



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PLOŠINOVÝ ZVEDÁK PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY

PLATFORM LIFT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Kristek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Michal Kristek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

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 bakalářské práce:

Plošinový zvedák pro osobní automobily

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh dílenského plošinového zvedáku pro opravy a údržbu vozidel. Zvedák je pevně spojen s podlahou dílny.

Nosnost zvedáku do 3500 kg.

Cíle bakalářské práce:

Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky.

Konstrukční návrh zvedáku.

Rozměrové a funkční výpočty.

Pevnostní výpočty vybraných dílů.

Částečná výkresová dokumentace zvedáku.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Alba, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd.
Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku
2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem plošinového zvedáku s hydraulickým pohonem a nosností 3 500 kg s ohledem na legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky. V práci je proveden rozbor jednotlivých pohonů a druhů mechanismů zdvihu zvedáků. Další část obsahuje konstrukční návrh zvedáku a výpočet vybraných dílů. Výstupem práce jsou sestavné výkresy sestavy a jednotlivých podsestav.

KLÍČOVÁ SLOVA

Plošinový zvedák, paralelogramý mechanismus, přímočarý hydromotor

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the structural design of a platform hoist with hydraulic drive and load capacity of 3 500 kg with regard to legislative regulations and safety requirements. The thesis analyses the different drives and types of lifting mechanisms of the hoists. The next part contains the structural design of the hoist and the calculation of selected parts. The output of the work are assembly drawings of the assembly and individual subassemblies.

KEYWORDS

Platform jack, parallelogram mechanism, straight hydraulic motor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRISTEK, Michal. *Plošinový zvedák pro osobní automobily*. Bakalářská práce. Přemysl POKORNÝ (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2025

.....

Michal Kristek

Poděkování

Děkuji panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za velmi vstřícný přístup k řešení dané problematiky a poskytnutí mnoha rad. Dále bych ze srdce chtěl poděkovat celé mojí rodině, že mě podporovali celé studium.

Obsah

ÚVOD	10
Zadané parametry	10
1 PLOŠINOVÝ ZVEDÁK PRO AUTOMOBILY	11
2.1 Základní parametry zvedáku	11
2.2 Druhy pohonů zvedáku	11
2.3 Druhy mechanismů zvedání	15
2.4 Výběr pohonu	18
2.5 Výběr mechanismu zvedání	19
2 LEGISLATIVNÍ PŘEDPISY A POŽADAVKY	20
2.1 Legislativní rámec	20
2.2 Technické požadavky a bezpečnostní opatření.....	21
2.3 Údržba a revize.....	22
3 STATICKÝ VÝPOČET ZVEDÁKU	24
3.1 Rozbor úlohy / Výpočtové rozměry zvedáku.....	24
3.2 Kinematický rozbor	26
3.3 Statický rozbor jednotlivých členů.....	27
3.4 Výpočet sil v reakcích bez zahrnutí okolních proměnných..	30
3.5 Výpočet okolních proměnných $c_{(x)}$	32
3.6 Kompletní výpočet sil v reakcích	37
4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVEDÁKU	39
4.1 Konstrukční návrh jednotlivých členů	39
4.2 Návrh loží	52
4.3 Výběr hydromotoru	53
4.4 Výběr hydrogenerátoru.....	54
4.5 Zpětné přepočítání.....	55
4.6 Ostatní konstrukční prvky	57

4.7 Konstrukční prvky dané zadáním.....	60
CENOVÁ ROZVAHA	63
ZÁVĚR.....	65
POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE	11
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	11
SEZNAM PŘÍLOH.....	11

ÚVOD

Plošinový zvedák slouží k nadzvednutí různých břemen na požadovanou výšku a polohu, čímž usnadňuje manipulaci s materiálem. Jeho použití zlepšuje ergonomii práce, urychluje výrobu a pomáhá dodržet normy týkající se maximální váhy, kterou může člověk bezpečně zvedat. Zároveň umožňuje zdvih těžkých břemen (např. osobní automobil), která by bez jeho pomoci nebylo možné zvednout, nebo přemístit.

Tato práce se zabývá návrhem plošinového zvedáku pro osobní automobily s nosností do 3500 kg. Cílem je dodržení bezpečnostních předpisů a pravidel. Zaměřuje se na demontovatelnost, která slouží k dobré skladovatelnosti a přemístitelnosti.

Zadané parametry

Hlavní cíl práce je konstrukční návrh nízkozdvížného plošinového zvedáku pro osobní automobily. Zvedák nebude sloužit k dopravě osob, nýbrž břemen (převážně automobilů) k servisním účelům. Obsluha manipuluje v bezpečné vzdálenosti mimo zvedák. Z níže provedené rešerše se zvolil jako pohon přímočarý hydromotor. Jakožto druh mechanismu byl zvolen paralelografický-čtyřkloubový. Zvedák bude k zemi připevněn kotevními šrouby, které, v případě potřeby přemístění zvedáku, lze snadno demontovat. Bude disponovat dvěma paralelníma plošinami. Obě plošiny budou společně sprážené příčnický, které se stará o synchronní zvedání obou polovin zvedáku.

Výška zdvihu:	min. 800mm
Nosnost:	3500 kg
Prostorová náročnost:	max. 2500 x 2000 mm
Velikost jedné zvedané plošiny:	min. 1000 x 500 mm
Výška ve sklopeném stavu:	max. 200 mm
Rychlost zdvihu:	0,15 m/s

Dle normy ČSN EN 1493 rychlost zvedání nesmí být vyšší než 0,15 m/s [1]

1 PLOŠINOVÝ ZVEDÁK PRO AUTOMOBILY

Automobilový zvedák je mechanický nástroj, které zvedá vozidlo ze země do výšky, což napomáhá od nejběžnějších údržbových prací, jako třeba výměna pneumatik, až po složitější opravy. Na trhu je dostupná široká škála těchto zařízení, která se liší nosností, výškou zdvihu, rozměry, konstrukčním řešením a dalšími vlastnostmi podle konkrétního použití. [9]

2.1 Základní parametry zvedáku

Zdvih – do jaké výšky je schopný zvedák zvedat efektivně

Nosnost – jakou hmotnost zvedák unese

Velikost zařízení – celková plocha, kterou zvedák zabere

Velikost zvedací plochy – zvedaná plocha, která se zvedá do výšky, ovlivňuje stabilitu, ale i tlak působící na práh vozidla

Bezpečnost – jaká jsou bezpečnostní rizika spojená se zvedáním

Cena – ekonomický pohled na problematiku a srovnání s konkurencí [10]

2.2 Druhy pohonů zvedáku

Rozdělení zvedáků dle jejich pohonů je myšleno to, jakým způsobem a na jakém základě přeměňují konkrétní energii na energii, která se používá pro zvedání a spouštění plošiny zvedáku.

1.2.1 Mechanické/ruční

Drtivá většina mechanických zvedáků pracuje na principu mechanické výhody. Tj. poměr mezi silou která je aplikovaná na zvedák, a silou, kterou zvedák působí na vozidlo. V mechanických zvedácích umožňuje převodová soustava (např. páka, závit, ozubení) zvýšit výstupní sílu při relativně nízkém vstupním úsilí.

Výhoda těchto zvedáků je jejich jednoduchost a nízká cena. Kromě naší fyzické síly, kterou musíme vynaložit pro pohon, není potřeba dalšího zařízení a média k fungování zvedáku. Jelikož tyto zvedáky nejsou koncipovány ke zvedání celého vozidla, ale jen konkrétní části, slouží spíše jako pohotovostní.



Obr. 1 Hřebenový zvedák DEMA 1,5t [11]

Na obr.1 je možno vidět hřebenový ruční zvedák firmy DEMA používaný i na různé jiné práce, jako je tahání a napínání. Nosnost tohoto zvedáku jsou 1,5t. Cena takového zvedáku se pohybuje okolo 3500kč



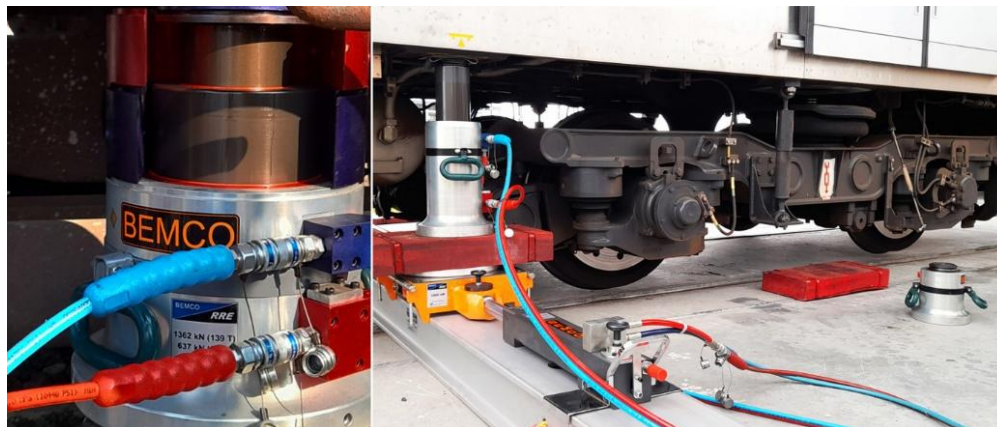
Obr. 2 Nůžkový ruční hever LAMPA 71501 [12]

Obr.2 zobrazuje ruční nůžkový hever italské firmy LAMPA používaný jako nouzový a pohotovostní, uvedená nosnost je 2t. Cena, za kterou se prodává je 600kč.

1.2.2 Hydraulické

Hydraulické zvedáky využívají kapalinu (obvykle olej) k přenosu síly. Základní princip je založen na Pascalově zákoně, v podstatě mechanické výhody viz. více, tlak vyvíjený na kapalinu v malém pístu je přenášen do většího pístu, což umožňuje zdvih většího břemene. K vytvoření tlaku je potřeba hydrogenerátorem, těch je celá řada od ručních, přes pístové, zubové, lopatkové až po radiální pístové.

V porovnání s ostatními typy zvedáků mají hydraulické zvedáky největší nosnost, díky tomu se výhradně používá v těžkém průmyslu (těžební sféra, stavebnictví, železniční a lodní průmysl). Kromě toho jsou nejpoužívanějším typem zvedáku v autoservisech a logistice, kde ho můžeme vidět např. ve formě vysokozdvizného vozíku.



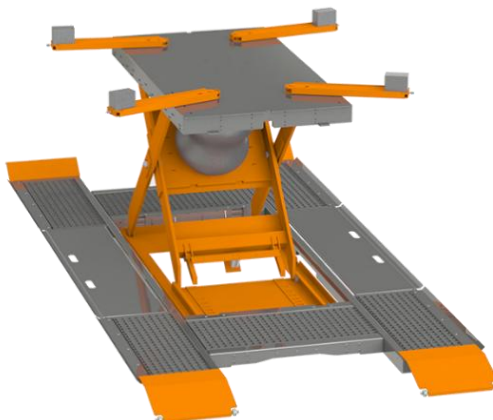
Obr. 3 Hydraulický zvedák BEMCO LSP150/150 [13]

Na obr.3 je ukázán hydraulický nízkozdvizný zvedák indické firmy BEMCO používaný pro zvedání nákladních lokomotiv. Tento kus má zvedací sílu 1342kN, tj. ekvivalent 139t. Cena tohoto zvedáku se mi nepodařila najít, ale takovéto zvedáky se pohybují řádově ve vyšších stovkách tisíc korun.

