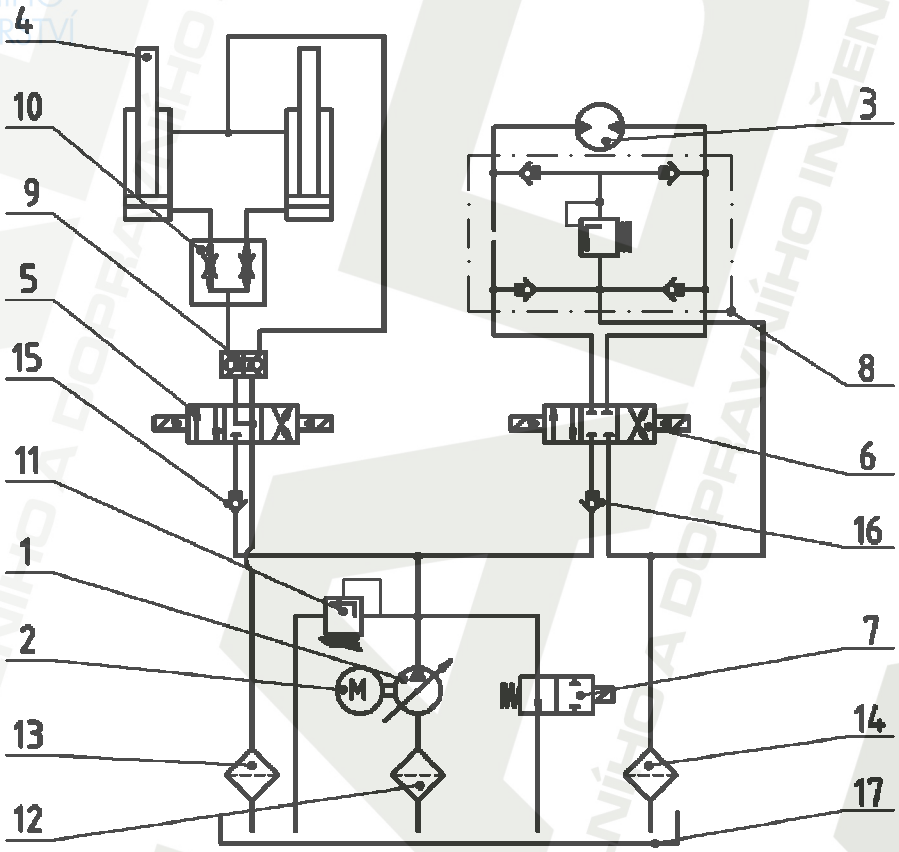
$$k_a \geq k_{al}\ , \tag{6.44}$$

$82,1 > 2$ – vyhovuje.

Kde pro rovnice (6.43) až (6.45):
k_{al} – minimální bezpečnost axiálního ložiska dle [18], str. 96 (–),
F_{a1} – maximální axiální zatížení ložiska – stav T1, poloha I. (N),
C_{02} – statická únosnost axiálního ložiska 29412EJ dle [31], str. 50 (N),
F_{e2} – statické ekvivalentní zatížení ložiska dle [18], str. 95 (N),
F_{r1} – radiální zatížení ložiska (N),
k_a – bezpečnost ložiska dle [18], str. 95 (–).

7 Návrh hydraulického obvodu

Hydraulický obvod (viz Obr. 7.1) je řešen využitím jednoho hydrogenerátoru POZ. 1 zajišťující zdvih pístů a pojezd zařízení. Odlehčovací ventil POZ. 7 je v činnosti pouze při neutrálních polohách šoupátkových rozváděčů POZ. 5 a 6. Pro zajištění zatížených pístů je volen hydraulický zámek POZ. 9.; k zajištění synchronního chodu pístů je v obvodu použit dělič průtoku POZ. 10. Při vypnutí pohonu nastává samovolné brzdění mechanismu vlivem odporů proti pohybu a vlivem odporu zátěže.



Obr. 7.1: Hydraulický obvod zařízení: 1 – hydrogenerátor, 2 – pohon, 3 – rotační hydromotor, 4 – přímočarý hydromotor, 5,6 – rozvaděče, 7 – odlehčovací ventil, 8 – sekundární pojistný ventil, 9 – hydraulický zámek, 10 – dělič průtoku, 11 – pojistný ventil, 12, 13, 14 – filtr, 15,16 – zpětný ventil, 17 – nádrž

Pro správnou a bezpečnou funkci je nutno zajistit rozdílný průtok mezi přímočarými hydromotory a rotačním hydromotorem. V této práci je pro manipulační zařízení zvolen zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením [21]. Změnou otáček stejnosměrného motoru dojde k dodávání potřebného průtoku danému prvku obvodu.

Další variantou by mohl být axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou. Nevýhodou je však cena zařízení i náročnější podmínky provozu (vysoké nároky na čistotu kapaliny).

7.1 Obvod zdvihu

Pro obvod s hydraulickými písty jsou voleny písty s tlumením v obou koncových polohách od firmy Hydraulika Šafránek [28].

Parametry pístu
jmenovitý tlak – 16 MPa,
max. pracovní tlak – 20 MPa,
zdvih – 220 mm.

7.1.1 Stanovení potřebného průtoku pístů

$$Q_P = S_P \cdot v_p = \frac{\pi \cdot d_P^2}{4} \cdot v_p = \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \cdot 0,022 = \underline{\underline{2,76 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot s^{-1}}}, \quad (7.1)$$

kde:
Q_P – potřebný průtok ($m^3 \cdot s^{-1}$),
v_p – rychlost zdvihu pístu ($m \cdot s^{-1}$),
S_P – plocha pístu (m^2),
d_P – průměr pístu (m).

7.1.2 Objem přímočarých hydromotorů

$$V_H = i \cdot S_P \cdot H_P = i \cdot \frac{\pi \cdot d_P^2}{4} \cdot H_P = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \cdot 0,22 = \underline{\underline{5,52 \cdot 10^{-4}\ m^3}}, \quad (7.2)$$

kde:
V_H – objem přímočarého hydromotoru (m^3),
H_P – zdvih pístu (m),
i – počet paralelně zapojených pístů (–).

7.1.3 Čas vykonání zdvihu

$$T_z = 6 \cdot \frac{V_H \cdot 10^6}{Q_P \cdot 1000 \cdot 60 \cdot \eta_o} \cdot 10^{-2} = 6 \cdot \frac{5,52 \cdot 10^{-4} \cdot 10^6}{2,76 \cdot 10^{-5} \cdot 1000 \cdot 60 \cdot 0,98} \cdot 10^{-2} = \underline{\underline{20,4\ s}}, \quad (7.3)$$

kde:
T_z – čas zdvihu dle [1], str. 43 (s),
η_o – průtoková účinnost dle [1], str. 43 (–).

7.1.4 Potřebné otáčky hydrogenerátoru

Pro obvod je zvolen zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením EIP S2 008 RA-34-10 [21]. Nominální otáčky hydrogenerátoru jsou v rozmezí 200 – 4000 min^{-1}.

$$n_{HG} = \frac{Q_P \cdot 1000 \cdot 60}{q_{HG}} = \frac{2,76 \cdot 10^{-5} \cdot 10^{6} \cdot 60}{7,9} = \underline{\underline{209,6 \text{ min}^{-1}}}, \tag{7.4}$$

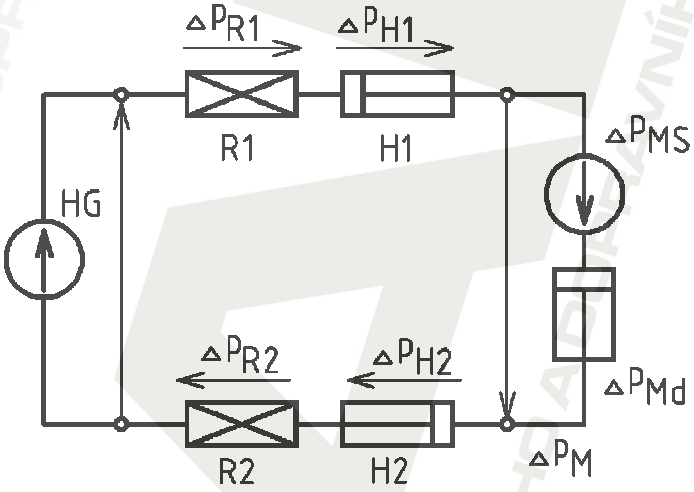
$$n_{HG} \in (200, 4000) \quad \text{– vyhovuje.} \tag{7.5}$$

Kde:

q_{HG} – geometrický objem hydrogenerátoru [21] (cm^3).

7.1.5 Náhradní schéma

Při výpočtu musí být zohledněno paralelní zapojení hydraulických válců.



Obr. 7.2: Náhradní schéma hydraulického obvodu

Rychlost v potrubí 1

$$v_{pt} = \frac{Q_p}{S_{pt}} = \frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot d_{pt}^2} = \frac{4 \cdot 2,76 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot 0,0048^2} = \underline{\underline{1,52\ m \cdot s^{-1}}}, \tag{7.6}$$

kde:

v_{pt} – rychlost v potrubí 1 (m·s^{-1}),

d_{pt} – vnitřní průměr hadice TRACTOR/2T – 2SN dle [19] (m).

Reynoldsovo číslo

$$R_e = \frac{v_{pt} \cdot d_{pt}}{\nu_o} = \frac{1,52 \cdot 0,0048}{68 \cdot 10^{-6}} = \underline{\underline{107,29}}, \tag{7.7}$$

$$R_e \leq R_{eH}\,, \tag{7.8}$$

$107,29 < 1600$ – proudění je laminární.

Kde:

R_e – Reynoldsovo číslo dle [16], str. 23 (–),

R_{eH} – kritická hodnota Reynoldsova čísla pro pryžovou hadici dle [16], str. 23 (–).

7.1.6 Stanovení odporů

Odpor proti pohybu R_1

Odpor proti pohybu pro pryžovou hadici odvozen dle [16], str. 30.

$$R_1 = \frac{170 \cdot \nu_o \cdot l_{p1} \cdot \rho_o}{\pi \cdot d_{pt}^4} \cdot = \frac{170 \cdot 68 \cdot 10^{-6} \cdot 1,5 \cdot 882}{\pi \cdot 0,0048^4} = \underline{\underline{9170707801 Pa \cdot s \cdot m^{-3}}}\,, \tag{7.9}$$

$$\frac{1}{R_{1C}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1} \Rightarrow R_{1C}\,, \tag{7.10}$$

$$R_{1C} = \frac{R_1}{2} = \frac{9170707801}{2} = \underline{\underline{4585353901\, Pa \cdot s \cdot m^{-3}}}\,, \tag{7.11}$$

kde:

R_1 – odpor proti pohybu dle [16], str. 31 ($Pa \cdot s \cdot m^{-3}$),

R_{1C} – celkový odpor proti pohybu R_1 dle [16], str. 34 ($Pa \cdot s \cdot m^{-3}$),

ν_o – kinematická viskozita při 40°C dle [36] ($m^2 \cdot s^{-1}$),

ρ_o – hustota oleje Energol HLP-D 68 dle [36] ($kg \cdot m^{-3}$),

l_{p1} – délka potrubí 1 (m).

Odpor proti pohybu R_2

$$R_2 = \frac{170 \cdot \nu_o \cdot l_{p2} \cdot \rho_o}{\pi \cdot d_{pt}^4} = \frac{170 \cdot 68 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 882}{\pi \cdot 0,0048^4} = \underline{\underline{1,22 \cdot 10^{10}\ Pa \cdot s \cdot m^{-3}}}\,, \tag{7.12}$$

$$\frac{1}{R_{2C}} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2} \Rightarrow R_{2C}\,, \tag{7.13}$$

$$R_{2C} = \frac{R_2}{2} = \frac{1,22 \cdot 10^{10}}{2} = \underline{\underline{6,1 \cdot 10^9\ Pa \cdot s \cdot m^{-3}}}\,, \tag{7.14}$$

kde:

R_2 – odpor proti pohybu R2 dle [16], str. 31 ($Pa \cdot s \cdot m^{-3}$),

R_{2C} – celkový odpor proti pohybu R_2 dle [16], str. 31 ($Pa \cdot s \cdot m^{-3}$),

l_{p2} – délka potrubí 2 (m).

Odpor proti zrychlení H_1

$$H_1 = \frac{m_{h1}}{i \cdot S_{pt}^{\ 2}} = \frac{\frac{\pi \cdot d_{pt}^{\ 2}}{4} \cdot l_{p1} \cdot \rho_o}{i \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{pt}^{\ 2}}{4} \right)^2} = \frac{l_{p1} \cdot \rho_o}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_{pt}^{\ 2}}{4}} = \frac{1,5 \cdot 882}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0048^2}{4}} = \underline{\underline{36555901\, kg \cdot m^{-4}}}\,, \tag{7.15}$$

kde:

H_1 – odpor proti zrychlení v potrubí 1 (kg·m^{-4}).

Odpor proti zrychlení H_2

$$H_2 = \frac{m_{h2}}{i \cdot S_{pt}^{\ 2}} = \frac{\frac{\pi \cdot d_{pt}^{\ 2}}{4} \cdot l_{p2} \cdot \rho_o}{i \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{pt}^{\ 2}}{4} \right)^2} = \frac{l_{p2} \cdot \rho_o}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_{pt}^{\ 2}}{4}} = \frac{2 \cdot 882}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0048^2}{4}} = \underline{\underline{48741201,3 kg \cdot m^{-4}}}\,, \tag{7.16}$$

kde:

H_2 – odpor proti zrychlení v potrubí 2 (kg·m^{-4}).

Odpor proti zrychlení ve válci H_V

$$H_V = \frac{m_z}{i \cdot S_P^{\ 2}} = \frac{m_z}{i \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_P^2}{4} \right)^2} = \frac{2500}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \right)^2} = \underline{\underline{791571747,2\, kg \cdot m^{-4}}}\,, \tag{7.17}$$

kde:

m_z – hmotnost zátěže (kg).

Celkový odpor proti zrychlení H_C

$$\begin{aligned} H_C &= H_1 + H_2 + H_V = \\ &= 36555901 + 48741201,3 + 791571747,2 = \\ &= \underline{\underline{876868849,5\, kg \cdot m^{-4}}}\,, \end{aligned} \tag{7.18}$$

kde:

H_C – celkový odpor proti zrychlení (kg·m^{-4}).

Tlakový spád ideálního spotřebiče

$$\Delta P_{MS} = \frac{F_P}{S_P} = \frac{F_P}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{18246}{\frac{\pi \cdot 0,04^2}{4}} = \underline{\underline{14519705,46\, Pa}}\,, \tag{7.19}$$

kde:

ΔP_{MS} – tlakový spád ideálního spotřebiče (Pa).

7.1.7 Doba rozběhu

$$t_{dr} = Q_P \cdot \frac{H_c}{\Delta P_G - \Delta P_{MS}} = 2,76 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{876868849,5}{16 \cdot 10^6 - 14519705,46} = \underline{\underline{0,016\ s}}, \tag{7.20}$$

kde:

t_{dr} – čas rozběhu dle [16], str. 43 (s),

ΔP_G – tlak hydrogenerátoru (Pa).

7.1.8 Tlakový spád

Tlakový spád odporu proti pohybu R_1

$$\Delta P_{R1} = R_1 \cdot Q_P = 4585353901 \cdot 2,76 \cdot 10^{-5} = \underline{\underline{126555,76\ Pa}}, \tag{7.21}$$

kde:

ΔP_{R1} – tlakový spád odporu proti pohybu R_1 dle [16], str. 30 (Pa).

Tlakový spád odporu proti pohybu R_2

$$\Delta P_{R2} = R_2 \cdot Q_P = 6,1 \cdot 10^9 \cdot 2,76 \cdot 10^{-5} = \underline{\underline{168360\ Pa}}, \tag{7.22}$$

kde:

ΔP_{R2} – tlakový spád odporu proti pohybu R_2 dle [16], str. 30 (Pa).

Tlakový spád odporu proti zrychlení H_1

$$\Delta P_{H1} = H_1 \cdot \frac{dQ_P}{dt_{dr}} = 36555901 \cdot \frac{2,76 \cdot 10^{-5}}{0,016} = \underline{\underline{63058,92\ Pa}}, \tag{7.23}$$

kde:

ΔP_{H1} – tlakový spád odporu proti pohybu H_1 dle [16], str. 29 (Pa).

Tlakový spád odporu proti zrychlení H_2

$$\Delta P_{H2} = H_2 \cdot \frac{dQ_P}{dt_{dr}} = 48741201,3 \cdot \frac{2,76 \cdot 10^{-5}}{0,016} = \underline{\underline{84078,57\ Pa}}, \tag{7.24}$$

kde:

ΔP_{H2} – tlakový spád odporu proti pohybu H_2 dle [16], str. 29 (Pa).

Tlakový spád na překonání odporů proti zrychlení H_V

$$\Delta P_{Md} = H_V \cdot \frac{dQ_P}{dt_{dr}} = 791571747,2 \cdot \frac{2,76 \cdot 10^{-5}}{0,016} = \underline{\underline{1365461,2\ Pa}}, \tag{7.25}$$

kde:

ΔP_{Md} – tlakový spád odporu proti pohybu H_V dle [16], str. 29 (Pa).

7.1.9 Tlak na hydrogenerátoru

$$\Delta P_G' = \Delta P_{MS} + \Delta P_{MD+} \Delta P_{H1} + \Delta P_{H2} \cdot \frac{d_P^2 - d_{ps}^2}{d_P^2} + \Delta P_{R1} + \Delta P_{R2} = \tag{7.26}$$

$$= 14519705,46 + 1365461,2 + 63058,92 + 84078,57 \cdot \frac{0,04^2 - 0,025^2}{0,04^2} + 126555,76 + 168360 =$$

$$= \underline{\underline{16294376,7\ Pa}},$$

kde:

$\Delta P_G'$ – celkový tlak na hydrogenerátoru (Pa).

7.1.10 Doba brzdění hydraulického mechanismu

$$t_{br} = Q_P \cdot \frac{H_C}{\Delta P_{MS}} = 2,76 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{876868849,5}{14519705,46} = \underline{\underline{0,0016\ s}}, \tag{7.27}$$

kde:

t_{br} – brzdný čas dle [16], str. 45 (s).

7.2 Obvod s rotačním hydromotorem

7.2.1 Stanovení potřebného geometrického objemu

Z výpočtu pro točivý moment dle [1], str. 39 je převráceným výpočtem získán minimální potřebný geometrický objem.

$$q_t = \frac{M_m \cdot 2\pi}{p_k \cdot \eta_c} = \frac{276,23 \cdot 2\pi}{16 \cdot 0,7} = \underline{\underline{154,96\ cm^3}}, \tag{7.28}$$

kde:

q_t – výpočtový geometrický objem hydromotoru dle [1], str. 39 (cm^3),

M_m – točivý moment odebíratelný z hřídele hydromotoru (N·m),

p_k – tlakový spád hydromotoru (MPa),

η_c – celková účinnost hydromotoru [34] (–).

Zvolen gerotor HR-S-LW-200-A2-M09-CL320-N od firmy Samhydraulik [34].

7.2.2 Množství přiváděné kapaliny do hydromotoru

$$Q_m = \frac{n_k \cdot q_{ts}}{10^3 \cdot \eta_{Vol}} = \frac{54 \cdot 200}{10^3 \cdot 0,93} = \underline{\underline{11,6\, l \cdot \min^{-1}}}\,, \tag{7.29}$$

kde:

Q_m – množství přiváděné tlakové kapaliny dle [1], str. 39 ($l \cdot min^{-1}$),

q_{ts} – geometrický objem zvoleného hydromotoru (cm^3),

n_k – požadované otáčky hydromotoru (min^{-1}),

η_{Vol} – průtoková účinnost dle [21].

7.2.3 Výkon na hřídeli hydromotoru

$$P_m = \frac{Q_m \cdot p_k \cdot \eta_c}{60} = \frac{11,6 \cdot 16 \cdot 0,7}{60} = \underline{\underline{2,16\, kW}}\,, \tag{7.30}$$

kde:

P_m – výkon na hřídeli hydromotoru dle [1], str. 39 (kW).

Výkon hydromotoru je větší než minimálně požadovaný výkon z rovnice (6.15) – vyhovuje.

7.2.4 Příkon čerpadla

$$P_g = \frac{Q_m \cdot \Delta P_G}{60 \cdot \eta_g} = \frac{11,6 \cdot 16}{60 \cdot 0,91} = \underline{\underline{3,3\, kW}}\,, \tag{7.31}$$

kde:

P_g – příkon hydrogenerátoru dle [1], str. 12 (kW),

η_g – účinnost hydrogenerátoru dle [21] (–).

Zvolen stejnosměrný motor typ 4BD035 3,5kW 24V [29].

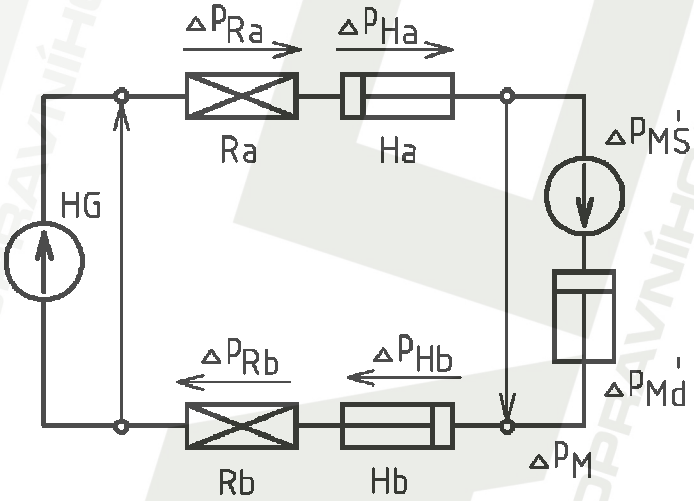
7.2.5 Potřebné otáčky hydrogenerátoru

Nominální otáčky hydrogenerátoru jsou v rozmezí 200 – 4000 min^{-1}.

$$n'_{HG} = \frac{Q_m \cdot 10^3}{q_{HG}} = \frac{11,6 \cdot 10^3}{7,9} = \underline{\underline{1468,35\ min^{-1}}}, \tag{7.32}$$

$$n'_{HG} \in (200, 4000) \quad \text{– vyhovuje.} \tag{7.33}$$

7.2.6 Náhradní schéma



Obr. 7.3: Náhradní schéma hydraulického obvodu rotačního hydromotoru

Rychlost v potrubí

$$v_{pa} = \frac{Q_m}{S'_{Pt}} = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot d_{pa}^2} = \frac{4 \cdot 1,93 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,0095^2} = \underline{\underline{2,72\ m \cdot s^{-1}}}, \tag{7.34}$$

kde:
v_{pa} – rychlost v potrubí ($m \cdot s^{-1}$),
d_{pa} – vnitřní průměr potrubí hadice TRACTOR/2T - 2SN dle [19] (m).

Reynoldsovo číslo

$$R_{e2} = \frac{v_{pa} \cdot d_{pa}}{\nu_o} = \frac{2,72 \cdot 0,0095}{68 \cdot 10^{-6}} = \underline{\underline{380}}, \tag{7.35}$$

$$R_{e2} \le R_{eH}, \tag{7.36}$$

$380 < 1600$ – proudění je laminární.

Kde:

R_{e2} – Reynoldsovo číslo pro obvod s rotačním hydromotorem dle [16], str. 23 (–).

7.2.7 Stanovení odporů

Odpor proti pohybu R_a

$$R_a = R_b \,, \tag{7.37}$$

$$R_a = \frac{170 \cdot \nu_o}{\pi \cdot d_{pa}^4} \cdot l_{pa} \cdot \rho_o = \frac{170 \cdot 68 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,0095^4} \cdot 2,5 \cdot 882 = \underline{\underline{996144024,3\ Pa \cdot s \cdot m^{-3}}} \,, \tag{7.38}$$

kde:

R_a – odpor proti pohybu ($Pa \cdot s \cdot m^{-3}$),

l_{pa} – délka potrubí (m).

Odpor proti zrychlení H_a

$$H_a = H_b \,, \tag{7.39}$$

$$H_a = \frac{m_{pa}}{S_{pa}^{\ 2}} = \frac{\frac{\pi \cdot d_{pa}^{\ 2}}{4} \cdot l_{pa} \cdot \rho_o}{\left(\frac{\pi \cdot d_{pa}^{\ 2}}{4}\right)^2} = \frac{l_{pa} \cdot \rho_o}{\frac{\pi \cdot d_{Pa}^{\ 2}}{4}} = \frac{2,5 \cdot 882}{\frac{\pi \cdot 0,0095^2}{4}} = \underline{\underline{31107957,85\ kg \cdot m^{-4}}} \,, \tag{7.40}$$

kde:

H_a – odpor proti zrychlení dle [16], str. 30 ($kg \cdot m^{-4}$).

Odpor proti zrychlení hydromotoru

$$H_m = \frac{J_c}{\left(\frac{q_{ts}}{2\pi}\right)^2} = \frac{51,88}{\left(\frac{200 \cdot 10^{-6}}{2\pi}\right)^2} = \underline{\underline{5,12 \cdot 10^{10}\ kg \cdot m^{-4}}} \,, \tag{7.41}$$

kde:

H_m – odpor proti zrychlení dle [16], str. 30 ($kg \cdot m^{-4}$),

J_c – moment setrvačnosti ($kg \cdot m^2$).

Tlakový spád ideálního spotřebiče

$$\Delta P'_{MS} = \frac{M_m \cdot 2\pi}{q_{ts} \cdot \eta_c} = \frac{276,23 \cdot 2\pi}{200 \cdot 10^{-6} \cdot 0,7} = \underline{\underline{12397173,41 Pa}} \,, \tag{7.42}$$

kde:

$\Delta P'_{MS}$ – tlakový spád ideálního spotřebiče.

7.2.8 Čas rozběhu

$$t_{rm} = \frac{Q_m}{1000 \cdot 60} \cdot \frac{H'_c}{\Delta P_G - \Delta P'_{MS}} = \frac{11,6}{1000 \cdot 60} \cdot \frac{2 \cdot 31107957,85 + 5,12 \cdot 10^{10}}{16 \cdot 10^6 - 12397173,41} = \underline{\underline{2,75\ s}}, \quad (7.43)$$

kde:

t_{rm} – čas rozběhu dle [16], str. 43 (s),

H_c' – součet odporů proti zrychlení ($kg \cdot m^{-4}$).

7.2.9 Tlakový spád

Tlakový spád odporu proti zrychlení H_a

$$\Delta P_{Ha} = \Delta P_{Hb}, \quad (7.44)$$

$$\Delta P_{Ha} = H_a \cdot \frac{dQ_m}{dt_{rm}} = 31107957,85 \cdot \frac{1,9 \cdot 10^{-4}}{2,75} = \underline{\underline{2149,27\ Pa}}, \quad (7.45)$$

kde:

ΔP_{Ha} – tlakový spád odporu proti pohybu H_a dle [16], str. 29 (Pa).

Tlakový spád odporu proti pohybu R_a

$$\Delta P_{Ra} = \Delta P_{Rb}, \quad (7.46)$$

$$\Delta P_{Ra} = R_a \cdot Q_m = 996144024,3 \cdot 1,9 \cdot 10^{-4} = \underline{\underline{189267,36\ Pa}}, \quad (7.47)$$

kde:

ΔP_{Ra} – tlakový spád odporu proti pohybu R_a dle [16], str. 30 (Pa).

Tlakový spád na překonání odporů proti zrychlení H_m

$$\Delta P'_{Md} = H_m \cdot \frac{dQ_m}{dt_{rm}} = 5,12 \cdot 10^{10} \cdot \frac{1,9 \cdot 10^{-4}}{2,75} = \underline{\underline{3537454,5 Pa}}, \quad (7.48)$$

kde:

$\Delta P_{Md}'$ – tlakový spád odporu proti pohybu H_V dle [16], str. 29 (Pa).

7.2.10 Tlak na hydrogenerátoru

$$\Delta P_G'' = 2 \cdot \Delta P_{Ha} + 2 \cdot \Delta P_{Ra} + \Delta P_{MS}' + \Delta P_{MD}' = \quad (7.49)$$
$$= 2 \cdot 2149,27 + 2 \cdot 189267,36 + 12397173,41 + 3537454,5 =$$
$$= \underline{\underline{16317461,1 Pa}},$$

kde:

$\Delta P_G''$ – tlak na hydrogenerátoru (Pa).

7.2.11 Stanovení času brzdění

$$t_{bm} = \frac{Q_m \cdot H_m}{\Delta P_{MS}'} = \frac{1,9 \cdot 10^{-4} \cdot 5,12 \cdot 10^{10}}{12397173,41} = \underline{\underline{0,78 s}}, \quad (7.50)$$

kde:

t_{bm} – doba brzděni dle [16] str. 45 (s).

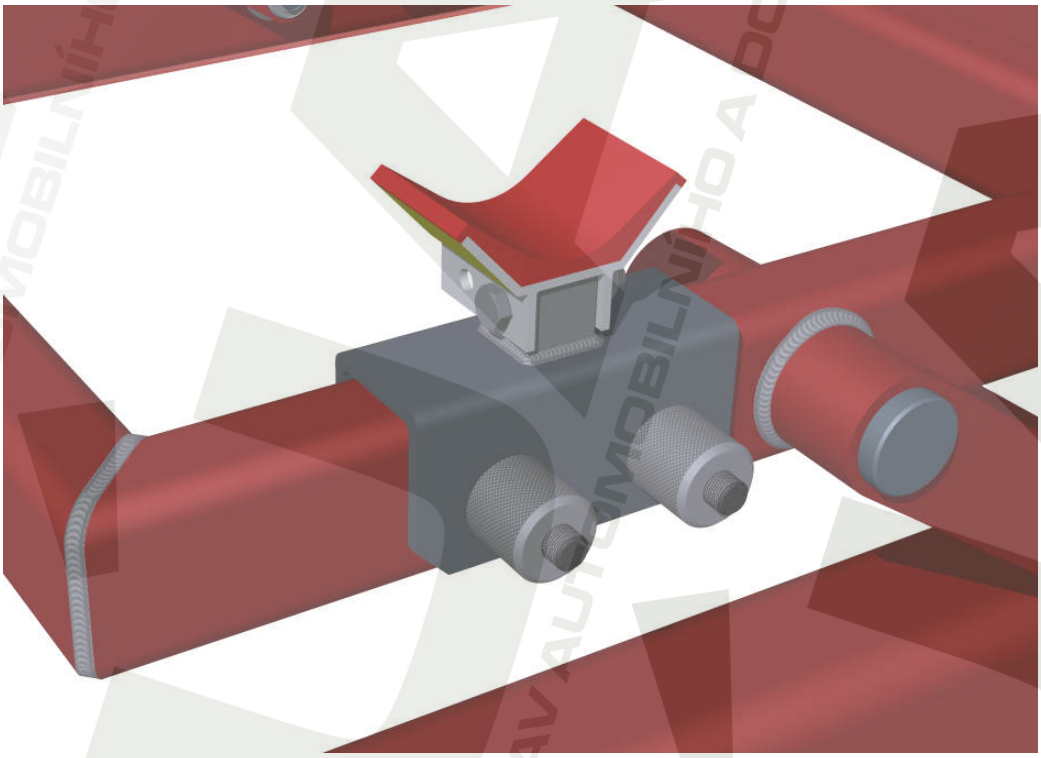
8 Volby a komentáře

8.1 Opěr vrtulníku

Ke zdvihu vrtulníku dochází kyvným pohybem horního rámu, který konstrukčně nepřímo zajišťuje opěr o spodní část trupu. Na rám se, podle potřeby zdvihaného vrtulníku, upevňují buď součásti Č.V. ZV–4–SV–06N (umožňující zdvih nízké verze vrtulníků) nebo součásti Č.V. ZV–4–SV–06V (s možností zdvihu vysoké verze vrtulníků).