1.2.3 Pneumatický

Fungují na podobném principu jako hydraulické zvedáky akorát je zde místo oleje pracovní médium vzduch, a to vyčištěný a vysušený. Vzduch je mnohonásobně stlačitelnější než olej, proto se s tím musí počítat i u konstrukce. V praxi se používají jak klasické pneumatické přímočaré motory, tak typické pneumatické měchy. K vytvoření tlaku v okruhu slouží kompresory pístové, šroubové či lamelové. .

Pneumatické zvedáky se z ekonomických důvodů používají tam, kde je už vzduchotechnika přivedená. Jejich výhodou je rychlost a plynulost zdvihu. Ačkoliv nejsou nejrozšířenější, tak se ovšem řadí k nejspolehlivějším a nejbezúdržbovějším typům zvedáků pro osobní automobily. Disponují širší plochou pro styk s prahem vozidla, proto jsou rozumným řešením pro starší auta, která mají často zrezivělý podvozek [14].



Obr. 4 Pneumatický plošinový zvedák HLT-130 [15]

Firma Wieländer+Schill se zabývá kromě jiného výrobou pneumatických zvedáků. Na obr.4 je vidět Plošinový pneumatický zvedák, který je zabudován do nůžkového mechanismu. Tento konkrétní kus je navržen pro zvedání automobilů do 3,5t. Pro německý trh je cena stanovena na zhruba 220 000 Kč.

1.2.4 Elektro-mechanický

Elektro-mechanické zvedáky využívají elektrickou energii k pohonu mechanických součástí, které převádějí rotační pohyb motoru na lineární pohyb zdvihu. Nejčastěji se využívají šroubové mechanismy nebo ozubené převody.

Výhoda těchto zvedáků je přesný zdvih s vysokou variabilitou rychlostí zdvihu. Zásadní výhoda oproti hydraulickým a pneumatickým zvedákům je absence pracovního média. Tyto zvedáky jsou často realizovány šroubovým mechanismem, proto je jejich další výhodou samosvornost i při vypnutí elektřiny.



Obr. 5 Plošinový elektromechanický zvedák EnCon [16]

Firma EnKon vyrábí různé druhy zvedáků. Nebojí se experimentovat, zabývá se výrobou nevšedních zvedacích mechanismů od tlačných řetězů, přes řemenový pohon, až po na obr.5 zobrazený pohybový šroub, kde například pro zmenšení tření využívají kuličkové šrouby. Tyto zvedáky, v závislosti na jejich velikosti, mají nosnost od 45kg až do 22,7t. Nikde na jejich webu není informace o konkrétní ceně, ani když jsem psal dotaz ohledně ceny produktu mi neodpověděli.

2.3 Druhy mechanismů zvedání

Pro výběr vhodného mechanismu je nutné brát v úvahu to, pro jakou konkrétní práci bude zvedák používán. V té závislosti je důležité vytvořit takovou konstrukci, aby nepřekážela ve vykonávání činnosti a umožňovala bezproblémově se dostat ke každé potřebné součásti.

1.3.1 Paralelogram

Tento mechanismus využívá čtyř, nebo více kloubový mechanismus s jedním stupněm volnosti. Pohon se využívá výhradně elektrohydraulický. Ten se umísťuje buď mezi nosné plošiny, nebo přímo mezi samotná ramena. Za nevýhodu se uvažuje to, že se plošina nepohybuje pouze svisle, ale zároveň i vodorovně, což zvětšuje celkové rozměry a nároky na prostor. Oproti nůžkovým mechanismům ovšem neztrácí s výškou a délkou stabilitu, proto se hodí i pro zvedání dlouhých vozidel.



Obr. 6 Paralelogramový zvedák JMP 624.14.91 [17]

Kdo má doma motocykl, tak pro jeho zvednutí není potřeba velikých plošinových zvedáků. Pro ty, co hledají malý a lehký zvedák má firma JMP odpověď ve formě

skladného zvedáku viz. obr.6. Verze s nosností 400kg je řádově levnější (cca 4700kč) než velké zvedáky a pro konkrétní účel dostačí.

1.3.2 Nůžkový mechanismus

Nůžkový mechanismus využívá dvojice spojených ramen uspořádaných do tvaru písmene "X", které se při zvedání vozidla rozevírají a prodlužují ve svislém směru. Tento pohyb je umožněn různými druhy pohonu, přičemž hlavními variantami jsou hydraulický a pneumaticko-hydraulický pohon. V praxi se převážně používají nízkozdvižné varianty s jednoduchým nůžkovým mechanismem se zdvihem kolem jednoho metru, které se s výhodou využívají například v pneuservisech. Pro zvýšení zdvihu se dají použít vícenůžkové mechanismy, u nich je ovšem při vyšších zdvizích problém se stabilitou. Proto se většinou místo automobilů vícenůžkové mechanismy používají pro zdvih lehčích předmětů, třeba lidí.



Obr. 7 Nůžkový plošinový zvedák 3T L-550 [18]

Na obr.7 je vyobrazen nízkozdvižný zvedák s jednoduchým nůžkovým mechanismem od firmy REDATS. Jak už název napovídá, tak jeho nosnost jsou 3t. Včetně ovládací konzole se na internetu prodává za 65 000kč.

1.3.3 Sloupový zvedák

Sloupové zvedáky jsou dnes nejpoužívanějším typem zvedáků díky jejich robustnosti a stabilitě i ve vyšších zdvizích. Skládají se z jednoho, nebo více sloupů připevněného kolmo k pevné základně. V praxi je podle své konkrétní preferenci na výběr mezi elektromechanickým a elektrohydraulickým pohonem. Elektromechanické se spíše používají u menších zvedáků, jejich výhodou je bezesporu závitová samosvornost, díky které nepotřebují aretaci. Elektrohydraulické mají obecně vyšší nosnost a rychlost zdvihu, avšak se u nich musí provádět častější údržba.



Obr. 8 Použití paralelního zapojení jednosloupových zvedáků ESH

ESH je řada univerzálních mobilních sloupových zvedáků od rakouského výrobce AUTOLIFT GmbH, který je znám zvedáky nejvyšší kvality pro silniční, ale i kolejová vozidla. Zvedáky řady ESH jsou vhodné pro nákladní auta, tahače, autobusy, stavební stroje, zemědělskou a lesní techniku. Zvedací zařízení se vyrábějí v různých provedeních s nosností jednoho sloupu od 5,5 do 8,5 tun. V případě potřeby je možné vyrobit i sloupy s větší nosností. Souprava může obsahovat 4, 6, 8 a více sloupů viz.obr.8. [19]

1.3.4 Pístový hydraulický zvedák

Pístové zvedáky jsou hydraulické válce namontované v kazetě, zabudované přímo v podlaze. Tvoří je jeden, dva, nebo i více válců které synchronizovaně zvedají předmět pomocí hydrogenerátoru. Ten je buď přímo v kazetě, nebo méně často uložen externě mimo zvedák. Není potřeba další konstrukce, zajišťující spolehlivé vedení. Nespornou výhodou je takřka nulová pohotovostní výška a velmi malá prostorová náročnost při práci. Nevýhodou je to, že už z podstaty musí být zapuštěn do podlahy dílny, proto se montuje převážně do novostaveb, kde ovšem musí být pečlivě vybráno správné umístění.



Obr. 9 Pístový plošinový zvedák OMCN 2035/L [20]

Na obr.9 je zobrazen pístový zvedák italského výrobce OMCN. Zvedák má symetrickou konstrukci, proto je možné najet s autem z obou směrů. Je konstruován pro nosnost 3,5t. Po dotazu přes email mi firma sdělila cenu 439 500kč včetně ocelové kazety.

2.4 Výběr pohonu

Pro výběr vhodného typu pohonu byla udělána tabulka s deseti kritérii pro hodnocení vhodnosti. Z každého kritéria jde získat bodové ohodnocení (1 = nejhorší, 10 = nejlepší). Body jsou rozdělovány subjektivně, podle mého osobního názoru.

Tabulka 1 Výběr vhodnosti pohonu

Kritérium	Mechanický/ruční	Pneumatický	Hydraulický	Elektro- mechanický
1. Nosnost	5	7	10	8
2. Spolehlivost a životnost	9	6	8	7
3. Přesnost zdvihu	6	5	9	8
4. Rychlost zdvihu	3	9	7	8
5. Bezpečnost (riziko selhání, přetížení, poruchy)	8	6	9	7
6. Snadnost ovládní	4	8	7	9
7. Náklady na pořízení	10	6	5	4
8. Náklady na údržbu a provoz	4	9	7	6
9. Možnost použití v prašném prostředí	7	10	9	7
10. Ekologičnost (hlučnost, spotřeba energie, úniky kapalin)	9	7	5	6
suma bodů	65	73	76	70

Závěr:

Jakožto nejvhodnější pohon vyšel hydraulický. To se dalo očekávat, jelikož i v profesionálním použití se používá nejvíce. Zajímavé je to, že všechny čtyři druhy se umístily na podobných hodnotách celkového součtu. Hodnocení by se dalo vylepšit o zvážení závažnosti jednotlivých kritérií, ale pro tyto účely nynější zhodnocení stačí.

2.5 Výběr mechanismu zvedání

Tabulka 2 Výběr vhodnosti mechanismu zvedání

Kritérium	Paralelogramický	Nůžkový	Sloupový	Pístový
1. Nosnost	6	7	9	10
2. Stabilita při zvedání	8	4	9	8
3. Možnost mobilního použití	7	6	2	1
4. Potřeba prostoru	7	9	5	4
5. Složitost instalace	9	9	4	1
6. Přístupnost k podvozku	6	6	8	10
7. Náklady na pořízení	8	7	5	4
8. Náklady na údržbu a opravy	7	6	9	8
9. Odolnost proti mechanickému poškození	6	7	9	8
10. Výška v dolní poloze	4	3	9	10
suma bodů	68	64	69	64

Závěr:

Sloupový zvedák vyšel z porovnání nejlépe, což znovu poukazuje na fakt, že sloupové zvedáky jsou v dnešní době v praxi nejpoužívanějším typem mechanismu. Nicméně pro mé konkrétní zadání, kdy jsem si dal za úkol se zaměřit na přemístitelnost a skladovatelnost se nehodí. Proto bude použitý čtyřkloubový-paralelogramický mechanismus. Stejně, jako u předešlého výběru by šel výběr vylepšit o vážnost kritérií.

2 LEGISLATIVNÍ PŘEDPISY A POŽADAVKY

Automobilové zvedáky jsou nezbytným vybavením v automobilovém průmyslu, servisech a dílnách, umožňující bezpečné zvedání vozidel pro účely údržby, oprav a inspekci. Správné používání a údržba těchto zařízení jsou zásadní pro zajištění bezpečnosti pracovníků i vozidel. Tento dokument se zaměřuje na technické a legislativní aspekty spojené s používáním automobilových zvedáků v České republice, s důrazem na příslušné normy a předpisy.

2.1 Legislativní rámec

V České republice je oblast používání a údržby automobilových zvedáků regulována kombinací národních a evropských norem, které stanovují technické požadavky, bezpečnostní standardy a postupy pro provoz těchto zařízení.