Na těchto součástech (svařencích) jsou umístěny opěrné prvky Helisaddle od firmy Blue moon [26] umožňující bezpečný opěr o spodní část trupu vrtulníku. Součásti Helisaddle zajišťují ochranu materiálu v místě opěru proti poškrábání či odlupování trubky. Základní konstrukce je tvořena ocelovou nosnou částí s chemicky nanesenou vrchní opěrnou vrstvou polyuretanu. Vrstva je odolná vůči hydraulickým kapalinám, tryskovým palivům, motorovým olejům apod. Extrémně odolná je proti UV záření. Významným prvkem je také nanesení bočních reflexních vrstev usnadňující noční manipulační operace.

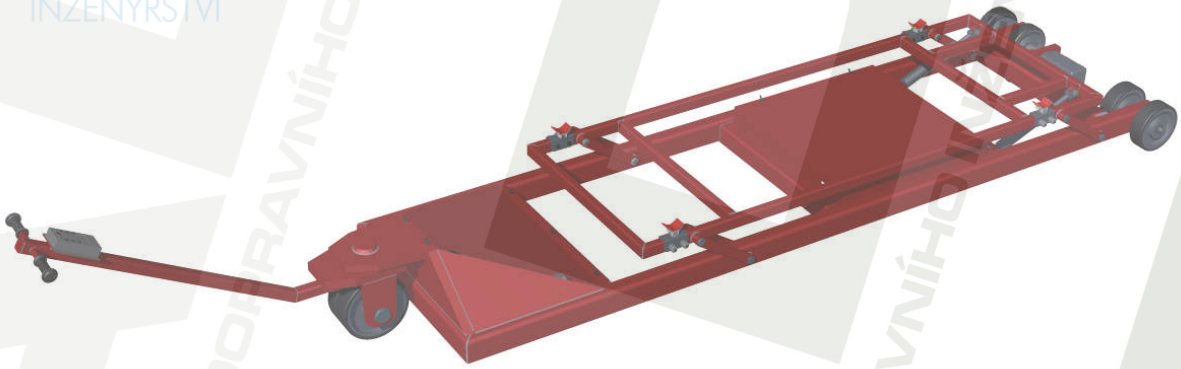
Helisaddle je produkován v několika variantách. Pro potřeby vrtulníku Bell je vyhovující varianta SA (Self aligning) a HR (High retention). Verze SA umožňuje snazší ustanovení v pracovní pozici, verze HR pak zajišťuje pevnější usazení vrtulníku na opěrných plochách při zhoršení nalezení pozice zdvihu. V této práci je zvolena varianta SA.



Obr. 8.1: Opěr Helisaddle SA na krátkém úchytu

8.2 Manipulace se zařízením

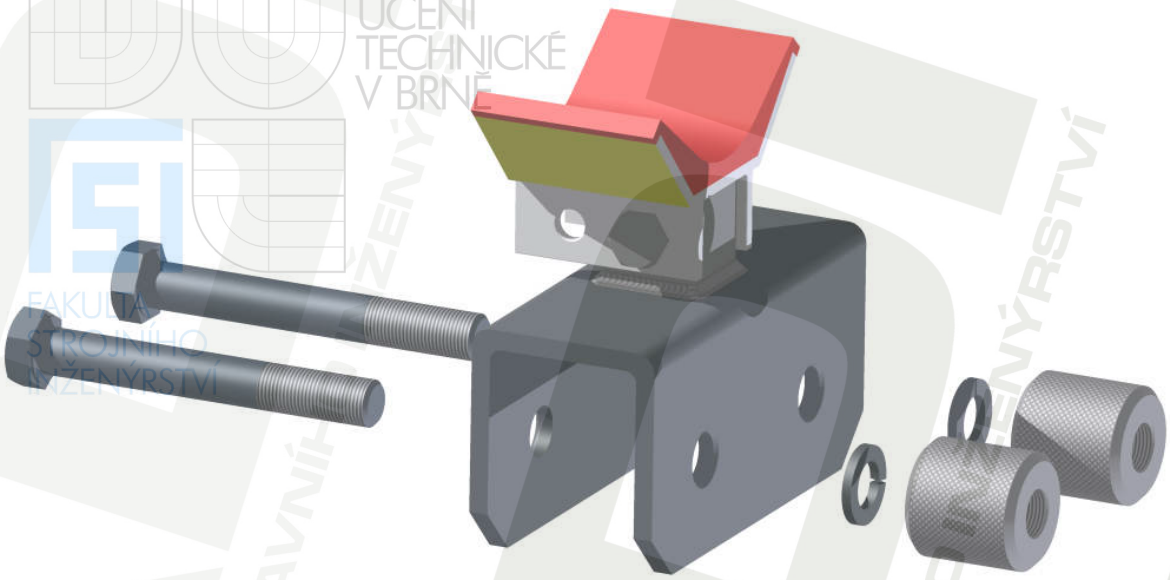
Navržené zařízení je určeno pro manipulaci s civilními vrtulníky série Bell 206L. Při potřebě manipulace s vrtulníky typu Bell 206B by muselo dojít ke konstrukčním úpravám horního rámu (viz. 8.3). Pro vrtulník určený k přepravě se předpokládá stav těžiště v rozmezí udávaném leteckým manuálem s hmotností nepřevyšující maximální dovolenou hodnotu stanovenou výrobcem. Předpokládá se užití na rovné letištní ploše bez vážnějšího poškození povrchu.



Obr. 8.2: Navržené manipulační zařízení, verze s krátkými úchyty

Manipulační zařízení (viz. Obr. 8.2) disponuje hydraulickým zdvihem a vlastním pohonem. Ovládání se děje užitím ovládacího zařízení, které je řešeno ve vyjímatelném provedení. Umístěno je v přední části zařízení na manipulační páce. I přes relativně vysokou hmotnost, vyplývající z potřebné délky, je možno nezatížené zařízení přepravovat po letištní ploše bez užití pohonu.

Do pracovní pozice se ustanovuje vždy zepředu vrtulníku, bez užití pohonu. Před samotným podjetím se překontroluje stav manipulačního zařízení, které musí být ve své nejnižší poloze. Dojde také k překontrolování technického stavu zařízení a manipulovaného vrtulníku, aby se předešlo možným haváriím vedoucích k poškození vrtulníku či zařízení samotného. Z důvodu zohlednění funkce mechanismu zdvihu je zařízení umístěno v ose pod vrtulníkem do pozice, aby úchytové tyče s opěry Helisaddle byly před úrovní trubek lyžin upevněných pod trupem vrtulníku. Z důvodu velkých výškových rozdílů opěru schopných míst mezi nízkými a vysokými verzemi vrtulníků je nutno pro zdvihaný typ vrtulníku zvolit nízkou nebo vysokou verzi úchytové tyče. Celková výměna jednotlivých verzí úchytových tyčí horního rámu by neměla zabrat více než 10 minut. Úchytové tyče jsou řešeny systémem rychlého upínání využívajícího šroubu, pružné podložky a rýhované matice (viz. Obr. 8.3).



Obr. 8.3: Systém výměny úchytových součástí

K provedení zdvihu dojde zapnutím hydrogenerátoru příslušnými ovládacími prvky. Tlačítky určenými pro řízení zdvihu dojde k pozvolnému zvedání horního rámu s opěrnými součástmi. Ve chvíli dotyku opěrných součástí o vrtulník obsluha zdvihání přeruší, překontroluje stav záběru o vrtulník a podle aktuálního stavu buď dokončí zdvih nebo dojde ke korekci polohy manipulačního zařízení. Jako opěrné součásti byly zvoleny prvky Helisaddle varianty SA usnadňující nalezení potřebné polohy pro zdvih.

Po dokončení zdvihu dojde ovládacími prvky pojezdu k udání směru pohybu zařízení. Užitím konstrukce s jedním předním dvojkolem je možno docílit natočení předního kola v rozmezí 216°, užitné rozmezí v průběhu manipulace se však předpokládá v menším rozsahu. Rychlost zařízení je 0,7 $m \cdot s^{-1}$, vyšší rychlost nebyla volena z důvodu zohlednění typu manipulace. Změna rychlosti se děje užitím vlastností stejnosměrného měniče řídícího otáčky hydrogenerátoru. Otvor pro nabíjení baterií se nachází v přední části zařízení. Při vypnutí pohonu nastává samovolné brzdění mechanismu vlivem odporů proti pohybu a vlivem odporu zátěže.

Po docílení místa určení dojde ovládacími prvky ke spuštění vrtulníku. Pro hydraulický obvod ovládající zdvih jsou voleny hydraulické písty s tlumením, které zajistí zpomalení pohybu pístů v krajních polohách. Po uvedení zařízení do své nejnižší polohy je možno zpod vrtulníku vyjet.

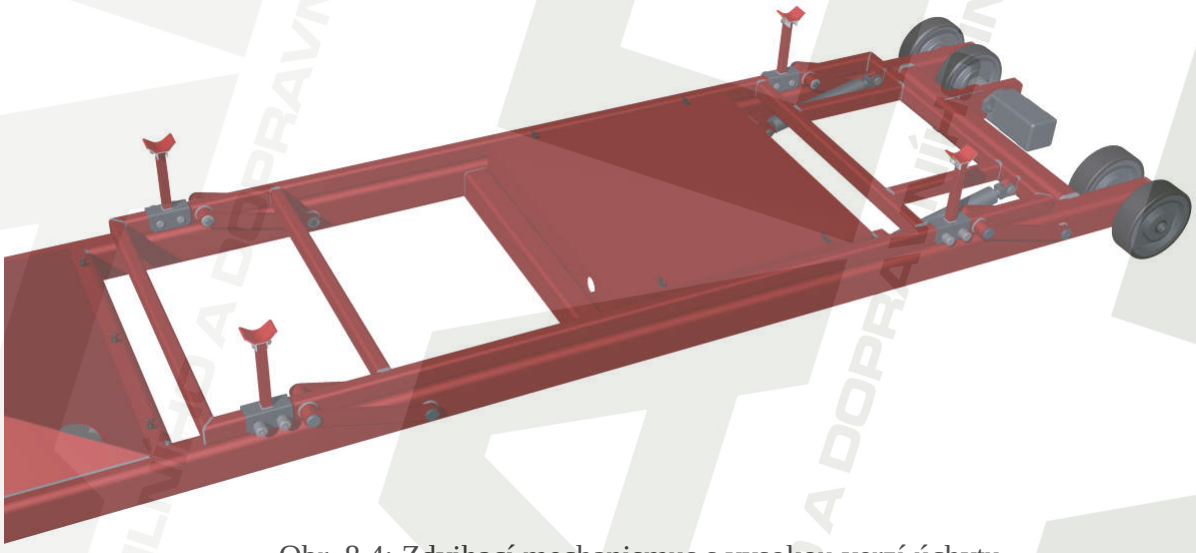
8.3 Přestavba pro Bell 206B

Současná koncepce zařízení je určena pro vrtulníky typu 206L. Verze B má oproti verzi L znatelně menší rozteč lyžin. Pro možnost užívání verze Bell 206B by tedy byla nutná dodatečná konstrukční úprava horního rámu. Vzhledem k systému řešení opěru o vrtulník by

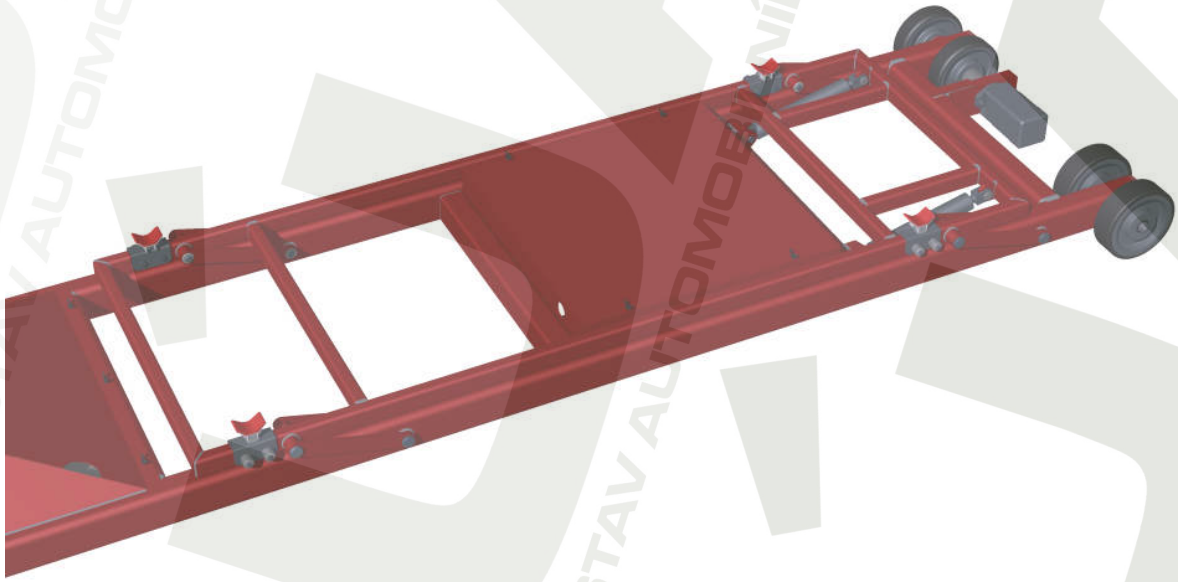
úprava spočívala v přidání otvorů pro úchyty Č.V. ZV–4–SV–06N/V do potřebných míst na horním rámu. Přidána by byla i příčná příčka pro zvýšení tuhosti. Vzhledem k další obsáhlosti s tím souvisejících pevnostních výpočtů není tato verze součástí řešeného konceptu. Postup řešení by byl analogický.

8.4 Verze zařízení

Jednotlivé verze se odlišují v použitých úchytových součástech umožňující opěr. Na obr. 8.4 je manipulační zařízení s připevněnými úchyty pro vysokou verzi vrtulníku Bell. Na obr. 8.5 jsou pak upevněny úchyty pro verzi nízkou. Záměna úchytů by měla zabrat 10 minut. Pohled na zařízení obou verzí ve sníženém a zdviženém stavu viz Příloha P1.



Obr. 8.4: Zdvihací mechanismus s vysokou verzí úchytu



Obr. 8.5: Zdvihací mechanismus s nízkou verzí úchytu

8.5 Základní parametry

Hmotnost zařízení: 795 kg (800 kg),
Celková délka: 5500 mm,
Celková šířka: 1275 mm,
Výška v nejnižší poloze: 300 mm (485 mm),
Výška při max. zdvihu pístů: 500 mm (685 mm),
Základní nosnost: 2 000 kg,
Maximální zatížitelnost: 2 400 kg.

Pozn.: hodnoty v závorkách platí pro variantu s vysokou verzí úchytu

8.6 Volby materiálů

Volba materiálů byla provedena dle druhu namáhání a použití dané součásti. Materiál 11 700.0 byl volen pro nejvíce namáhané součásti. 11 600.0 na přidružené více namáhané součásti, materiály 11 523.0 a S355J2H jsou použity pro svařované konstrukce, 11 353.0 pak na nenamáhané součásti.

11 700.0 – hnací hřídel, spojka, čepy,
11 600.0 – čep předního kola, kyvná deska,
S355J2H – čtyřhranné trubky spodního rámu, čtyřhranné trubky horního rámu,
11 523.0 – úchyty pístů, úchyt předního kola, čep zadního kola,
11 353.0 – distanční kroužky, příložky, víka.

9 Závěr

Manipulační zařízení, tak jak je prezentováno v této práci, umožňuje manipulaci s vrtulníky od společnosti Bell o hmotnosti 2 000 kg. Z možných variant zvednutí vrtulníku bylo zvoleno řešení využívající dvou rámů s opřením o trup vrtulníku. U takto řešené varianty bylo nutné přihlédnout k umístění opěru schopných míst na jednotlivých verzích vrtulníků Bell.

Konstrukce je řešena spodním rámem nesoucím technickou výbavu; horní rám je uzpůsoben pro opěr vrtulníku. Zdvihu vrtulníku je docíleno opřením specifických součástí, které se kyvným pohybem horního rámu opřou o trubky upevněné na spodní části trupu vrtulníku. Pokračujícím pohybem rámu pak dochází ke zdvižení vrtulníku do požadované výšky. Maximální zdvihnutí vrtulníků vůči zemi je u nízké verze 165 mm, u vysoké 100 mm. Zdvihání horního rámu je docíleno aplikací hydraulických válců s tlumením, které jsou na vhodných místech uchyceny ve spodním i horním rámu. S ohledem na výškové rozdílnosti umístění trupu vrtulníků bylo nutné zavedení dvou délkově rozdílných výměnných tyčí. Tyto výměnné tyče jsou určeny k uchycení na horní rám; zakončeny jsou upevněnými specifickými součástmi zajišťující opěr bez poškození trubek vrtulníku.

Navržené zařízení disponuje vlastním pohonem. Pro pohon se využívá orbitový hydromotor, který zajišťuje pohon jednoho zadního dvojkola. Vzhledem k charakteru přepravy vrtulníku je volena maximální rychlost zařízení se zdviženým vrtulníkem 0,7 $m \cdot s^{-1}$. Změna rychlosti se děje užitím vlastností stejnosměrného měniče řídícího otáčky pohonu hydrogenerátoru. Zařízení je řešeno v konstrukci s jedním předním dvojkolem, které díky možnosti natočení až 216° umožňuje snazší manipulaci.

Při výpočtech jednotlivých funkčních prvků zařízení bylo postupováno dle platných konstrukčních postupů a norem. Pevnostně kontrolované součásti manipulačního zařízení byly vhodně rozměrově navrženy tak, aby měly vysoký stupeň bezpečnosti při relativně malých rozměrech. Součásti u nichž nedocházelo k pevnostní kontrole se rozměrově uzpůsobily tak, aby co nejméně zvětšovaly rozměry a zároveň si zachovaly správnou a bezpečnou funkci. Při volbě materiálu se vycházelo z předpokládaného užití součástí a dalších technologických zpracování a úprav. V průběhu práce byly využity aktuální nabídky a katalogy výrobců jednotlivých použitých komponent.

V porovnání se zařízeními dostupnými na trhu nemá zařízení uváděné v práci tak širokou nabídku příslušenství a dodatečných technických prvků. Svou konstrukcí však dává možnost na rozšíření stávajícího technického stavu a zajistit tak dalšími přidanými prvky větší bezpečnost, pohodlnost i lepší design.

10 Seznam použitých zdrojů

[1] BAUER, František; RYŠAVÝ, Igor. *Hydraulické systémy mechanizačních prostředků*. 1980. [s.l.] : Vysoká škola zemědělská V Brně, 1980. 140 s. ISBN 55-902-81.

[2] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef. *Části strojů : 1. svazek*. 5. doplněné vydání. Praha : SNTL, 1989. 776 s. ISBN 80-08-00046-7.

[3] JANÍČEK, Přemysl; FLORIAN, Zdeněk. *Mechanika těles : Úlohy z pružnosti a pevnosti I*. Brno : CERN, 2004. 170 s. ISBN 80-214-2655-1.

[4] JANÍK, Josef. *Fyzika tření* [online]. Brno, 2008. 56 s. Masarykova univerzita. Dostupné z WWW: <http://is.muni.cz/th/199446/pedf_b/Fyzika_treni.pdf>.

[5] KLETEČKA, Jaroslav, FOŘT, Petr. *Technické kreslení I : Učebnice pro střední průmyslové školy*. 1. vyd. Praha 4 : Computer Press, 1999. 193 s. ISBN 80-7226-192-4.

[6] KOLÁŘ, Dušan. *Části a mechanismy strojů : Konstrukční cvičení I*. druhé. Brno : VUT v Brně, 1991. 236 s. ISBN 80-214-1791-9.

[7] KOPÁČEK, Jaroslav; PAVLOK, Bohuslav. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1994. 151 s. ISBN 80-7078-238-2.

[8] LEINVEBER, Jan, ŘASA, Jaroslav, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Praha : Scientia, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.

[9] PEŇÁZ, Václav; BENŽA, Dušan. *Tekutinové mechanismy*. první. Brno : Rektorát VUT v Brně, 1990. 211 s. ISBN 55-612-90. (síla na píst, str. 128)

[10] PIVOŇKA, Josef, et al. *Tekutinové mechanismy*. první. Praha : SNTL, 1987. 623 s. ISBN 04-225-87.

[11] PŘEMYSL, Janíček, et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost I*. 3. přeprac. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.

[12] SOBEK, Evžen, et al. *Základy konstruování : Návody pro konstrukční cvičení*. 6. přepracované. Brno : CERM, 2004. 53 s. ISBN 80-7204-331-5.

[13] SVOBODA, Pavel, BRANDEJS, Jan, PROKEŠ, František. *Základy konstruování*. 3. přeprac. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2005. 202 s. ISBN 80-7204-405-2.

[14] SVOBODA, Pavel, BRANDEJS, Jan, PROKEŠ, František. *Výběry z norem : pro konstrukční cvičení*. 1. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2006. 223 s. ISBN 80-7204-465-6.

[15] ŠKOPÁN, Miroslav. *Aplikovaná mechanika stavebních a transportních strojů : studijní text*. Brno : [s.n.], 2003. 117 s. Dostupné z WWW: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/Aplikovana.mechanika.pdf>.

[16] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů : studijní text*. Brno : [s.n.], 2004. 166 s. Dostupné z WWW: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium>.

[17] ZACHARIÁŠ, Ladislav. *Části strojů*. první. Praha : Česká zemědělská univerzita v Praze, 2005. 345 s. ISBN 80-213-1342-0.

[18] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů : Strojní součásti*. 1. vyd. Praha 4 : Computer Press, 2000. 157 s. ISBN 80-7226-311-0.

[19] *AMP hydraulika* [online]. 2004 [cit. 2010-05-16]. Hadice02. Dostupné z WWW: <http://www.amp-hydraulika.cz/hhadice02.html>.

[20] *Brackett aircraft company* [online]. 2005 [cit. 2010-05-16]. BAC. Dostupné z WWW: <http://www.brackettaircraft.com/>.

[21] *Camel precision* [online]. 2006 [cit. 2010-05-17]. Imported product. Dostupné z WWW: <http://www.camel555.com.tw/pdf/Imported_Product/EIPS/EIPS2_engl.pdf>.

[22] *Civil aviation safety authority* [online]. 2006 [cit. 2010-05-17]. Bell206L. Dostupné zWWW:<http://www.casa.gov.au/wcmswr/_assets/main/fcl/exams/cyberexam/bell206l1_extract.pdf>.

[23] *Chopper spotter* [online]. 2008 [cit. 2010-05-16]. Home. Dostupné z WWW: <http://www.chopperspotter.com/>.

[24] *Dimensor* [online]. 2006 [cit. 2010-05-16]. Dimensor. Dostupné z WWW: <http://www.dimensor.cz/editor/image/eshop_menu/dbf_file_16.pdf>.

[25] *Ferona* [online]. 2007 [cit. 2010-05-16]. Trubky a jäckly - profily ocelové uzavřené (jäckly) - obdélníkové. Dostupné z WWW :http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?search_type=0&searchtext=&material=0&druh=317&typ_normy=0&norma=&r1=&r2=&r3=&r4=&only_name=0&exact_norm=0&from=100>.

[26] *Helicopter tools and equipment* [online]. 2000 [cit. 2010-05-16]. Home. Dostupné z WWW: <http://www.helisaddle.com/>.

[27] *Helitowcart.com* [online]. 18/02/2010. 2009 [cit. 2010-05-16]. Helicopter towing. Dostupné z WWW: <http://www.helitowcart.com/default.htm>.

[28] *Hydraulika Šafránek* [online]. 2006 [cit. 2010-05-16]. Přímočarý hydromotor HRI dvojčinný s tlumením. Dostupné z WWW: <http://safranek-hydraulika.wz.cz/>.

[29] *Imperial electric* [online]. 2008 [cit. 2010-05-17]. Permanent magnet motor. Dostupné z WWW: <http://www.imperialelectric.com/products/permanent_magnet_motor_56_frame.php>.

[30] *JMCPRL* [online]. 2008 [cit. 2010-05-16]. Maquina. Dostupné z WWW: <http://www.jmcprl.net/MAQUINAS%2001/CHOPPER%20SPOTTER.html>.

[31] *Ložiska ZKL* [online]. 2002 [cit. 2010-05-16]. ZKL - hlavní stránka. Dostupné z WWW: <http://zklbearings.eu/data/pdf/Katalog_2007_cz.pdf>.

[32] *Mototok* [online]. 2009 [cit. 2010-05-16]. Helimo. Dostupné z WWW: <http://www.mototok.com/helimo.html>.

[33] *Paravion technology* [online]. 2004, May 22, 2009 [cit. 2010-05-16]. Heliporter. Dostupné z WWW: <http://www.paravion.com/products/heliporter/heliporter.htm>.

[34] *Samhydraulik* [online]. 2008 [cit. 2010-05-16]. Orbital motors. Dostupné z WWW: <http://www.samhydraulik.it/public/samhydraulik/en/prodotti/Orbital.html>.

[35] *Stahlhandel* [online]. 2002 [cit. 2010-05-23]. Sortiment. Dostupné z WWW: <http://www.stahlhandel.cz/index.php?action=041&id_p=183>.

[36] *Vast-oil* [online]. 2004 [cit. 2010-05-16]. Hydraul. Dostupné z WWW: <http://www.vastoil.cz/oleje/hydraul.php>.

[37] *Vertical* [online]. 2009 [cit. 2010-05-17]. B206L. Dostupné z WWW: <http://www.verticalmag.com/helitrader4/index.php?a=5&b=220>.

11 Seznam použitých zkratek a symbolů

A_1	vyšetřované místo na hnací hřídeli	(–)
a_1	vzdálenost osy předního kola a čepu A	(m)
a_2	vzdálenost čepu A a působiště síly F_p	(m)
a_3	vzdálenost působiště síly F_p a čepu D	(m)
a_4	vzdálenost čepu D a osy zadních kol	(m)
a_{bd}	šířka profilu	(mm)
a_u	šířka profilu	(mm)
a_Z	zrychlení	($m \cdot s^{-2}$)
B_1	vyšetřované místo na hnací hřídeli	–
b_b	šířka kyvné desky	(mm)
b_{bd}	délka profilu	(mm)
b_h	šířka otlačované plochy	(mm)
b_k	zatížená délka v úchytu	(mm)
b_p	šířka opěru v profilu rámu	(mm)
b_P	zatížená délka v úchytu	(mm)
b_{pA}	délka pera	(mm)
b_{pc}	šířka pera	(mm)
b_s	zatěžovaná plocha úchytu	(mm)
C_1	vyšetřované místo na hnací hřídeli	–
C_{02}	statická únosnost axiálního ložiska 29412EJ	(N)
C_{or}	dynamická únosnost voleného ložiska	(N)
c_{III}	koeficient zohlednění střídavého zatížení	–
D_1	vyšetřované místo na hnací hřídeli	–
d_c	průměr čepu	(mm)
d_{ch}	průměr hřídele se zohledněním drážky v místě C	(mm)
d_{cK}	průměr čepu kola	(mm)
d_{cP}	průměr čepu uchycující píst	(mm)
d_H	volený průměr hřídele	(mm)
d_H'	navržený průměr hřídele	(mm)
d_{HM}	průměr hřídele motoru	(mm)
d_{K1}	zatěžovaný průměr čepu	(mm)
d_{K11}	zatěžovaný průměr čepu	(mm)
d_{KL}	příslušný průměr hřídele	(mm)
d_P	průměr pístu	(m)
d_P'	průměr pístu	(mm)

d_{pa}	vnitřní průměr potrubí hadice TRACTOR/2T - 2SN	(m)
d_{pt}	vnitřní průměr hadice TRACTOR/2T – 2SN	(m)
E	modul pružnosti v tahu	(MPa)
E_1	vyšetřované místo na hnací hřídeli	–
F_1	vyšetřované místo na hnací hřídeli	–
F_{a1}	maximální axiální zatížení ložiska – stav T1	(N)
F_A	celkové zatížení čepu A	(N)
F_B	celková zatížení v místě B	(N)
F_{cA}	zatížení čepu	(N)
F_{cB}	působící zatížení	(N)
F_{e2}	statické ekvivalentní zatížení ložiska	(N)
F_K	zatěžující síla	(N)
F_{K1}	zatěžující síla	(N)
F_{kr}	kritická síla	(mm)
F_{kr2}	kritická síla	(mm)
F_l	působící zatížení	(N)
Fp	nejvyšší síla působící na píst z Tab. 4.3	(N)
F_{px}	složka síly F_{Px}	(N)
F_{py}	složka síly F_{Py}	(N)
F_r	radiální zatížení ložiska	(N)
F_{r1}	radiální zatížení ložiska	(N)
F_{V1}	reakce od vnějšího silového působení	(N)
F_{V2}	reakce od vnějšího silového působení	(N)
F_Z	zatěžující síla	(N)
F_{Z1}	reakce od vnějšího silového působení	(N)
F_{Z2}	reakce od vnějšího silového působení	(N)
G	zatížení mechanismu při zohlednění symetrie	(N)
g	gravitační zrychlení	$(m \cdot s^{-2})$
H_1	odpor proti zrychlení	$(kg \cdot m^{-4})$
H_2	odpor proti zrychlení	$(kg \cdot m^{-4})$
H_a	odpor proti zrychlení	$(kg \cdot m^{-4})$
H_C	celkový odpor proti zrychlení	$(kg \cdot m^{-4})$
H_c'	součet odporů proti zrychlení	$(kg \cdot m^{-4})$
H_m	odpor proti zrychlení	$(kg \cdot m^{-4})$
H_P	zdvih pístu	(m)
H_V	odpor proti zrychlení ve válci	$(kg \cdot m^{-4})$
h_1	vzdálenost podpor	(mm)