2.1.1 České technické normy (ČSN)

České technické normy jsou závazné dokumenty, které specifikují požadavky na výrobky, služby a procesy v různých odvětvích. Pro automobilové zvedáky jsou relevantní zejména následující normy:

ČSN EN 1493:2023: *Zvedáky vozidel* [1]

Tato norma platí pro stacionární a mobilní zvedáky vozidel, které nejsou určeny k zvedání osob, ale jsou navrženy pro úplné zvednutí vozidel za účelem jejich prohlídky a práce na nich nebo pod nimi, když jsou ve zvednuté poloze. Norma stanovuje bezpečnostní požadavky, konstrukční specifikace a zkušební metody pro zvedáky vozidel.

ČSN EN 1990: *Zásady navrhování konstrukcí* [2]

Tato norma stanovuje obecné zásady navrhování konstrukcí a definuje základní požadavky na spolehlivost, bezpečnost a trvanlivost stavebních konstrukcí. Obsahuje:

- Principy zatížení konstrukcí a návrhové metody.
- Kritéria mezních stavů (únosnosti, použitelnosti).
- Bezpečnostní faktory pro materiály a zatížení.
- Zásady návrhu na spolehlivost (pravděpodobnostní metody).
- Obecné pokyny pro kombinace zatížení a zohlednění nejistot při návrhu.

ČSN EN 1993: Eurokód 3 Projektování konstrukcí [3]

Tento soubor norem se zabývá navrhováním ocelových konstrukcí, což zahrnuje nosné prvky, spoje, stabilitu a další aspekty. Důležité části:

- ČSN 1993-1-1: Obecná pravidla pro návrh ocelových konstrukcí.
- ČSN 1993-1-8: Navrhování a posouzení spojů v ocelových konstrukcích (šroubové, svarové spoje).
- ČSN 1993-1-6: Návrh skořepinových a skořepinově zakřivených konstrukcí.
- ČSN 1993-1-2: Návrh ocelových konstrukcí při požáru.

ČSN 27 0808:1995: Zdvihací zařízení – požadavky na konstrukci a provoz [4]

Tato norma se vztahuje na mechanické stojanové zvedáky o nosnosti 2,5 t a vyšší, používané ke zvedání a spouštění rozměrných břemen, jako jsou kolejová nebo silniční vozidla či kontejnery. Stanovuje základní bezpečnostní požadavky na jejich konstrukci, výrobu, zkoušení a provoz.

2.1.2 Legislativa a předpisy

Kromě technických norem je důležité dodržovat i platné legislativní předpisy týkající se bezpečnosti práce a provozu technických zařízení:

Zákon č. 262/2006 Sb., zákoník práce [5]

Tento zákon stanovuje povinnosti zaměstnavatelů v oblasti zajištění bezpečnosti a ochrany zdraví při práci, včetně povinnosti zajistit bezpečný stav technických zařízení a jejich pravidelnou údržbu.

Nařízení vlády č. 378/2001 Sb. [6]

Toto nařízení upravuje požadavky na bezpečný provoz a používání strojů a technických zařízení, včetně zvedáků vozidel, a stanovuje povinnosti pro jejich kontrolu, údržbu a revize.

2.2 Technické požadavky a bezpečnostní opatření

Bezpečné používání automobilových zvedáků vyžaduje dodržování stanovených technických požadavků, pravidelnou údržbu a školení obsluhy.

2.2.1 Konstrukční požadavky podle ČSN EN 1493 [1]

Nosnost a stabilita: Zvedák musí být navržen tak, aby bezpečně unesl maximální hmotnost vozidla, pro které je určen, a zajistil stabilitu během celého procesu zvedání a spouštění.

Bezpečnostní zářky: Zařízení by mělo být vybaveno mechanickými nebo hydraulickými zářkami, které zabrání nechtěnému spuštění nebo pádu vozidla.

Ovládací prvky: Ovládací prvky musí být snadno přístupné, jasně označené a navrženy tak, aby minimalizovaly riziko chybné manipulace.

2.2.2 Provozní požadavky [1]

Školení obsluhy: Osoby obsluhující zvedák musí být řádně vyškoleny a seznámeny s jeho funkcemi, bezpečnostními prvky a nouzovými postupy.

Pravidelné kontroly: Před každým použitím je nutné vizuálně zkontrolovat stav zvedáku, včetně hydraulických hadic, spojů a mechanických částí, aby se předešlo selhání během provozu.

Správné umístění vozidla: Vozidlo musí být na zvedáku umístěno v souladu s pokyny výrobce, s důrazem na správné vyvážení a umístění zvedacích bodů.

Použití podpěr: Při práci pod zvednutým vozidlem je doporučeno použít dodatečné mechanické podpěry jako bezpečnostní opatření pro případ selhání zvedáku.

2.3 Údržba a revize

2.3.1 Denní vizuální kontrola před použitím

Každý operátor je povinen před začátkem práce provést rychlou inspekci zařízení.

Tato kontrola by měla zahrnovat:

- Stav konstrukčních částí (rámy, ramena, spojovací prvky).
- Kontrolu hydraulických systémů (hadičky, pístnice, úniky kapalin).
- Ověření funkčnosti zajišťovacích mechanismů (bezpečnostní západky, pojistné ventily).
- Správnou funkčnost ovládacích prvků (tlačítka, páky, elektronické senzory).

Podle ČSN 1990 platí, že veškeré zařízení podléhající zatížení musí být denně kontrolováno vyškolenou obsluhou. [5]

2.3.2 Pravidelná údržba a seřizování

V rámci běžné údržby se provádějí následující úkony:

- Mazání pohyblivých částí dle předepsaných intervalů.
- Kontrola a případná výměna hydraulické kapaliny a filtrů (pokud je zařízení hydraulické).
- Seřízení a kalibrace bezpečnostních senzorů (pokud jsou přítomny).
- Ověření funkčnosti havarijních vypínačů.

- Kontrola elektrické instalace a izolace vodičů.

Frekvence těchto úkonů se řídí ČSN 1993.1.1, která stanovuje, že údržba mechanických konstrukcí by měla být prováděna nejméně jednou měsíčně.

2.3.3 Čtvrtletní a pololetní inspekce

V závislosti na intenzitě používání a specifikacích výrobce je nutné provádět rozšířené kontroly:

- Demontáž a inspekce nosných prvků na přítomnost únavových prasklin nebo deformací.
- Diagnostika hydraulického systému (tlakové testy, kontrola těsnění).
- Ověření správného vyvážení zdvihu a synchronizace pohybu jednotlivých částí.

ČSN 1993.1.8(6) doporučuje provádět kontrolu mechanických nosníků a svarových spojů minimálně jednou za 6 měsíců u běžně namáhaných zařízení. [6]

2.3.4 Roční revize a zátěžová zkouška

Jednou ročně musí být prováděna povinná revizní kontrola autorizovanou osobou.

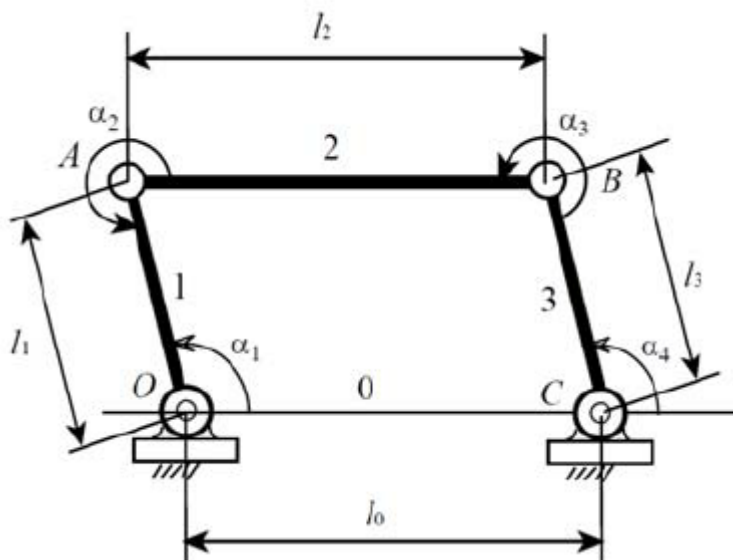
Tento proces zahrnuje:

- Kompletní technickou inspekci všech hlavních součástí.
- Prověření správné funkce bezpečnostních mechanismů.
- Zátěžovou zkoušku, při které je zařízení vystaveno maximální nosnosti (plus předepsaná rezerva, obvykle 110 % nominální nosnosti).
- Vystavení revizní zprávy a potvrzení o způsobilosti zařízení.

Nařízení vlády č. 378/2001 Sb. uvádí, že zvedací zařízení určené k manipulaci s vozidly musí být podrobena pravidelným inspekcím alespoň jednou za 12 měsíců. [4]

3 STATICKÝ VÝPOČET ZVEDÁKU

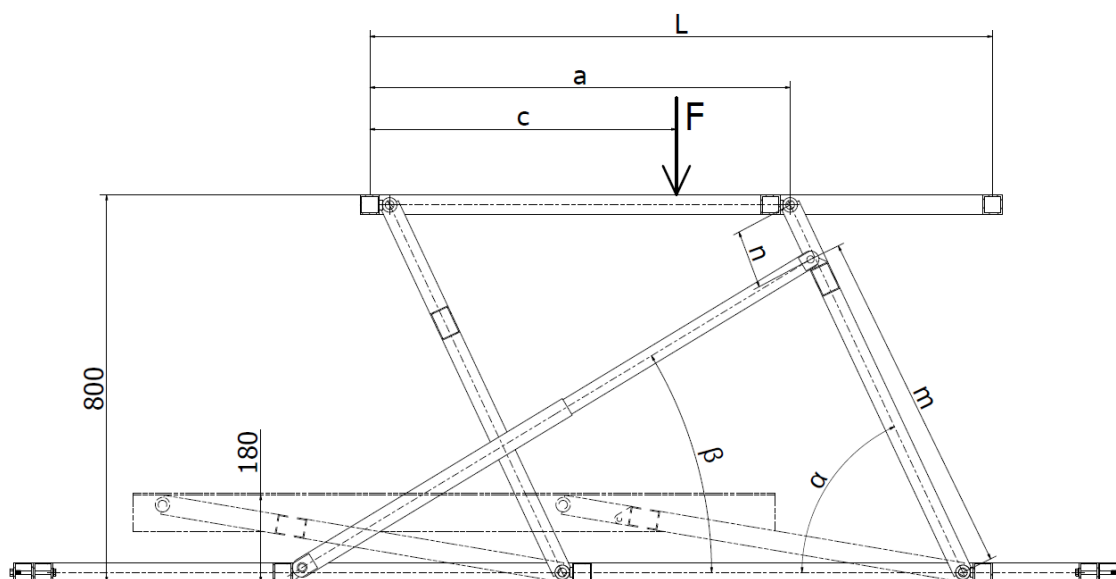
Zvedací mechanismus tvoří dvouramenný paralelogram, který vychází z jednoduchého 4-klobového mechanismu s jedním stupněm volnosti viz.obr.10. Horní plošina je spojena s rameny pomocí rotačních vazeb. Pohon, odebírající poslední stupeň volnosti, je umístěn do ramena mechanismu.