h_1'	vzdálenost zatěžující síly od podpory	(mm)
I_2	moment setrvačnosti kola 2	(kg·m^2)
I_3	moment setrvačnosti kola 2	(kg·m^2)
I_e	redukovaný moment setrvačnosti	(kg·m^2)
i	počet paralelně zapojených pístů	–
i_d	poloměr štíhlosti	–
i_u	poloměr štíhlosti	–
i_v	počet stupňů volnosti volného tělesa	–
i_z	počet stupňů volnosti soustavy	–
J_c	moment setrvačnosti	(kg·m^2)
J_{min}	centrální kvadratický moment průřezu	(mm^4)
J_{Umin}	centrální kvadratický moment průřezu	(mm^4)
k_a	bezpečnost axiálního ložiska	–
k_{al}	minimální bezpečnost axiálního ložiska	–
k_H	bezpečnost	–
k_k	bezpečnost	–
k_m	bezpečnost	–
k_u	bezpečnost	–
k_v	bezpečnost	–
L_{ca}	vzdálenost podpor	(mm)
L_{ca}'	rameno zatěžující síly	(mm)
L_{cB}	vzdálenost podpor	(mm)
L_{cB}'	rameno zatěžující síly	(mm)
L_H	vzdálenost reakcí	(mm)
L_h	trvanlivost ložiska	(hod)
L_H'	rameno zatěžující síly	(mm)
L_K	vzdálenost podpor	(mm)
L_K'	rameno zatěžující síly	(mm)
L_p	vzdálenost podpor	(mm)
L_p'	rameno zatěžující síly	(mm)
l	délka prutu	(mm)
l_a	rozměr opěru úchytu	(mm)
l_b	rozměr opěru pístního oka	(mm)
l_L	vzdálenost trubek pod vrtulníkem / vzdálenost opěrných součástí	(mm)
l_{p1}	délka potrubí 1	(m)
l_{p2}	délka potrubí 2	(m)
l_p	délka pera	(mm)

l_p'	délka pera	(mm)
l_{pa}	délka potrubí	(m)
l_{pA}	délka pera	(mm)
l_{pc}	délka pera	(mm)
l_{pm}	délka pera motoru	(mm)
l_{T1}	vzdálenost krajního bodu těžiště T1	(mm)
l_{T2}	vzdálenost krajního bodu těžiště	(mm)
l_u	délka prutu	(mm)
M_e	redukovaný moment	(Nm)
M_k	potřebný hnací moment	(Nm)
M_m	točivý moment odebíratelný z hřídele hydromotoru	(Nm)
M_{oI}	ohybový moment působící v řezu I., stav T1	(Nmm)
M_{oI}'	ohybový moment působící v řezu I., stav T2	(Nmm)
M_{oI}''	ohybový moment působící v řezu I., stav T1	(Nm)
M_{oI}'''	ohybový moment působící v řezu I., stav T2	(Nm)
M_{oII}	ohybový moment působící v řezu II., stav T1	(Nmm)
M_{oII}'	ohybový moment působící v řezu II., stav T2	(Nmm)
M_{oII}''	ohybový moment působící v řezu II., stav T1	(Nm)
M_{oII}'''	ohybový moment působící v řezu II., stav T2	(Nm)
M_{oIII}	ohybový moment působící v řezu III., stav T1	(Nmm)
M_{oIII}'	ohybový moment působící v řezu III., stav T2	(Nmm)
M_{oIII}''	ohybový moment působící v řezu III., stav T1	(Nm)
M_{oIII}'''	ohybový moment působící v řezu III., stav T2	(Nm)
M_{oIV}	ohybový moment působící v řezu IV., stav T1	(Nmm)
M_{oIV}'	ohybový moment působící v řezu IV., stav T2	(Nmm)
M_{oIV}''	ohybový moment působící v řezu IV., stav T1	(Nm)
M_{oIV}'''	ohybový moment působící v řezu IV., stav T2	(Nm)
Mo_{cA}	zatěžující moment	(Nmm)
Mo_{cB}	zatěžující moment	(Nmm)
Mo_{cP}	zatěžující moment	(Nmm)
Mo_{HC}	ohybový moment čepu pístu	(Nmm)
Mo_K	maximální ohybový moment	(Nmm)
Mo_{K1}	ohybový moment	(MPa)
Mo_{K2}	ohybový moment	(Nmm)
Mo_{max}	maximální ohybový moment	(Nmm)
m_2	hmotnost kola	(kg)
m_3	hmotnost kola 3	(kg)

m_4	hmotnost celku	(kg)
m_c	součet hmotností	(kg)
m_{h1}	charakteristická hmotnost	(kg)
m_{h2}	charakteristická hmotnost	(kg)
m_z	hmotnost zátěže	(kg)
N_2	celková normálová složka působící na kolo 2	(N)
N_3	celková normálová složka působící na kolo 3	(N)
N_I	normálová složka v řezu I., stav T1	(N)
N_I'	normálová složka v řezu I., stav T2	(N)
N_I''	normálová složka v řezu I., stav T1	(N)
N_I'''	normálová složka v řezu I., stav T2	(N)
N_{II}	normálová složka v řezu II., stav T1	(N)
N_{II}'	normálová složka v řezu II., stav T2	(N)
N_{II}''	normálová složka v řezu II., stav T1	(N)
N_{II}'''	normálová složka v řezu II., stav T2	(N)
N_{III}	normálová složka v řezu III., stav T1	(N)
N_{III}'	normálová složka v řezu III., stav T2	(N)
N_{III}''	normálová složka v řezu III., stav T1	(N)
N_{III}'''	normálová složka v řezu III., stav T2	(N)
N_{IV}	normálová sílá v řezu IV., stav T1	(N)
N_{IV}'	normálová složka v řezu IV., stav T2	(N)
N_{IV}''	normálová složka v řezu IV., stav T1	(N)
N_{IV}'''	normálová složka v řezu IV., stav T2	(N)
n_l	otáčky ložiska	(min^{-1})
n_k	požadované otáčky hydromotoru	(min^{-1})
n_m	počet těles včetně rámu	–
n_{HG}	potřebné otáčky hydrogenerátoru	(min^{-1})
n_{HG}'	potřebné otáčky hydrogenerátoru	(min^{-1})
p_{Bp}	otlačení pouzdra rámu	(MPa)
p_{Db}	dovolené zatížení na otlačení	(MPa)
P_{DP}	dovolený střídavý tlak	(MPa)
P_g	příkon hydrogenerátoru	(kW)
p_{HC}	otlačení úchytu v rámu	(MPa)
p_{HC2}	otlačení vidlice	(MPa)
P_{HM}	potřebný výkon pro stanovenou rychlost	(W)
p_k	tlakový spád hydromotoru	(MPa)

P_m	výkon na hřídeli hydromotoru	(kW)
P_{SD}	dovolený střídavý tlak materiálu 11 700.0	(MPa)
P_{SP}	otlačení pera	(MPa)
p	působící tlak	(MPa)
p_{ab}	otlačení kyvné desky	(MPa)
p_{ap}	otlačení ve spodním rámu	(MPa)
p_{Bb}	otlačení kyvné desky	(MPa)
p_{D1}	dovolené zatížení na otlačení	(MPa)
p_{D2}	dovolené otlačení materiálu 11523.0	(MPa)
p_{D3}	dovolené otlačení materiálu 11700.0	(MPa)
p_j	jmenovitý tlak pístu	(MPa)
p_K	otlačení bočnice	(MPa)
p_o	mocnitel dle druhu ložiska	–
p_p	otlačení úchytu pístu	(MPa)
p_{pc}	otlačení čepu pístu	(MPa)
Q_m	množství přiváděné tlakové kapaliny	$(l \cdot min^{-1})$
Q_P	potřebný průtok	$(m^3 \cdot s^{-1})$
q_t	výpočtový geometrický objem hydromotoru	(cm^3)
q_{ts}	geometrický objem zvoleného hydromotoru	(cm^3)
q_{HG}	geometrický objem hydrogenerátoru	(cm^3)
R_1	odpor proti pohybu	$(Pa \cdot s \cdot m^{-3})$
R_2	odpor proti pohybu R2	$(Pa \cdot s \cdot m^{-3})$
R_{1C}	celkový odpor proti pohybu R_1	$(Pa \cdot s \cdot m^{-3})$
R_{2C}	celkový odpor proti pohybu R_1	$(Pa \cdot s \cdot m^{-3})$
R_2	poloměr kola 2	(m)
R_3	poloměr kola 2	(m)
R_a	odpor proti pohybu	$(Pa \cdot s \cdot m^{-3})$
R_{Ax}	reakce na vnější zatížení	(N)
R_{Ay}	reakce na vnější zatížení	(N)
R_{Bx}	reakce na vnější zatížení	(N)
R_{By}	reakce na vnější zatížení	(N)
R_{C1}	reakce na ložisku	(N)
R_{Cx}	reakce na vnější zatížení	(N)
R_{Cy}	reakce na vnější zatížení	(N)
R_{cA}	reakce na zatížení	(N)
R_{Dx}	reakce na vnější zatížení	(N)
R_{Dy}	reakce na vnější zatížení	(N)

R_E	reakce působící na přední kolo	(N)
R_{Emax}	maximální silové působení na přední kolo	(N)
R_e	Reynoldsovo číslo	–
R_{eH}	kritická hodnota Reynoldsova čísla pro pryžovou hadici	–
R_{e2}	Reynoldsovo číslo pro obvod s rotačním hydromotorem	–
R_F	reakce působící na zadní kola	(N)
R_{Fmax}	maximální zatížení působící na hnanou hřídel	(N)
R_K	reakce na zatížení	(N)
R_M'	reakce vnější zatížení	(N)
R_m	hodnota pevnosti materiálu 11523.0	(MPa)
R_{mo}	mez pevnosti materiálu 11 700.0	(MPa)
R_N'	reakce vnější zatížení	(N)
R_o	reakce vnější zatížení	(N)
R_p	reakce vnější zatížení	(N)
S_{Bh}	zatěžovaná plocha	(mm^2)
S_{Bp}	zatěžovaná plocha	(mm^2)
S_{Bp}'	zatěžovaná plocha	(mm^2)
S_c	zatěžovaná plocha	(mm^2)
S_{cK}	zatěžovaná plocha čepu předního kola	(mm^2)
S_{bd}	plocha průřezu	(mm^2)
S_{cP}	zatěžovaná plocha	(mm^2)
S_P	plocha pístu	(mm^2)
S_p'	plocha pístu	(mm^2)
S_{Sc}	zatěžovaná plocha	(mm^2)
S_{tD}	plocha profilu jäcklu 120x80x8	(mm^2)
S_{tH}	plocha profilu jäcklu 60x40x6	(mm^2)
T_I	tečná síla v řezu I., stav T1	(N)
T_I'	tečná složka v řezu I., stav T2	(N)
T_I''	tečná složka v řezu I., stav T1	(N)
T_I'''	tečná složka v řezu I., stav T2	(N)
T_{II}	tečná síla v řezu II., stav T1	(N)
T_{II}'	tečná složka v řezu II., stav T2	(N)
T_{II}''	tečná složka v řezu II., stav T1	(N)
T_{II}'''	tečná složka v řezu II., stav T2	(N)
T_{III}	tečná síla v řezu III., stav T1	(N)
T_{III}'	tečná složka v řezu III., stav T2	(N)
T_{III}''	tečná složka v řezu III., stav T1	(N)

T_{III}'''	tečná složka v řezu III., stav T2	(N)
T_{IV}	tečná síla v řezu IV., stav T1	(N)
T_{IV}'	tečná složka v řezu IV., stav T2	(N)
T_{IV}''	tečná složka v řezu IV., stav T1	(N)
T_{IV}'''	tečná složka v řezu IV., stav T2	(N)
T_z	čas zdvihu	(s)
t	hloubka drážky v hřídeli pro pero	(mm)
t_1	výška pera v náboji	(mm)
t_1'	výška pera v náboji	(mm)
t_{dr}	čas rozběhu	(s)
t_{bm}	doba brzdění	(s)
t_{br}	brzdný čas	(s)
t_{rm}	čas rozběhu	(s)
V_H	objem přímočarého hydromotoru	(m^3)
v_p	rychlost zdvihu pístu	($m \cdot s^{-1}$)
v_{pa}	rychlost v potrubí	($m \cdot s^{-1}$)
v_{pt}	rychlost v potrubí 1	($m \cdot s^{-1}$)
W_{elxx}	pružný modul průřezu profilu 120x80x8	(cm^3)
Wk1	modul průřezu v krutu	(mm^3)
Wk2	modul průřezu v krutu	(mm^3)
Wo_{cd}	modul průřezu v ohybu čepu	(mm^3)
Wo_{cK}	modul průřezu v ohybu čepu	(mm^3)
Wo_{e1}	pružný modul průřezu profilu 100x80x8	(cm^3)
Wo_{e2}	průřezový modul v ohybu rámu	(mm^3)
W_{ohr}	modul průřezu v ohybu	(mm^3)
Wo_H	průřezový modul v ohybu čtyřhranné trubky 60x40x6	(mm^3)
Wo_{H1}	průřezový modul v ohybu čtyřhranné trubky 60x40x6	(mm^3)
Wo_K	průřezový modul v ohybu rámu	(mm^3)
Wo_K	modul průřezu v ohybu čepu kola	(mm^3)
Wo_{K1}	modul průřezu v ohybu	(mm^3)
Wo_{K2}	modul průřezu v ohybu	(mm^3)
X	součinitel podle poměru F_a/F_r	–
x_I	vzdálenost zkoumané oblasti řezu I.	(mm)
x_{II}	vzdálenost zkoumané oblasti řezu II.	(mm)
x_{III}	vzdálenost zkoumané oblasti řezu III.	(mm)
x_{IV}	vzdálenost zkoumané oblasti řezu IV.	(mm)
$\dot{x}_{2T}$	rychlost těžiště kola 2	($m \cdot s^{-1}$)

$\dot{x}_{3T}$	rychlost těžiště kola 3	$(m \cdot s^{-1})$
$\dot{x}_4$	rychlost tělesa 4	$(m \cdot s^{-1})$
$\dot{x}_4'$	uvažovaná rychlost	$(m \cdot s^{-1})$
Y	součinitel podle poměru F_a/F_r	–
α	úhel naklonění kyvných desek	(°)
α_I	úhel polohy I.	(°)
α_{kA}	tvarový součinitel pro hřídel s drážkou pro pero	–
α_p	úhel stoupání	(°)
α_r	veličina daná uložením prutu	–
α_{Up}	veličina daná uložením prutu	–
α_σ	tvarový součinitel pro hřídel	–
β	úhel působící síly	(°)
β_I	úhel síly pístu – stav T1, poloha I.	(°)
ΔP_G	tlak hydrogenerátoru	(Pa)
$\Delta P_G'$	celkový tlak na hydrogenerátoru	(Pa)
$\Delta P_G''$	celkový tlak na hydrogenerátoru	(Pa)
ΔP_{H1}	tlakový spád odporu pohybu H_1	(Pa)
ΔP_{H2}	tlakový spád odporu pohybu H_2	(Pa)
ΔP_{Ha}	tlakový spád odporu pohybu H_a	(Pa)
ΔP_{Md}	tlakový spád odporu pohybu H_V	(Pa)
$\Delta P_{Md}'$	tlakový spád odporu pohybu H_{Vm}	(Pa)
ΔP_{MS}	tlakový spád ideálního spotřebiče	(Pa)
$\Delta P_{MS}'$	tlakový spád ideálního spotřebiče	(Pa)
ΔP_{R1}	tlakový spád odporu pohybu R_1	(Pa)
ΔP_{R2}	tlakový spád odporu pohybu R_2	(Pa)
ΔP_{Ra}	tlakový spád odporu pohybu R_a	(Pa)
η	počet omezených deformačních parametrů	–
η_c	celková účinnost hydromotoru	–
η_g	účinnost hydrogenerátoru	–
η_o	průtoková účinnost	–
η_{Vol}	průtoková účinnost	–
λ	štíhlost prutu	–
λ_K	mezní štíhlost	–
λ_{Ku}	mezní štíhlost	–
λ_u	štíhlost prutu	–

ν_o	kinematická viskozita při 40°C	$(m^2 \cdot s^{-1})$
ξ	rameno valivého odporu pryž-beton	(m)
ξ_i	počet stupňů volnosti odebraných vazbami	–
π	poměr obvodu kruhu	–
ρ_o	hustota oleje Energol HLP-D 68	$(kg \cdot m^{-3})$
σ_c	dovolené redukované zatížení materiálu 11 700.0	(MPa)
σ_{cA}	ohybové zatížení čepu v místě A	(MPa)
σ_{cP}	ohybové napětí v čepu pístu	(MPa)
σ_D	dovolené napětí v ohybu	(MPa)
σ_{Dd}	dovolený tlak materiálu 11 600.0	(MPa)
σ_{Dh}	dovolené zatížení materiálu 11700.0	(MPa)
σ_{Dm}	dovolené napětí v tlaku materiálu 14 220.9	(MPa)
σ_{DR}	kombinované napětí ve spodním rámu	(MPa)
σ_{Dv}	dovolené napětí v ohybu materiálu 11 600.0	(MPa)
σ_H	ohybové napětí	(MPa)
σ_{HR}	kombinované napětí horního rámu	(MPa)
σ_K	mez kluzu materiálu 11 600.0	(MPa)
σ_{Km}	mez kluzu materiálu 11 523.0	(MPa)
σ_{Kt}	mez kluzu materiálu S355J2H	(MPa)
σ_{ocB}	ohybové napětí v čepu	(MPa)
σ_{ohz}	ohybové napětí hřídele	(MPa)
σ_{oK}	ohybové napětí	(MPa)
σ_{oK1}	napětí v ohybu	(MPa)
σ_{oK1}'	napětí v ohybu navýšené o vliv vrubu	(MPa)
σ_{oK2}	ohybové napětí	(MPa)
σ_{omax}	nejvyšší ohybové napětí	(MPa)
σ_{omax2}	celkové ohybové napětí spodního rámu vyvolané písty	(MPa)
σ_{os}	dovolené zatížení v ohybu materiálu 11 523.0	(MPa)
σ_{SR}	ohybové napětí v dolním rámu	(MPa)
σ_t	dovolené napětí materiálu S355J2H	(MPa)
σ_{tD}	tahové zatížení spodního rámu	(MPa)
σ_{tH}	tahové zatížení horního rámu	(MPa)
σ_{uZ}	napětí vyvolené zatížením	(MPa)
σ_Z	napětí vyvolené zatížením	(MPa)
τ_{cA}	napětí ve smyku v místě A	(MPa)

τ_{cB}	napětí ve smyku v místě B	(MPa)
τ_{cP}	zatížení na smyk	(MPa)
τ_{Dn}	dovolené napětí v krutu pro předběžný výpočet	(MPa)
τ_{DL}	dovolené zatížení na smyk	(MPa)
τ_{dH}	dovolené napětí na střídavý krut	(MPa)
τ_{Dk}	napětí v krutu od síly F_{py}	(MPa)
τ_{h}	dovolené napětí ve smyku materiálu 11 700.0	(MPa)
τ_{HC}	zatížení na smyk	(MPa)
τ_{Hk}	napětí v krutu od síly F_{py}	(MPa)
τ_{hv}	dovolené zatížení na smyk materiálu 11 600.0	(MPa)
τ_{K}	namáhání na smyk	(MPa)
τ_{kA}	napětí v krutu navýšené vlivem vrubu	(MPa)
τ_{kA}'	napětí v krutu ve vyšetřovaném místě A_1	(MPa)
τ_{KH}	zatížení na smyk	(MPa)
τ_{KL}	zatížení na smyk	(MPa)
τ_{SP}	zatížení na smyk	(MPa)
$\dot{\varphi}_2$	úhlová rychlost kola 2	(rad·s^{-1})
$\dot{\varphi}_3$	úhlová rychlost kola 3	(rad·s^{-1})

12 Seznam obrázků

Obr. 2.1: Chopper spotter, model MS [30] 11
Obr. 2.2: Chopper spotter, model 4 [23] 12
Obr. 2.3: V404 bez rámu [27] 14
Obr. 2.4: V500 s rámem AT45 [27] 15
Obr. 2.5: V614 bez rámu [27] 15
Obr. 2.6: Použití V614 s rámem AT45 [27] 16
Obr. 2.7: Heliporter HP250G2 [33] 18
Obr. 2.8 Dálkové bezdrátové ovládání, Mototok Helimo [32] 19
Obr. 2.9 Mototok Helimo [32] 20
Obr. 2.10 HM-500P s přítlačným zařízením přední části lyžin [20] 21
Obr. 2.11 HRT-200 s přítlačným zařízením zadní části [20] 22
Obr. 4.1: Bell 206 L3 [36] 26
Obr. 4.2: Vrtulník Bell 206L, [upraveno podle [22]] 27
Obr. 4.3: Přední část mechanismu zdvihu s opěry 28
Obr. 4.4: Opěr nízké verze vrtulníku 28
Obr. 4.5: Souřadný systém 29
Obr. 4.6: Zatížení při stavu T1 29
Obr. 4.7: Zatížení při stavu T2 30
Obr. 4.8: Síla na píst v závislosti na úhlu β 33
Obr. 5.1: Zatížení horního rámu dle výsledků 34
Obr. 5.2: Řez I. – stav T1, poloha I. 34
Obr. 5.3: Řez II. – stav T1, poloha I. 34
Obr. 5.4: Řez III. – stav T1, poloha I. 35
Obr. 5.5: Řez IV. – stav T1, poloha I. 35
Obr. 5.6: Nejvyšší zatížení horního rámu – stav T2, poloha I. 37
Obr. 5.7: Zatížení spodního rámu – stav T1, poloha I. 38
Obr. 5.8: Řez I. – spodní rám, stav T1, poloha I. 39
Obr. 5.9: Řez II. – spodní rám, stav T1, poloha I. 39
Obr. 5.10: Řez III. – spodní rám, stav T1, poloha I. 40
Obr. 5.11: Řez IV. – spodní rám, stav T1, poloha I. 40
Obr. 5.12: Nejvyšší zatížení spodního rámu – stav T1, poloha I. 42
Obr. 5.13: Přehled umístění čepů kyvného mechanismu 43
Obr. 5.14: Zatížení čepu A – stav T1, poloha I. 44
Obr. 5.15: Zatížení čepu B – stav T1, poloha I. 46
Obr. 5.16: Zatížení čepu uchycující píst v dolním rámu, poloha I. 48
Obr. 5.17: Čep pístu ve vidlici 50
Obr. 5.18: Zatížení předního kola –stav T1, poloha I. 54
Obr. 5.19: Průběh zatížení na kole čepu předního kola 55

Obr. 5.20: Zatížení na kole čepu. 56
Obr. 6.1: Zjednodušené schéma prvků zařízení 58
Obr. 6.2: Volba průměru hřídele 61
Obr. 6.3: Zatížení hřídele 62
Obr. 6.4: Odstupňování hřídele s kontrolovanými místy 63
Obr. 7.1: Hydraulický obvod zařízení 68
Obr. 7.2: Náhradní schéma hydraulického obvodu 70
Obr. 7.3: Náhradní schéma hydraulického obvodu rotačního hydromotoru 76
Obr. 8.1: Opěr Helisaddle typ SA na krátkém úchytu 80
Obr. 8.2: Navržené manipulační zařízení 81
Obr. 8.3: Systém výměny úchytových součástí 82
Obr. 8.4: Zdvihací mechanismus s vysokou verzí úchytu 83
Obr. 8.5: Zdvihací mechanismus s nízkou verzí úchytu 83

13 Seznam tabulek

Tab. 4.1: Parametry vrtulníku Bell 206L 26
Tab. 4.2: Zkoumané polohy mechanismu 31
Tab. 4.3: Výsledná silová působení 32
Tab. 5.1: Přehled zatížení kol 54
Tab. 6.1: Působení zatížení ve vyšetřovaných bodech 64

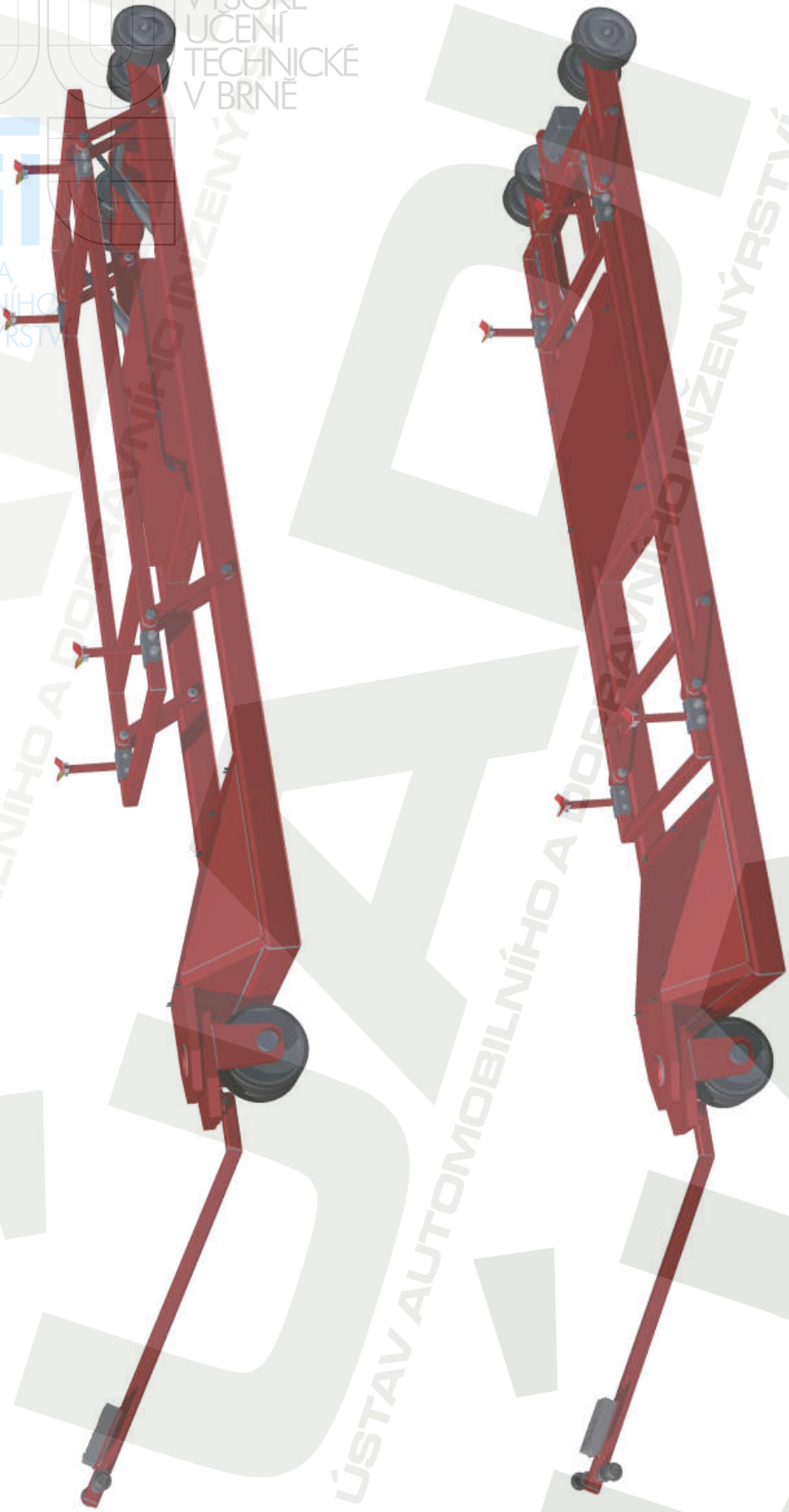
14 Seznam příloh

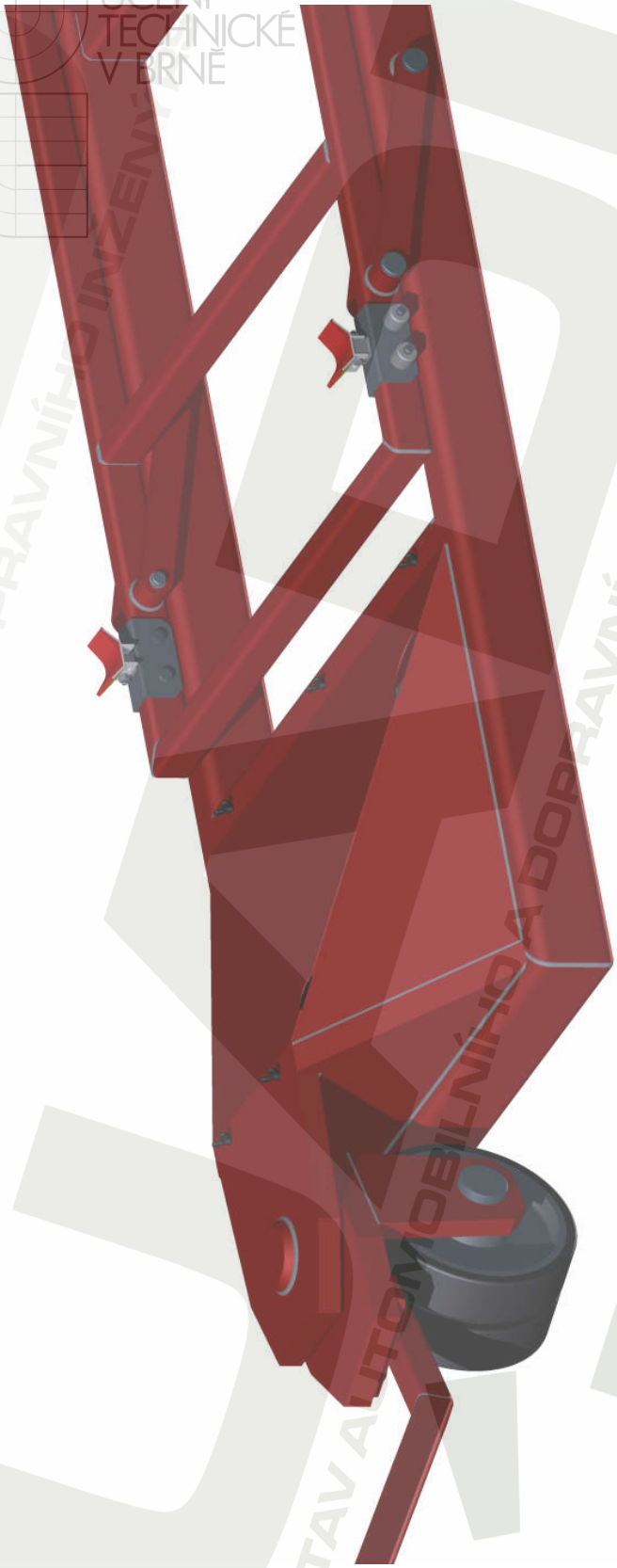
Příloha P1 – Manipulační zařízení
Příloha P2 a,b – MKP vybraných prvků
Příloha P3 – Rozbor členů mechanismu
Příloha P4 – Příklad dosazení matice

Název výkresu	číslo výkresu
POJÍZDNÉ A ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ	ZV-1-S0
SPODNÍ RÁM	ZV-2-SV-01/00
HORNÍ RÁM	ZV-2-SV-02/00
ÚCHYT KOLA	ZV-2-SV-03/00
HORNÍ DESKA	ZV-2-SV-03/01
BOČNÍ DESKA	ZV-2-SV-03/02
BOČNÍ DESKA	ZV-2-SV-03/03
ÚCHYT NÍZKÝ	ZV-4-SV-06N
ÚCHYT VYSOKÝ	ZV-4-SV-06V
KYVNÁ DESKA	ZV-3-SC-02
VÍKO LEVÉ	ZV-3-SC-03
HŘÍDEL	ZV-3-SC-05
SPOJKA	ZV-3-SC-06
KUSOVNÍK	ZV-K-4/00/01-05
KUSOVNÍK	ZV-K-4/01/01-03
HYDRAULICKÝ OBVOD	ZV-HO-4/01-03