Obrázek 10 Schéma paralelogramového mechanismu

3.1 Rozbor úlohy / Výpočtové rozměry zvedáku

Nejprve je potřeba udělat kinematický rozbor viz. obr.12. Teprve v případě že soustava má nula stupňů volnosti, se pokračuje dále ke statickému rozboru jednotlivých členů viz. obr.13-16. Z podmínek statických rovnováh se vytvoří rovnice k výpočtu reakcí ve vazbách. Pro kompletní výpočet je potřeba znát rozměry zvedáku, proto jsem zběžně vytvořil model sestavy, který ještě nemá finální rozměry viz. obr.11. Ty se mohou v průběhu výpočtů měnit, proto je nutné na závěr ještě jednou přezkontrolovat a případně přepočítat úlohu s finálními rozměry. Výpočty reakcí jsou zaznamenávány do tabulek, a následně vyneseny do grafů, nicméně jich je příliš mnoho a proto jsem je umístil do přílohy.



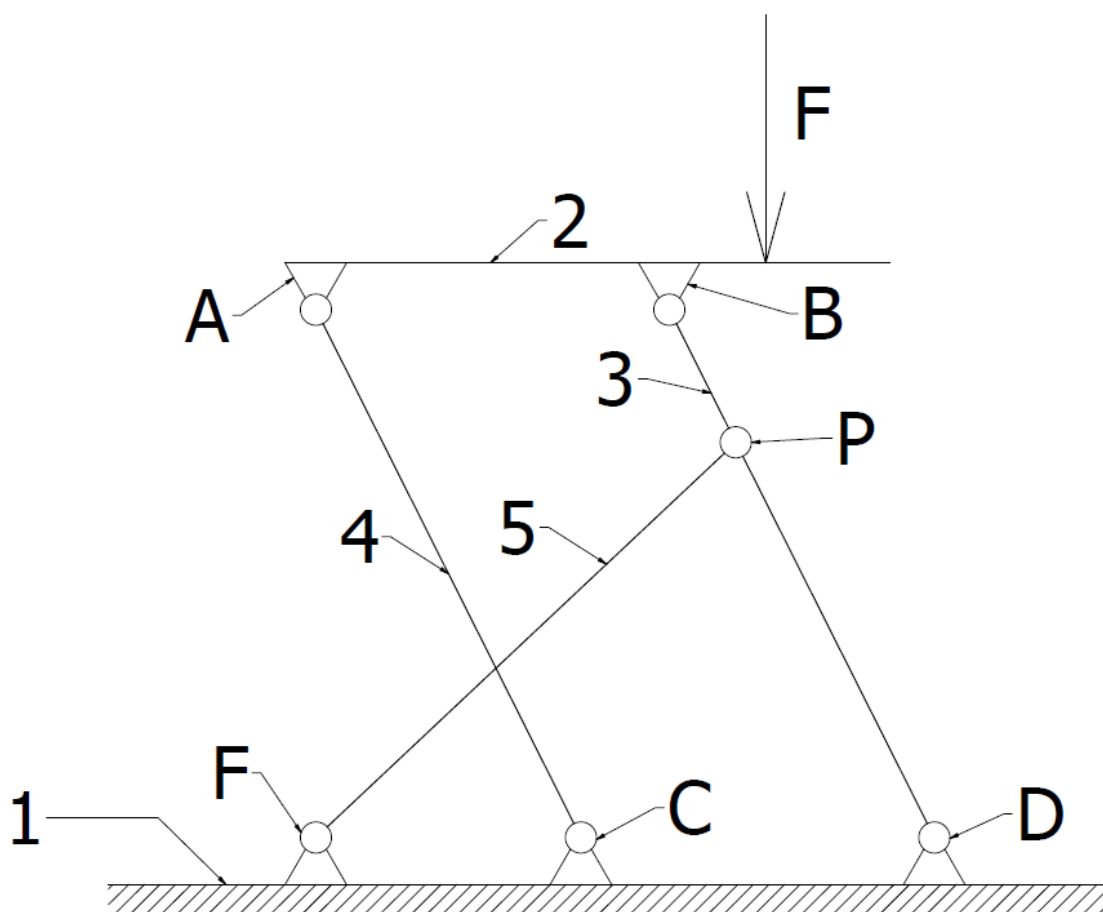
Obrázek 11 Výpočtové rozměry

Výpočtové rozměry zvedáku:

- Délka plošiny: $L = 1249 \text{ mm}$
- Rozteč mezi ložisky plošiny: $a = 830 \text{ mm}$
- Rozteč mezi ložisky nohy vrchní $n = 120 \text{ mm}$
- Rozteč mezi ložisky nohy spodní $m = 720 \text{ mm}$
- Vzdálenost zatížení od okraje $c = 0-1249 \text{ mm}$
- Úhel mezi nohou a základnou $\alpha = 9,594-64,791^\circ$
- Úhel mezi pístem a základnou $\beta = 8,661-31,171^\circ$

Z obr.9 jde vidět, že se zvedák dokáže sklopit více, než na 180 mm, se kterými později počítám jakožto s nejnižší hodnotou sklopení. Nicméně při takto nízkých sklopeních vznikají obrovské reakční síly, proto 180 mm bude minimální **bezpečná** výška zdvihu. Reálné maximální sklopení je nižší a využije se například při skladování, pro přejetí autem se světloú výškou. Samozřejmě je závislé na volbě konstrukčních komponent, které se navrhuji v kapitole 4.

3.2 Kinematický rozbor



Obrázek 12 Schéma pro kinematický rozbor

Klasifikace členů

Člen 1 – Základna

Člen 2 – Zdvíhaná plošina (ternární nezátížený člen)

Člen 3 – Rameno mechanismu – poháněné (ternární nezátížený člen)

Člen 4 – Rameno mechanismu (ternární nezátížený člen)

Člen 5 – Přímočarý akční člen (binární nezátížený člen)

Klasifikace vazeb

A,B,C,D,F,P – Rotační vazby (odebírají dva stupně volnosti)

Výpočet stupňů volnosti

$$i = (n - 1) * i_v - (\sum \xi_i - \eta) \quad (1)$$

$$i = (5 - 1) * 3 - (12 - 0)$$

$$i = 0$$

kde: i = počet stupňů volnosti soustavy

n = počet členů soustavy

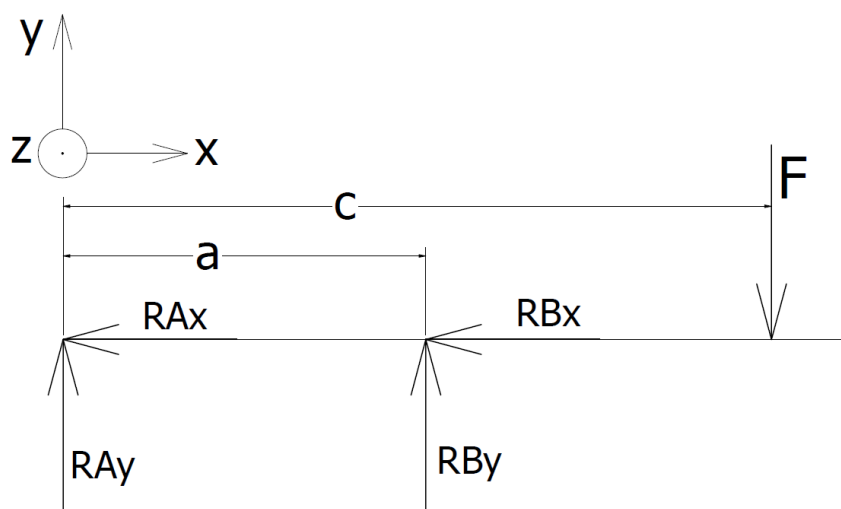
i_v = počet stupňů volnosti tělesa v rovině

ξ = počet stupňů volnosti odebraných vazbami

η = počet deformačních parametrů

3.3 Statický rozbor jednotlivých členů

Člen 2 - Zdvihaná plošina



Obrázek 13 Úplné uvolnění členu 2

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad (2)$$

$$-RAx - RBx = 0$$

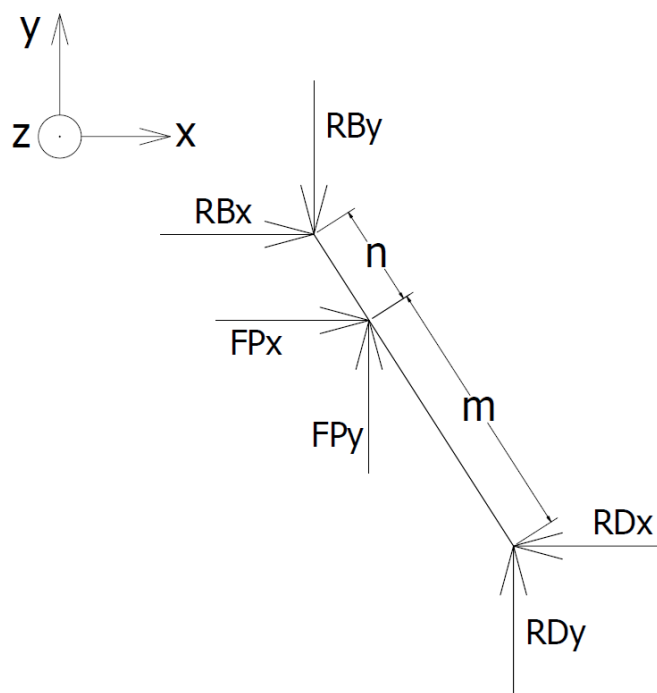
$$\sum F_y = 0 \quad (3)$$

$$RAy + RBy - F = 0$$

$$\sum M_{zB} = 0 \quad (4)$$

$$-F \cdot (c - a) - RAy \cdot a = 0$$

Člen 3 – Rameno mechanismu - poháněné



Obrázek 14 Úplné uvolnění členu 3

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad (5)$$

$$RBx + FPx - RDx = 0$$

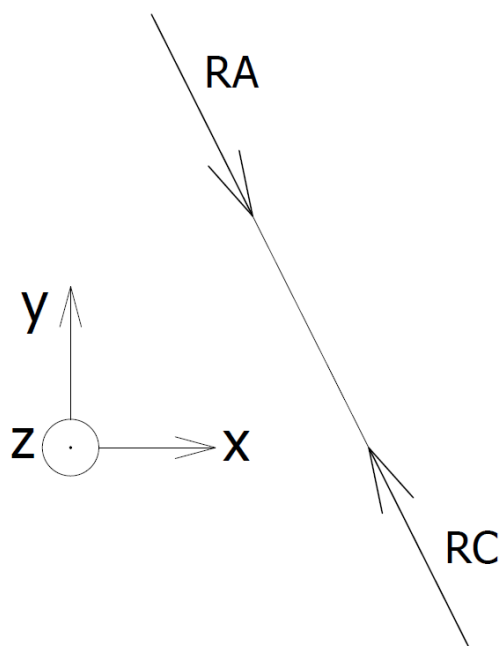
$$\sum F_y = 0 \quad (6)$$

$$-RBy + FPy + RDy = 0$$

$$\sum M_{zD} = 0 \quad (7)$$

$$RBy \cdot (n + m) \cdot \cos \alpha - RBx \cdot (n + m) \cdot \sin \alpha - FPx \cdot m \cdot \sin \alpha - FPy \cdot m \cdot \cos \alpha = 0$$