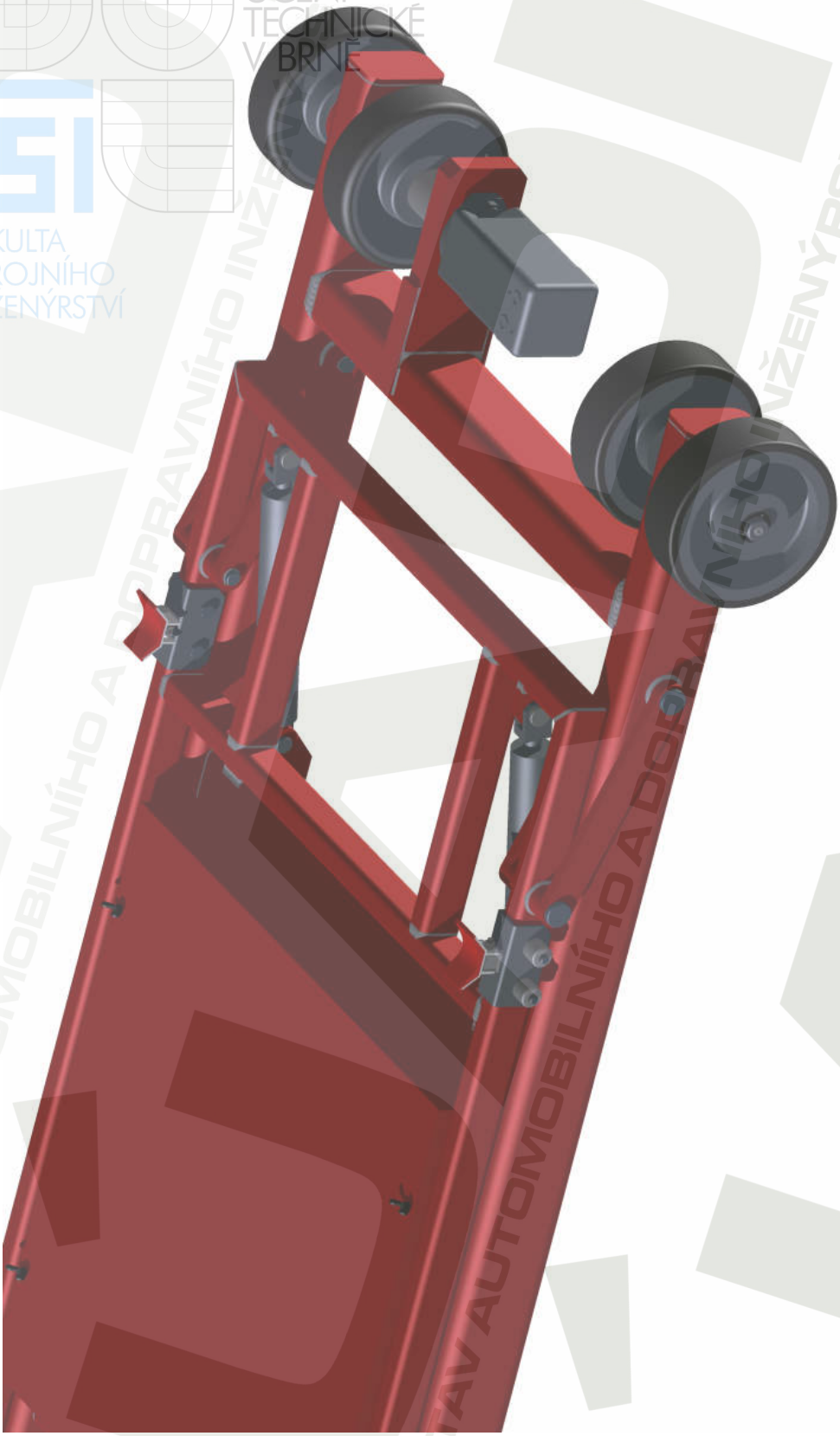
Příloha P1

Manipulační zařízení





VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

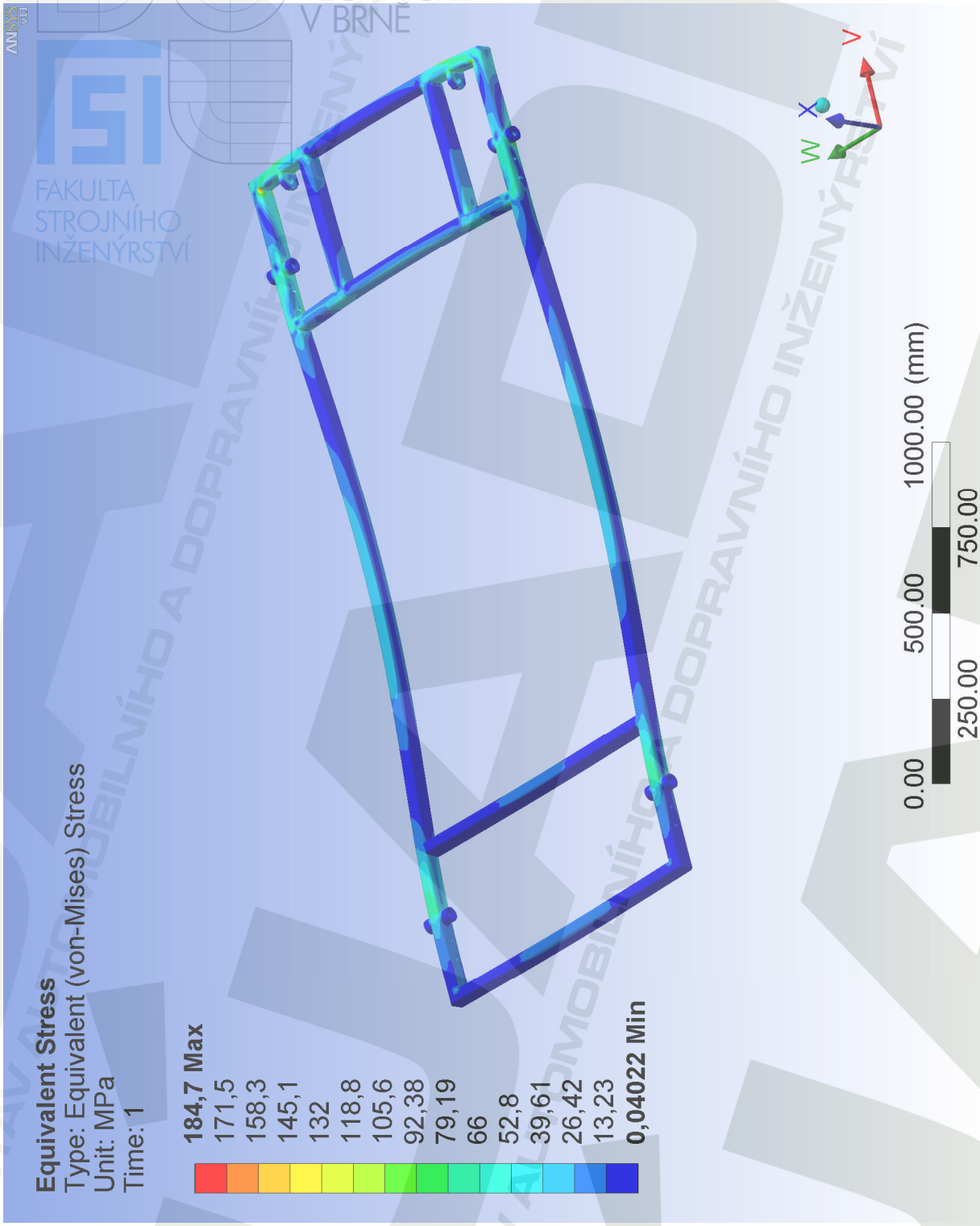


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

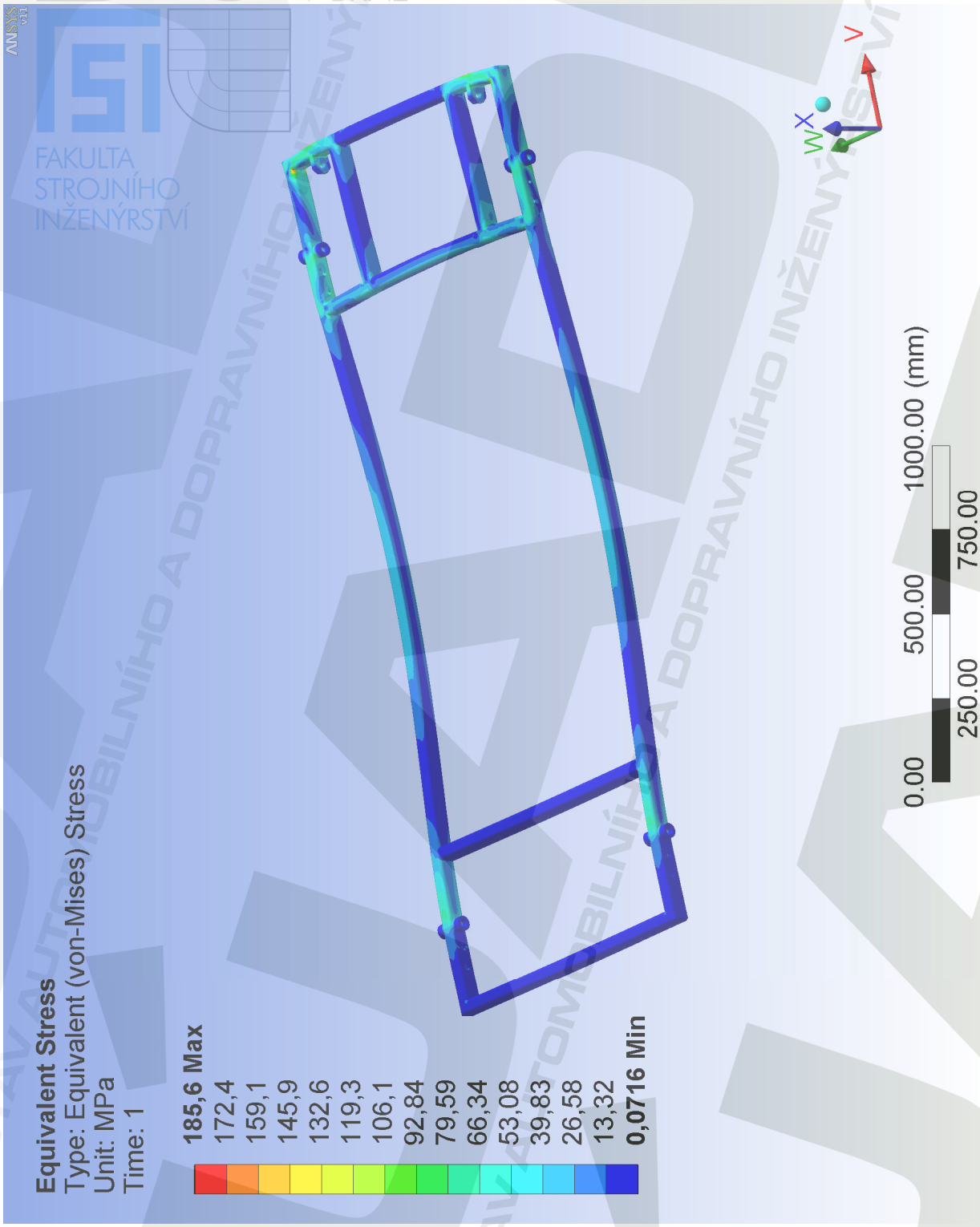
Příloha P2a

MKP horního rámu

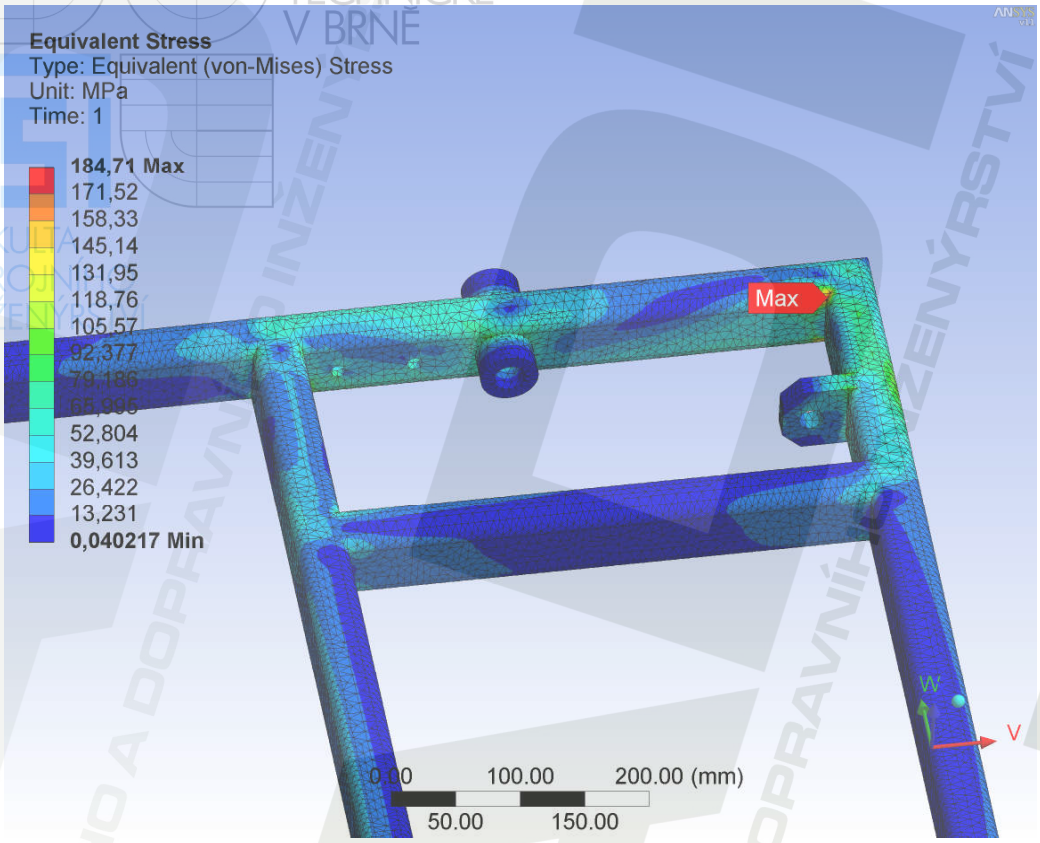
Stav těžiště T1



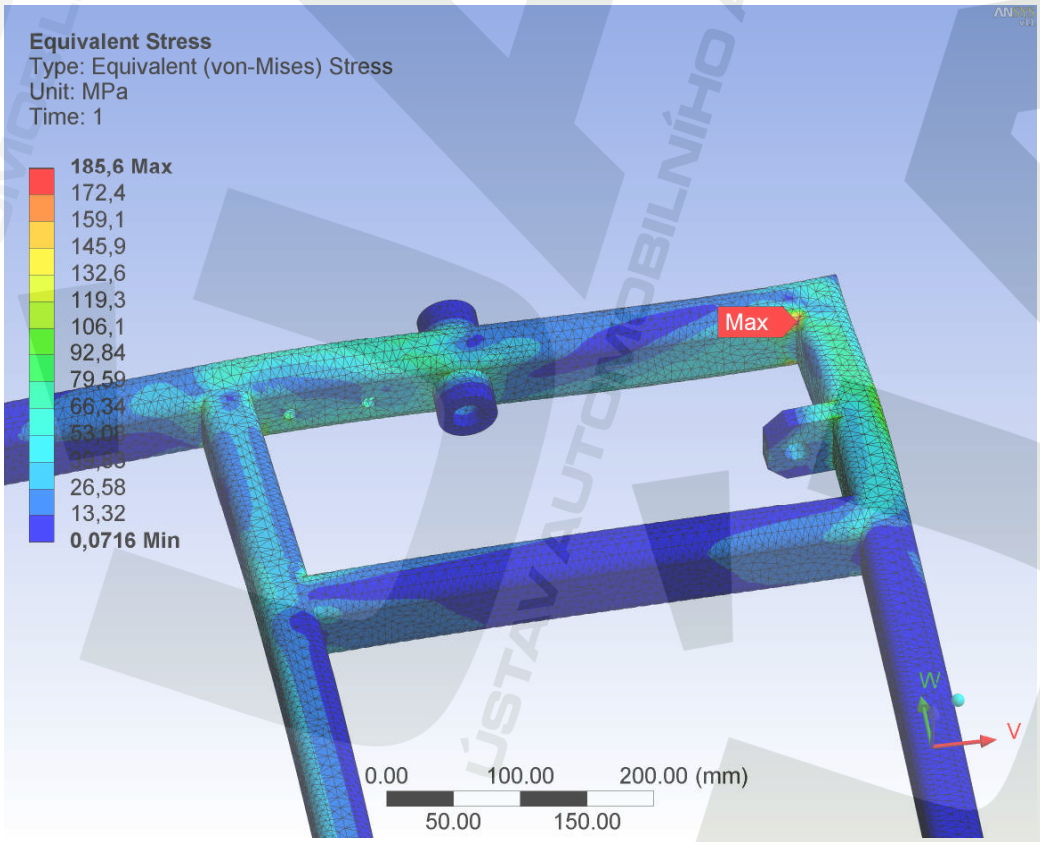
Stav těžiště T2



Stav těžiště T1



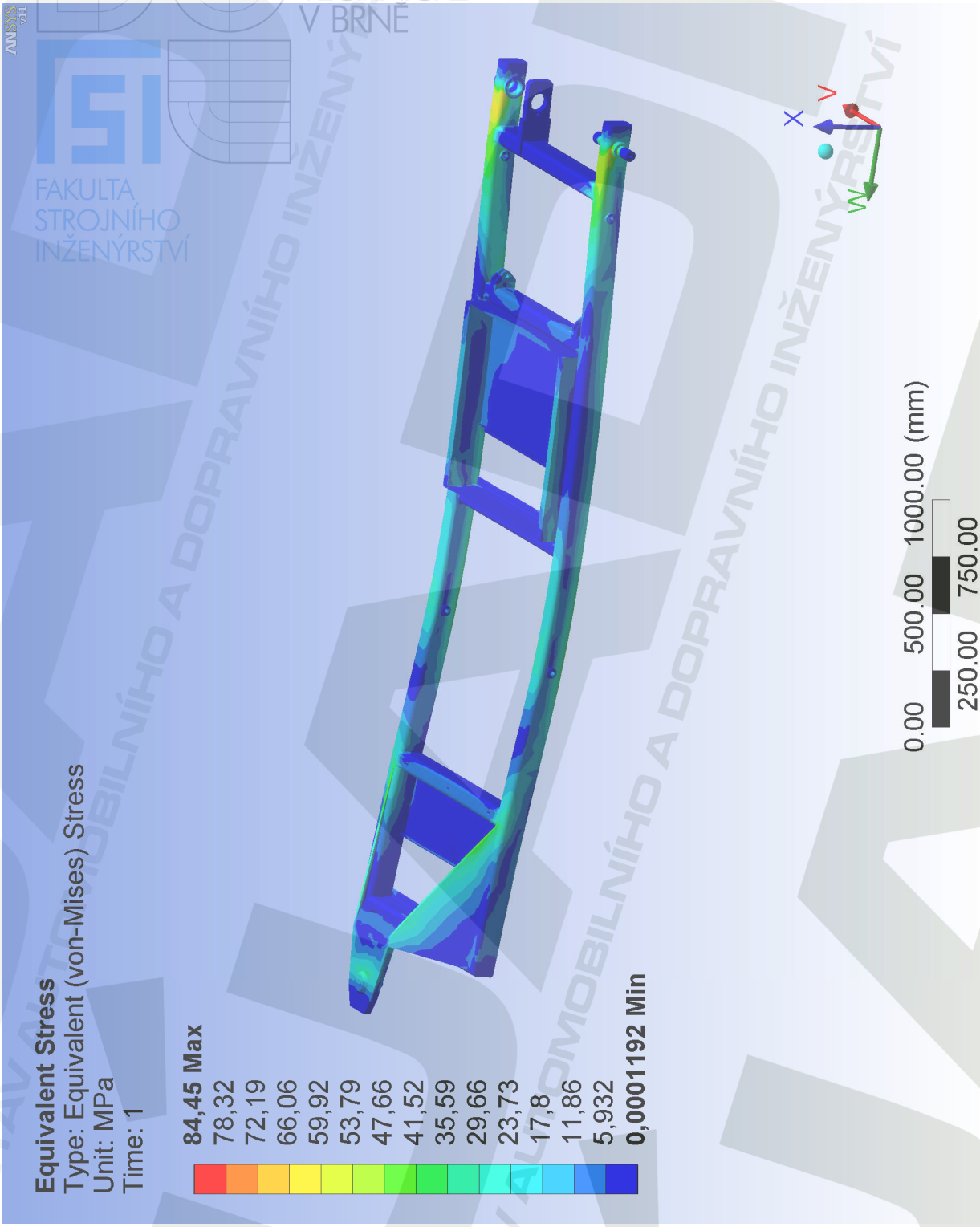
Stav těžiště T2



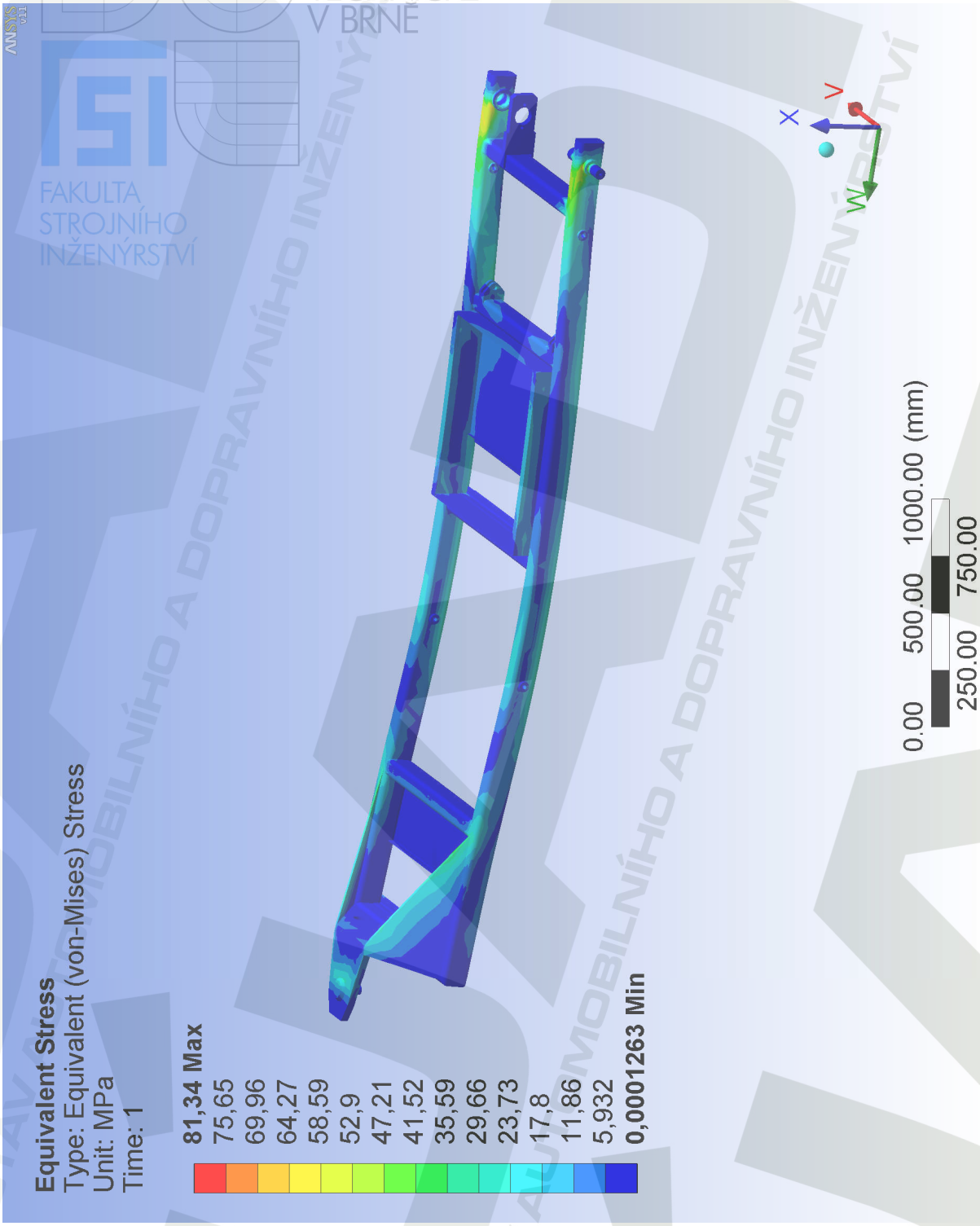
Příloha P2b

MKP spodního rámu

Stav těžiště T1

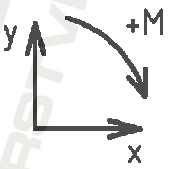


Stav těžiště T2

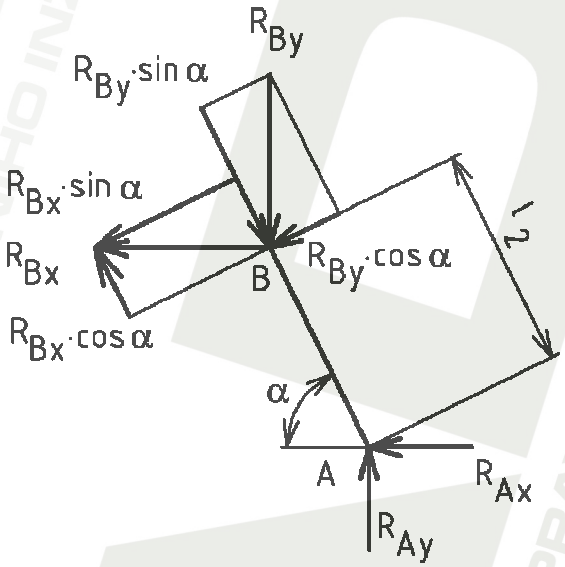


Příloha P3

Rozbor členů mechanismu



Člen 2

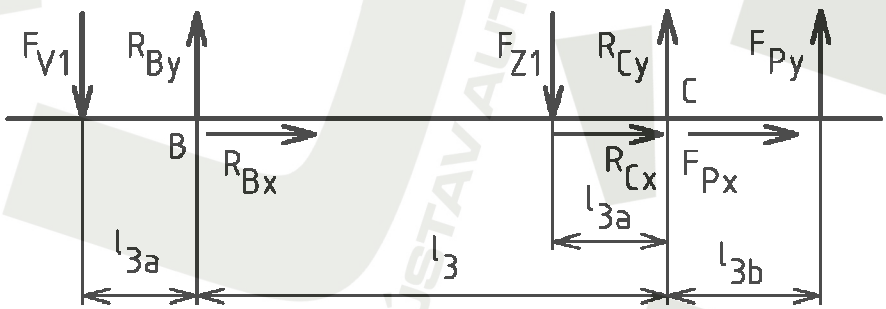


$$\sum Fix = 0$$
$$-R_{Bx} - R_{Ax} = 0 \qquad (1)$$

$$\sum Fiy = 0$$
$$-R_{By} + R_{Ay} = 0 \qquad (2)$$

$$\sum Mi_A = 0$$
$$-R_{Bx} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_2 - R_{By} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_2 = 0 \qquad (3)$$

Člen 3

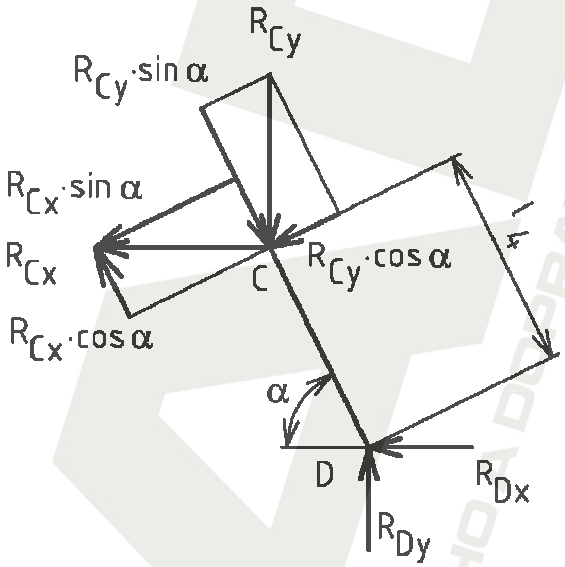


$$\sum Fix = 0$$
$$R_{Bx} + R_{Cx} + F_P \cdot \cos(\beta) = 0 \tag{4}$$

$$\sum Fiy = 0$$
$$R_{By} + R_{Cy} - F_V - F_Z + F_P \cdot \sin(\beta) = 0 \tag{5}$$

$$\sum Mi_B = 0$$
$$-R_{Cy} \cdot l_3 - F_P \cdot \sin(\beta) \cdot (l_3 + l_{3b}) - F_V \cdot l_{3a} + F_Z \cdot (l_3 - l_{3a}) = 0 \tag{6}$$

Člen 4



$$\sum Fix = 0$$
$$-R_{Cx} - R_{Dx} = 0 \tag{7}$$