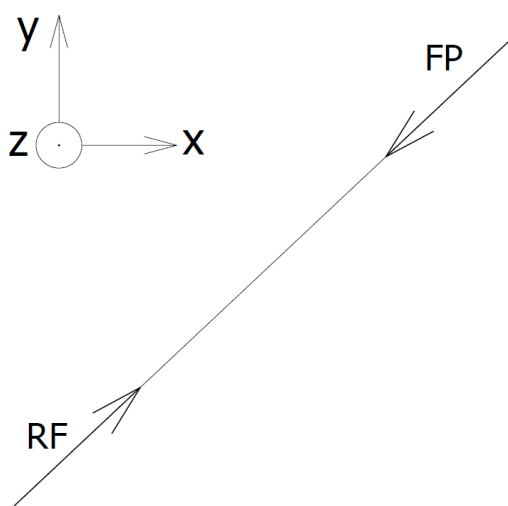
Člen 4 – Rameno mechanismu



Obrázek 15 Úplné uvolnění členu 4

$$\sum F = 0 \Rightarrow RA = RC \quad (8)$$

Člen 5 – Přímočarý akční člen



Obrázek 16 Úplné uvolnění členu 5

$$\sum F = 0 \Rightarrow RF = FP \quad (9)$$

3.4 Výpočet sil v reakcích bez zahrnutí okolních proměnných

Jelikož nebylo možné spočítat zatížení ve všech polohách, bylo na místě rozdělit úlohu do konečného počtu možností naklopení a umístění síly na plošině. Proto bylo vybráno 6 různých výšek zdvihu, tzn. 6 různých naklopení ramen vůči základně viz tab3. Pro každou výšku byly spočítány reakce ve vazbách pro 16 různých, po plošině rovnoměrně rozložených, sil představující zatížení od vozidla viz tab4-9. Pro ulehčení výpočtu nebylo počítáno se třením, boční silou a možností umístění síly na kraj plošiny. Tyto proměnné byly počítány později. U výsledků RA, RB, RD, FP byla červeně vyznačena nejvyšší hodnota, tmavě zeleně nejnižší hodnota a světle zeleně dvě další nejnižší hodnoty pro lepší přehlednost. Z ob.17,18 jde vidět, že reakce RC a RF jsou stejně veliké jako jejich protilehlé reakce ve členech, proto s nimi dále nepočítám.

Při výpočtu zatížení je třeba nezapomenout na zrychlení pohybu plošiny, jelikož ještě nemám vybraný hydromotor a čerpadlo, tak nevím konkrétní zrychlení, proto předběžně počítám s $0,5\text{m/s}^2$. Koeficient c je vybrán jako 1,1. Ten zohledňuje vlivy, které jsem nezohlednil, jako váha samotného zvedáku, možná nerovnost povrchu atd. Pro výpočet R_{Ax} a F_{Px} se využilo té vlastnosti, že jejich nositelky prochází osou těles, ve kterých působí viz.obr.12,13.

Zatížení od vozidla se spočítá:

$$G = m_g \cdot (g + a) \cdot c \quad (10)$$

$$G = 3500 \cdot (9,81 + 0,5) \cdot 1,1 = 39693,5 \text{ N}$$

kde: $G = \text{zatížení od vozidla}$

$m_g = \text{maximální váha vozidla (3500kg)}$

$g = \text{gravitační zrychlení}$

$a = \text{zrychlení zvedání}$

$c = \text{zátěžový koeficient}$

Tabulka 3 závislost úhlů na výšce zdvihu

Výška zdvihu	Úhel alfa	Úhel beta
180	9,594	8,661
214,7	12,000	11,092
397,6	25,198	16,112
561,7	38,396	21,132
698,2	51,593	26,151
800	64,791	31,171

Z podmínek statických rovnováh se vytvořily rovnice:

$$RAy = -G \cdot \left(\frac{c-a}{a}\right) \quad (11)$$

$$RBy = G - RAy \quad (12)$$

$$RAx = \frac{RAy}{\tan \alpha} \quad (13)$$

$$RBx = -RAx \quad (14)$$

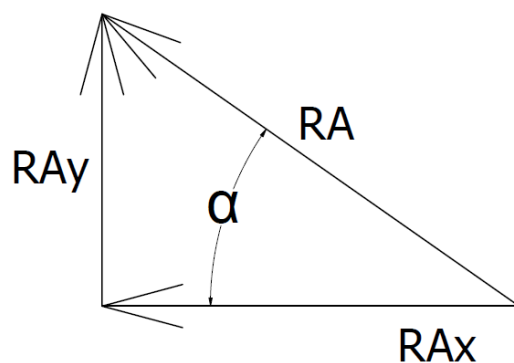
$$FPx = \frac{(m+n) \cdot (RBy \cdot \cos \alpha - RBx \cdot \sin \alpha)}{m \cdot (\cos \alpha \cdot \tan \beta + \sin \alpha)} \quad (15)$$

$$FPy = FPx \cdot \tan \beta \quad (16)$$

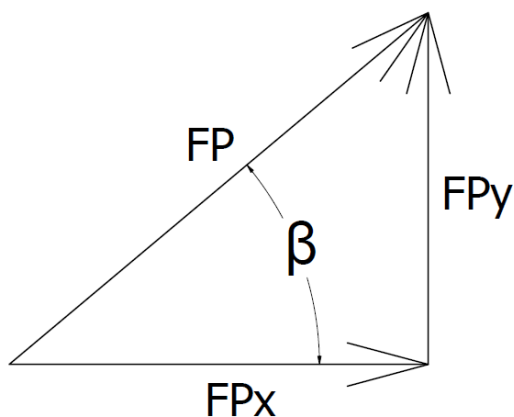
$$RA = \sqrt{RAx^2 + RAy^2} \quad (17)$$

$$RB = \sqrt{RBx^2 + RBy^2} \quad (18)$$

$$FP = \sqrt{FPx^2 + FPy^2} \quad (19)$$



Obrázek 12 Rozložení reakce RA do složek



Obrázek 18 Rozložení reakce FP do složek

3.5 Výpočet okolních proměnných $c_{(x)}$

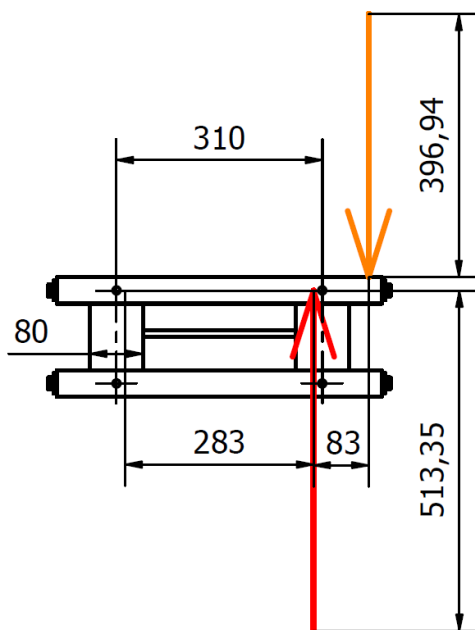
Zohlednění zatížení mimo lože zvedáku

Musí se započítat (i zdánlivě nereálná) možnost toho, že zatížení od vozidla bude působit mimo lože zvedáku. Síla v podpoře bude najednou přepáková viz. obr.19. Pro výpočet budu volit nejkonzervativnější možnost. To znamená, že budu předpokládat že napětí pod ložiskem nebude konstantní, nýbrž s maximální hodnotou v jedné třetině délky ložiska. Velikost síly na obr. je v měřítku 10:1 pro lepší přehlednost.

Pro výpočet síly se použije pákové pravidlo:

$$F_{\text{přepák}} = G \cdot \frac{(283+83)}{283} = 51,355 \text{ kN} \quad (20)$$

$$\Delta_{F_{\text{přepák}}} = 100 \cdot \frac{F_{\text{přepák}} - G}{G} = 29,3 \text{ \%} \quad (21)$$



Obrázek 19 Schéma působení zatížení mimo lože

Výsledek $\Delta_{\text{přepák}}$ vyšel 29,3% a proto budu volit $c_1=1,3$.

Započítání tření

Tření je nutné zvážit v každém pohybovém mechanismu. V tomto případě, kde působí pouze tření čepová, se tření projevuje jako odporový moment při zvedání/spouštění viz. obr.20,21. Z předchozích výpočtů je patrné, že nejnebezpečnější případ je pro výšku zdvihu 180 mm a pro krajní hodnoty c . Proto nebude prošetřeno všech 16 pozic, ale pouze dvě zleva a dvě zprava. Pro předběžné výpočty budu uvažovat koeficient tření $f_{ocel-ocel} = 0,11$. A průměr čepu pro lože $D_{čepu} = 20$ mm a pro čep hydromotoru $D_{čepu.hydr} = 30$ mm. Tyto průměry se ještě mohou lišit v závislosti na výběru hydromotoru při výpočtech.

Čepové tření se počítá:

$$M_{\check{c}} = f_{ocel-ocel} \cdot F_{p\u00fbsob\u00edc\u00ed} \cdot \frac{D}{2} \quad (22)$$

kde: $M_{\check{c}}$ = čepové tření

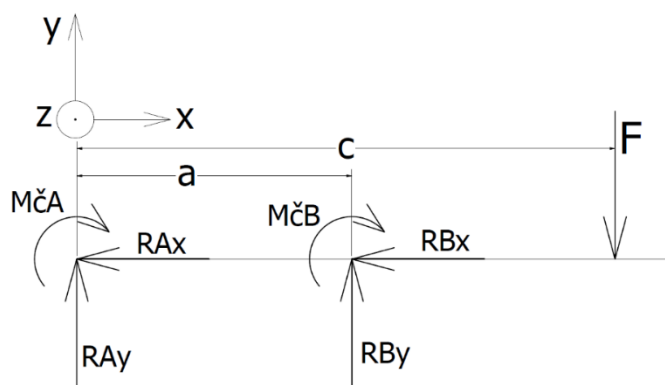
$f_{ocel-ocel}$ = koeficient tření pro ocel

$F_{p\u00fbsob\u00edc\u00ed}$ = síla působící na čep

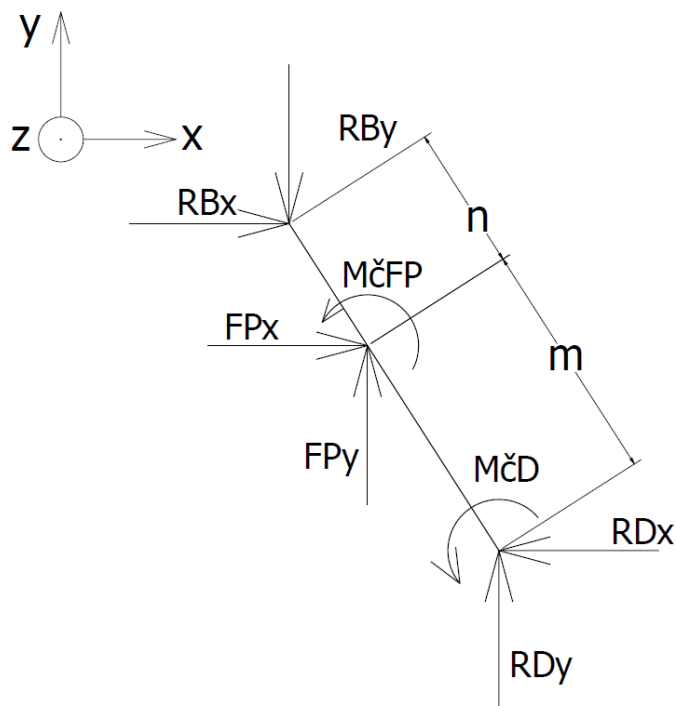
D = průměr čepu

Tabulka 4 Přehled čepových tření

Hodnoty čepových tření při sklopení $\alpha_1=9,594^\circ$ [N.mm]				
c (0-1249mm)	1	2	15	16
		0	83,2666667	1165,733
MčA	261,9789456	235,696881	105,97	132,252
MčB	258,3147759	232,441582	121,1544	146,0201
MčD	102,60569	76,4106667	265,6937	291,967
MčFP	240,634311	240,634311	240,6343	240,6343



Obrázek 20 Schéma členu 2 při započítání tření



Obrázek 21 Schéma členu 3 při započítání tření

Změní se pouze tyto dvě rovnice:

$$RAy = -G \cdot \left(\frac{c-a}{a} \right) - \frac{MčA+MčB}{a} \quad (23)$$

$$FPx = \frac{(m+n) \cdot (RBy \cdot \cos \alpha - RBx \cdot \sin \alpha)}{m \cdot (\cos \alpha \cdot \tan \beta + \sin \alpha)} + \frac{MčD+MčFP}{m \cdot (\cos \alpha \cdot \tan \beta + \sin \alpha)} \quad (24)$$

Tabulka 5 Síly a hodnoty delta při započítání tření

Hodnoty delta(xt) sklopení alfa1=9,594° [kN] Započítáno tření				
c (0-1249mm)	1	2	15	16
		0	83,2666667	1165,733
Rayt	40	36	-16	-20
Rbyt	-1	3	56	60
Raxt	239	215	-97	-121
Rbxt	-239	-215	97	121
Fpxt	146	146	146	147
Fpyt	22	22	22	22
Rdyt	-23	-19	34	38
Rdxt	-93	-69	243	267
Rat	242	218	98	122
Rbt	239	215	112	135
Rdt	96	72	245	270
Fpt	147	147	148	148
DeltaRAt (%)	1,579	1,579	1,704315	1,673155
DeltaRBt (%)	1,580	1,574	1,394801	1,449016
DeltaRDt (%)	2,513	2,997	1,569956	1,609391
DeltaFPt (%)	1,043	0,964	1,539207	1,619077

Z tab.5 jde vidět, že výsledek DeltaFPt vyšel 1,6% a proto budu volit $c_2=1,02$.

Započítání vnější boční síly

Je záhodno vzít v úvahu také působení boční síly způsobené manipulací s vozidlem. Bylo prošetřeno pouze její působení ve směru osy x/y. Působení ve směru osy z jsem neprováděl z důvodu malého vlivu předešlého šetření, navíc konstrukce je koncipována mimo jiné pro dobrou tuhost v krutu kolem osy y. Při výběru velikosti boční síly jsem se inspiroval v normě ČSN EN 1808, která stanovuje maximální dovolenou ovládací sílu, kterou může obsluha vyvinout při ručním ovládní zařízení. Tato hodnota je stanovena na $F_{boční} = 400 \text{ N}$, což odpovídá přibližně 40 kg síly [8]. Jako předtím, počítám pouze s pozicemi 2 zleva a 2 zprava.

Pro případ, že síla působí ve směru osy x se změjí následující rovnice:

$$RBx = -RAx - F_{boční} \quad (25)$$

Tabulka 6 Síly a hodnoty delta při započítání boční síly ve směru osy x

Hodnoty sil při sklopení alfa1=9,594° [kN] započítaná boční síla 400N ve směru X				
c (0-1249mm)	1	2	15	16
		0	83,2666667	1165,733
Ray	40	36	-16	-20
Rby	0	4	56	60
Rax	235	211	-95	-119
Rbx	-235	-212	95	118
Fpx	144	144	144	144
Fpy	22	22	22	22
Rdy	-22	-18	34	38
Rdx	-91	-67	239	263
Ra	238	214	96	120
Rb	235	212	110	132
Rd	93	70	241	265
Fp	146	146	146	146
deltaRaFbx (%)	0	0	0	0
deltaRbFbx (%)	0,170334817	0,18926132	-0,31304	-0,26901
deltaRdFbx (%)	0,170334817	0,22866234	-0,06547	-0,05959
deltaFpFbx (%)	0,170334817	0,17033482	0,170335	0,170335

Pro případ, že síla působí ve směru osy y se změjí následující rovnice:

$$RAy = (-G - F_{boční}) \cdot \left(\frac{c-a}{a}\right) \quad (26)$$

$$RBy = G - RAy + F_{boční} \quad (27)$$

Tabulka 7 Síly a hodnoty delta při započítání boční síly ve směru osy y

Hodnoty sil při sklopení $\alpha_1=9,594^\circ$ [kN] započítaná boční síla 400N ve směru Y				
c (0-1249mm)	1	2	15	16
		0	83,2666667	1165,733
Ray	40	36	-16	-20
Rby	0	4	56	60
Rax	237	213	-96	-120
Rbx	-237	-213	96	120
Fpx	146	146	146	146
Fpy	22	22	22	22
Rdy	-22	-18	34	38
Rdx	-92	-68	242	265
Ra	241	216	97	121
Rb	237	213	111	134
Rd	94	70	244	268
Fp	147	147	147	147
deltaRaFby (%)	1,007721667	1,00772167	1,007722	1,007722
deltaRbFby (%)	1,007721667	1,00772167	1,007722	1,007722
deltaRdFby (%)	1,007721667	1,00772167	1,007722	1,007722
deltaFpFby (%)	1,007721667	1,00772167	1,007722	1,007722

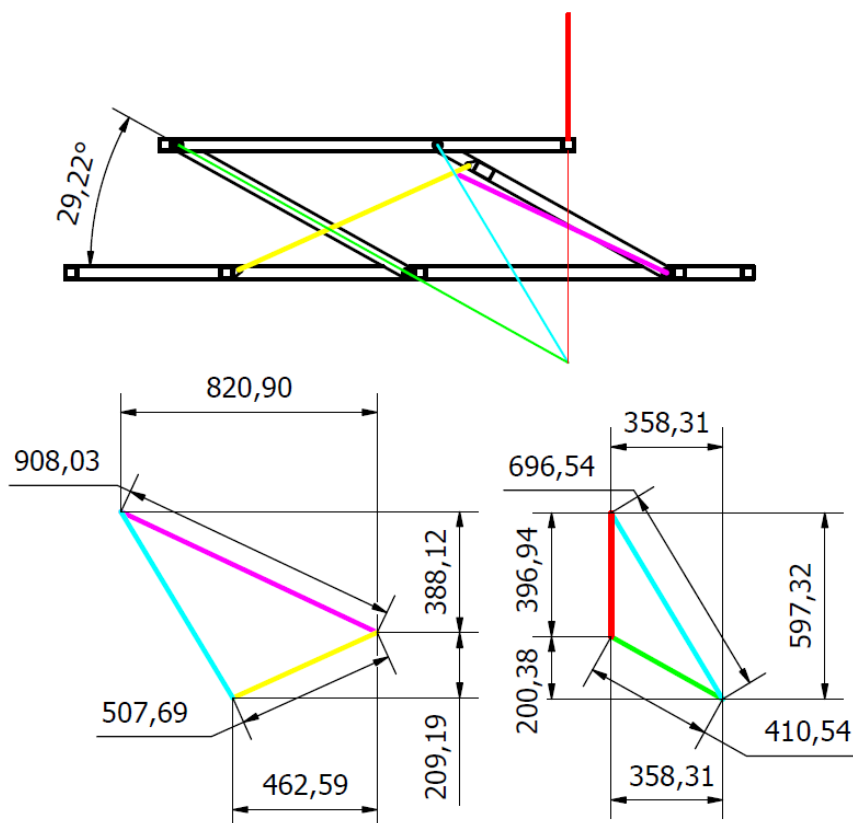
Z tab.6,7 jde vidět, že všechny výsledky Delta(Fby) vyšly 1,01%, nejvyšší výsledek Delta(Fbx) je 0,23% a proto budu volit $c_3=1,02$.

Zohlednění porovnání výsledku rovnic s grafickou metodou

Jelikož rovnice statické rovnováhy (RSR) jsou obecně citlivé pro případ velikých normálových sil, bylo vytvořeno porovnání výsledků z počítání s RSR s výsledky grafické metody viz.obr.22. Hodnoty na obr.22 jsou zkrácené měřítkem 10:1 kvůli lepší přehlednosti. Poměr mezi těmito metodami bude identifikován jako deltaF(i), z kterého zvolí následně koeficient c_4 . Jako u předešlých případů, počítám pouze s pozicemi síly 2 zleva a 2 zprava.

Tabulka 8 Síly a hodnoty delta při porovnání s grafickou metodou

Hodnoty delta(x)při sklopení $\alpha_1=9,594^\circ$ [%]				
c (0-1249mm)	1	2	15	16
		0	83,2666667	1165,733
Ragraf	238,158	214,266	96,333	120,227
Rbgraf	234,827	211,306	110,137	132,743
Rdgrad	87,446	63,71	247,61	271,49
Fpgraf	152,173	152,173	152,173	152,173
deltaRA	0,00	0,00	0,00	0,00
deltaRB	0,00	0,00	0,00	0,00
deltaRD	-6,25	-8,28	2,51	2,29
deltaFP	4,34	4,34	4,34	4,34



Obrázek 22 Příklad grafické metody

Z tab.8 jde vidět, že nejvyšší výsledek je pro $\Delta(FP)$ je 4,34% a proto budu volit $c_4=1,05$.

3.6 Kompletní výpočet sil v reakcích

Po zvážení všech proměnných $c_{(i)}$ se vracím zpět k prvním výpočtům s tím že se jimi přenásobí zatížení od vozidla viz. tab.10. V tab.9 je vidět výčet všech použitých koeficientů. Na obr.23 je vynesena graf vypočtených sil v reakcích, kde jsem vztyčil orientační čáry v hodnotách 200 a 1000. Jelikož mezi nimi jsou obecně nejnižší síly v reakcích, proto se potenciálnímu zákazníkovi doporučí umístit těžiště vozidla mezi tyto čáry.