$$\sum Fiy = 0$$
$$-R_{Cy} + R_{Dy} = 0 \tag{8}$$

$$\sum Mi_A = 0$$
$$-R_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_4 - R_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_4 = 0 \tag{9}$$

Příloha P4

Příklad dosazení matice

Parametry (stav T2, poloha mechanismu I.)

$l_2 = 330$ mm, $l_3 = 2088$ mm, $l_{3a} = 100$ mm, $l_{3b} = 210$ mm, $l_4 = 330$ mm, $\alpha = 22{,}26°$, $\beta = 17{,}1°$

$$A = \begin{pmatrix} -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\sin(22,26)\cdot 330 & -\cos(22,26)\cdot 330 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & \cos(17,1) \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & \sin(17,1) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2088 & 0 & 0 & -\sin(17,1)\cdot(2088+210) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin(22,26)\cdot 330 & -\cos(22,26)\cdot 330 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 4058,9 + 8441,1 \\ 4058,9\cdot 100 - 8441,1\cdot(2088-100) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \qquad x = \begin{pmatrix} 12696,39 \\ 5196,82 \\ -12696,39 \\ 5196,82 \\ -4743,11 \\ 1941,43 \\ 4743,11 \\ 1941,43 \\ 18245,13 \end{pmatrix}$$

poloha I. α=22,3°, β=17,1° (počátek zdvihu nízké verze vrtulníku Bell 206L)
poloha II. α=38,4°, β=23,9° (dokončení zdvihu 80mm vrtulníku nízké verze Bell 206L)
poloha III. α=39,5°, β=24,2° (počátek zdvihu vysoké verze vrtulníku Bell 206L)
poloha IV. α=61,5°, β=27,1° (maximální zdvih)