Tabulka 9 Shrnutí všech koeficientů

c(i)	
c	1,1
c1	1,3
c2	1,02
c3	1,02
c4	1,05

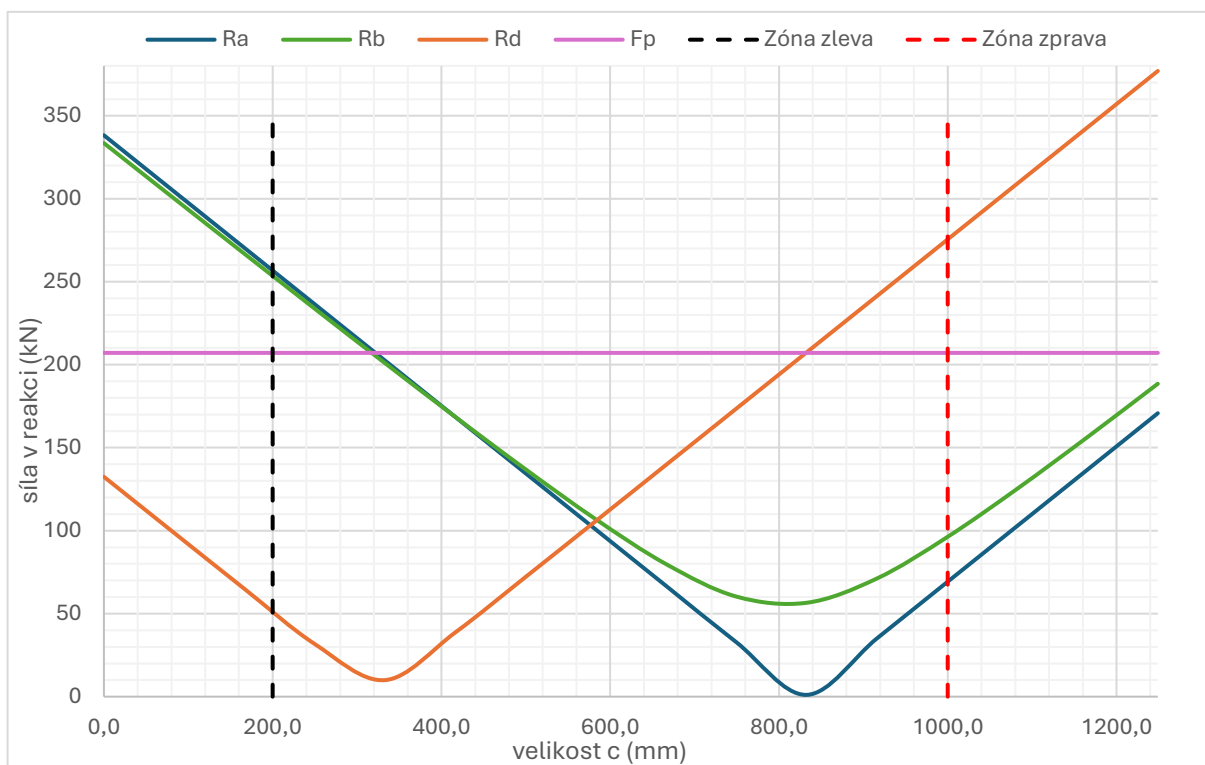
Kompletní zatížení od vozidla se spočítá:

$$G = m_g \cdot (g + a) \cdot \prod c_i \tag{28}$$

$$G = 3500 \cdot (9,81 + 0,5) \cdot 1,1 \cdot 1,3 \cdot 1,02 \cdot 1,02 \cdot 1,05 = 56370,6 \text{ N}$$

Tabulka 10 Velikost reakcí při kompletním zatížení v závislosti na parametru c

Hodnoty sil při sklopení alfa1=9,594° [kN] po přenásobení koeficienty																
c (0-1249mm)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	0	83,3	167	250	333	416	500	583	666	749	833	916	999	1082	1166	1249
Ray	56	51	45	39	34	28	22	17	11	5	0	-6	-11	-17	-23	-28
Rby	0	6	11	17	23	28	34	40	45	51	57	62	68	74	79	85
Rax	333	300	267	233	200	166	133	99	66	32	-1	-35	-68	-101	-135	-168
Rbx	-333	-300	-267	-233	-200	-166	-133	-99	-66	-32	1	35	68	101	135	168
Fpx	205	205	205	205	205	205	205	205	205	205	205	205	205	205	205	205
Fpy	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31
Rdy	-31	-26	-20	-14	-9	-3	3	8	14	20	25	31	37	42	48	54
Rdx	-129	-95	-62	-28	5	39	72	105	139	172	206	239	273	306	340	373
Ra	338	304	270	236	203	169	135	101	67	33	1	35	69	103	137	171
Rb	333	300	267	234	201	169	137	107	80	60	57	71	96	125	156	189
Rd	132	99	65	32	10	39	72	106	140	173	207	241	275	309	343	377
Fp	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207



Obrázek 23 Graf závislosti reakcí při kompletním zatížení na parametru c

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVEDÁKU

Při navrhování všech členů se postupuje v zájmu maximální bezpečnosti. To mimo jiné znamená taky to, že při zhroucení jedné součásti (může se stát, že praskne jeden čep, nebo neopatrný dělník s vysokozdvihným vozíkem nedopatřením urazí jednu nohu apod.) nedojede ke zhroucení celého zvedáku. Takže i přes to, že zvedák má dvě zvedací plošiny a každá plošina dvě nohy, příslušné namáhání musí zvládnout snést jedna.

U výpočtů používám tyto symboly:

RA, RB, RC, RD, FP = reakční síly s příslušných bodech

G = zatížení od vozidla

N, T, Moz = výsledné vnitřní účinky jednotlivých členů

φ = úhel mezi silou RD a členem 3 při poloze $c = 0$

φ_2 = úhel mezi silou RD a členem 3 při poloze $c = 1249$

ε = úhel mezi silou RB a členem 3 při poloze $c = 1249$

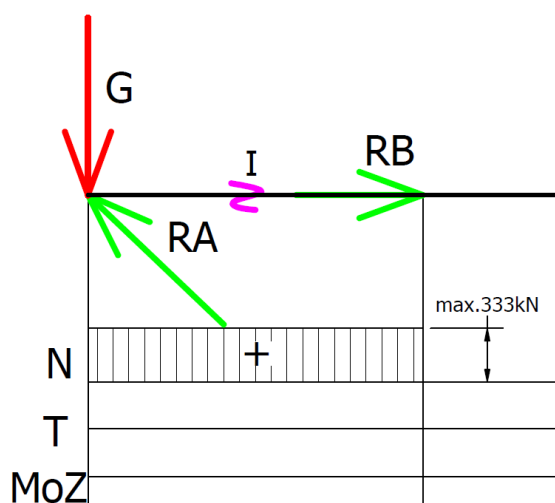
4.1 Konstrukční návrh jednotlivých členů

Nejprve je potřeba určit výsledné vnitřní účinky (VVÚ) jednotlivých členů (obr.25,30), z nich se vypočítají napětí viz. obr.25-34. Když jsou známa napětí, proběhne návrh průřezů jednotlivých prutů. Členy se kontrolují opět jen v nejnižší poloze zvedáku a pro zatížení od vozidla umístěné úplně v obou okrajích.

4.1.1 VVÚ Členu 2



Obrázek 24 Člen 2

Zatížení $c=0$ mmObrázek 25 Uvolněný člen 2 v poloze zatížení $c=0$

Řez I:

$$X1 \in \langle 0 - 830 \rangle$$

$$\sum F_x = 0 \quad (29)$$

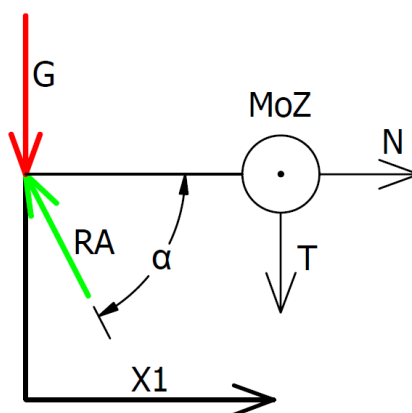
$$N - RA_x = 0 \Rightarrow N = 333,0 \text{ kN}$$

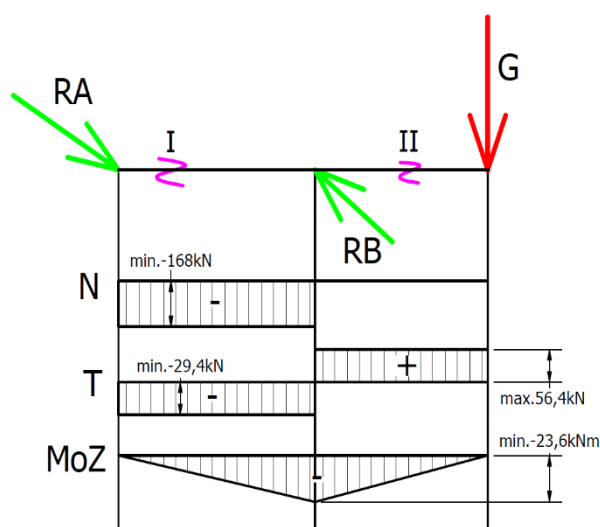
$$\sum F_y = 0 \quad (30)$$

$$RA_y - G - T = 0 \Rightarrow T = 0$$

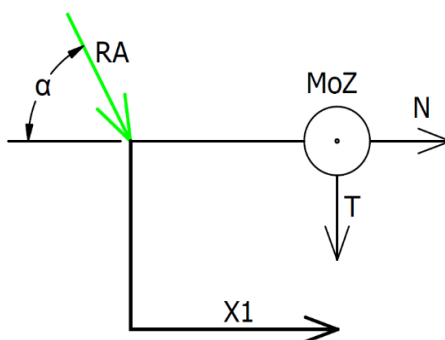
$$\sum M_{zA} = 0 \quad (31)$$

$$MoZ + G \cdot X1 - RA_y \cdot X1 = 0 \Rightarrow MoZ = 0$$

Obrázek 26 Řez I členu 2 v poloze zatížení $c=0$

Zatížení $c=1249$ mmObrázek 27 Uvolněný člen 2 v poloze zatížení $c=1249$, + zobrazené VVÚ

Řez I:

Obrázek 28 Řez I členu 2 v poloze zatížení $c=1249$

$$X1 \in \langle 0 - 830 \rangle$$

$$\sum F_x = 0 \tag{32}$$

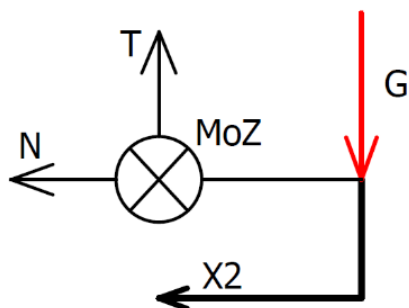
$$N + RA_x = 0 \Rightarrow N = -168,5 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \tag{33}$$

$$RA_y + T = 0 \Rightarrow T = -29,4 \text{ kN}$$

$$\sum M_{zA} = 0 \tag{34}$$

$$Moz + RA_y \cdot X1 = 0 \Rightarrow Moz = -23,6 \text{ kNm}$$

Obrázek 29 Řez členu 2 v poloze zatížení $c=0$

Řez II:

$$X2 \in \langle 0 - 419 \rangle$$

$$\sum F_x = 0 \tag{35}$$

$$-N = 0 \Rightarrow N=0$$

$$\sum F_y = 0 \tag{36}$$

$$T - G = 0 \Rightarrow T=56,4 \text{ kN}$$

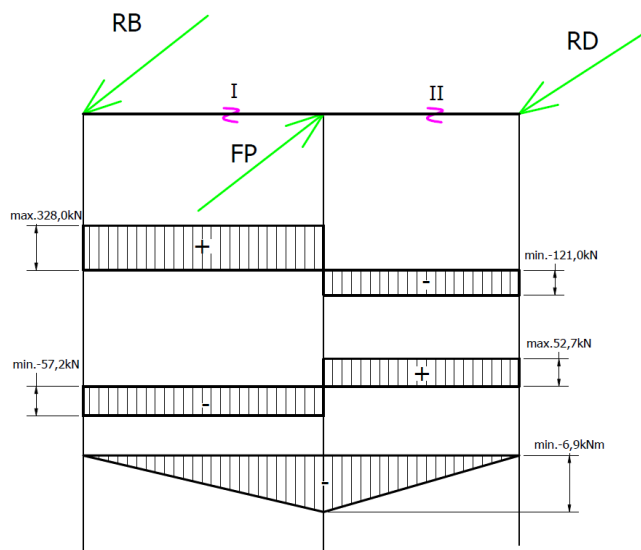
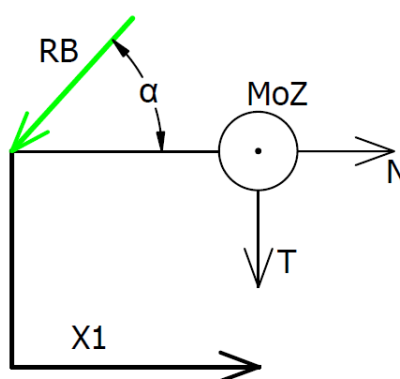
$$\sum M_{zA} = 0 \tag{37}$$

$$-G \cdot X2 - Moz = 0 \Rightarrow Moz=-23,6 \text{ kNm}$$

4.1.2 VVÚ Členu 3



Obrázek 30 Člen 3

Zatížení $c=0$ mmObrázek 31 Uvolněný člen 3 v poloze zatížení $c=0$, + zobrazené VVÚObrázek 32 Řez I členu 3 v poloze zatížení $c=0$ **Řez I:**

$$X1 \in \langle 0 - 120 \rangle$$

$$\sum F_x = 0 \tag{38}$$

$$N + RB \cdot \cos \alpha = 0 \Rightarrow N = 328,1 \text{ kN}$$

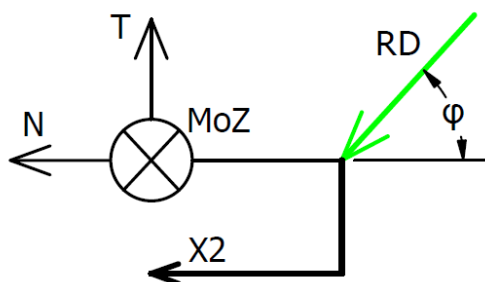
$$\sum F_y = 0 \tag{39}$$

$$-RB \cdot \sin \alpha - T = 0 \Rightarrow T = -57,2 \text{ kN}$$

$$\sum M_{zA} = 0 \tag{40}$$

$$Moz + RB \cdot \sin \alpha \cdot X1 = 0 \Rightarrow Moz = 6,90 \text{ kNm}$$

Řez II:

Obrázek 33 Řez II členu 3 v poloze zatížení $c=0$

$$X2 \in \langle 0 - 720 \rangle$$

$$\sum F_x = 0 \quad (41)$$

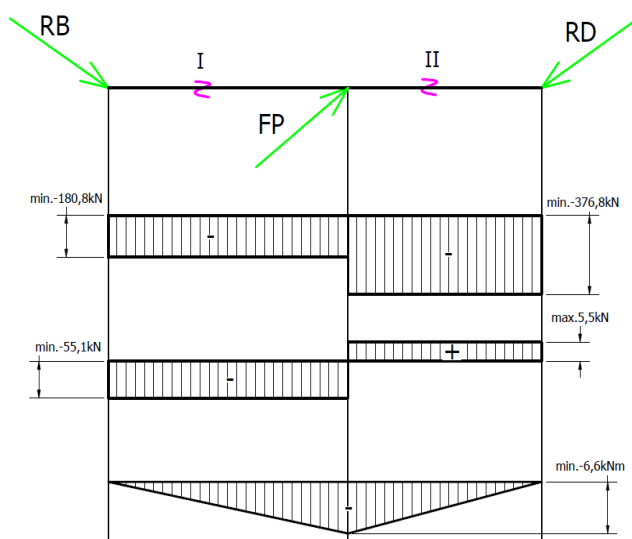
$$-N - RD \cdot \cos \varphi = 0 \Rightarrow N = -121,0 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \quad (42)$$

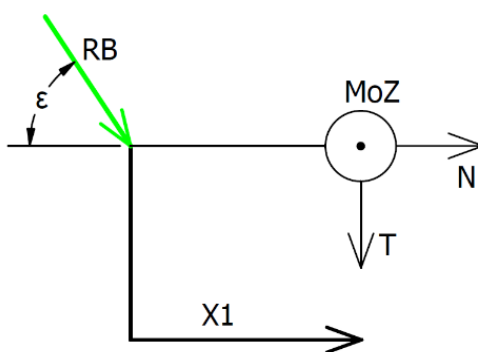
$$-RD \cdot \sin \varphi + T = 0 \Rightarrow T = 52,7 \text{ kN}$$

$$\sum M_{zA} = 0 \quad (43)$$

$$-RD \cdot \sin \varphi \cdot X2 - Moz = 0 \Rightarrow Moz = 6,90 \text{ kNm}$$

Zatížení $c=1249 \text{ mm}$ Obrázek 34 Uvolněný člen 3 v poloze zatížení $c=1249$ + zobrazené VVÚ

Řez I:

Obrázek 35 Řez I členu 2 v poloze zatížení $c=1249$

$$X1 \in \langle 0 - 120 \rangle$$

$$\sum F_x = 0 \quad (44)$$

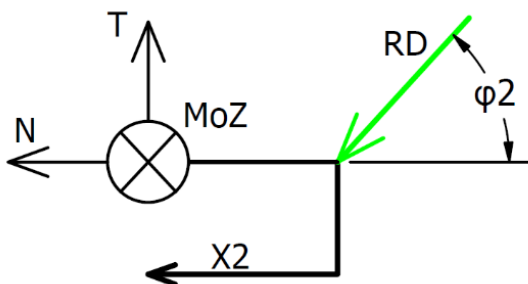
$$N + RB \cdot \cos \varepsilon = 0 \Rightarrow N = -180,8 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \quad (45)$$

$$-RB \cdot \sin \varepsilon - T = 0 \Rightarrow T = -55,1 \text{ kN}$$

$$\sum M_{ZA} = 0 \quad (46)$$

$$Moz + RB \cdot \sin \varepsilon \cdot X1 = 0 \Rightarrow Moz = 6,63 \text{ kNm}$$

Obrázek 36 Řez II členu 2 v poloze zatížení $c=1249$

Řez II:

$$X1 \in \langle 0 - 720 \rangle$$

$$\sum F_x = 0 \quad (47)$$

$$-N - RD \cdot \cos \varphi 2 = 0 \Rightarrow N = -376,8 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (48)$$

$$-RD \cdot \sin \varphi_2 + T = 0 \Rightarrow T = 5,5 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_{zA} = 0 \quad (49)$$

$$-RD \cdot \sin \varphi_2 \cdot X_2 - M_{oz} = 0 \Rightarrow M_{oz} = 6,63 \text{ kNm}$$

4.1.3 Předběžný výpočet napětí

Pro výpočet napětí je potřeba znát průřez součásti, proto je zde uvažován dutý čtvercový profil 80x80x5 pro člen 2 a dutý obdélníkový 80x60x5 pro člen 3. Jedná se jen o orientační výsledky, které napoví, jaké řádově napětí se zde vyskytuje. Jakožto běžný materiál těchto tyčí se používá S355J2 s mezí pevnosti $Re = 355 \text{ MPa}$.

Podle normy ČSN EN 1993-1-1 se vypočítá dovolené napětí v nosniku: [3]

$$\sigma_{Ed} = 0,8 \cdot Re = 284 \text{ MPa} \quad (50)$$

Jednotlivé napětí se vypočítají:

$$\sigma_{(i)\text{normalove}} = \frac{N_{(i)}}{S_{(i)}} \quad (51)$$

$$\tau_{(i)\text{tecne}} = \frac{T_{(i)}}{S_{(i)}} \quad (52)$$

$$\sigma_{(i)\text{ohybove}} = \frac{M_{oz(i)}}{\frac{I_{(ii)}}{e_{(i)}}} \quad (53)$$

$$\sigma_{(i)\text{red}} = \sqrt{(\sigma_{(i)\text{normalove}} + \sigma_{(i)\text{ohybove}})^2 + 3 \cdot (\alpha_B \cdot \tau_{(i)\text{tecne}})^2} \quad (54)$$

kde:

σ_{Ed} = Návrhové napětí

$\sigma_{(i)\text{normalove}}$ = Normálové napětí

$\tau_{(i)\text{tecne}}$ = Tečné napětí

$\sigma_{(i)\text{ohybove}}$ = Ohybové napětí

$\sigma_{(i)\text{red}}$ = Redukované napětí

$N_{(i)}$ = Působící síla v normálovém směru

$T_{(i)}$ = Působící síla v tečném směru

$S_{(i)}$ = Plocha konkrétního průřezu

$M_{oz(i)} =$ Působící ohybový moment

$I_{(ii)} =$ Kvadratický moment konkrétního průřezu

$e_{(i)} =$ vzdálenost krajního vlákna od osy

Tabulka 11 Předběžná napětí členu 2

Předběžné hodnoty napětí v členu 3 [MPa]		
Vzdálenost c	0 mm	1249 mm
$\sigma_{(i)}$ normalove	265,4	-304,9
$\tau_{(i)}$ tecne	-46,3	-44,6
$\sigma_{(i)}$ ohybove	214	-204,7
$\sigma_{(i)}$ redukovane	486	515,4

Tabulka 12 Předběžná napětí v členu 3

Předběžné hodnoty napětí v členu 2 [MPa]		
Vzdálenost c	0 mm	1249 mm
$\sigma_{(i)}$ normalove	231,9	-117,3
$\tau_{(i)}$ tecne	0	39,3
$\sigma_{(i)}$ ohybove	0	-593,9
$\sigma_{(i)}$ redukovane	231,9	714,5

Jelikož napětí je příliš veliké, je nutné udělat patřičné změny v konstrukci a v omezení používání zvedáku.

Změny:

- Zvětšení průřezů a volba obdélníkového místo čtvercového
- Změna min. výšky zvedáku na 200 mm
- Zmenšení ohybových momentů => zkrácení plošiny, posunutí umístění pístu => zmenšení parametrů $c=1050\text{mm}$, $n=80\text{mm}$
- Prikázání umístění zatížení jen do vyznačené oblasti mezi ložiska viz.obr.14 => zanedbání koeficientu c_1

4.1.4 Návrh členu 2 – Vrchní plošina

Jelikož se zmenšilo rameno b natolik, že maximální ohybový moment nyní není při umístění zatížení ve vazbě, nýbrž ve vzdálenosti $c=415\text{mm}$, tudíž se musí prošetřit i napětí v tomto umístění síly viz. tab.13. Jakožto průřez je zvolen obdélníkový dutý profil 120x60x5.

Tabulka 13 Výsledná napětí v členu 2

Výsledné hodnoty napětí v členu 2 [MPa]			
Vzdálenost c	0 mm	415 mm	1090 mm
$\sigma_{(i)normalove}$	211	105	-66
$\tau_{(i)tecne}$	0	31	25
$\sigma_{(i)ohybove}$	0	157	-196
$\sigma_{(i)redukovane}$	211	268	266

Všechny hodnoty napětí vyšly menší než maximální dovolené 284 MPa. Ještě je třeba zkontrolovat na vzpěr hodnotu $c=1090$ mm, jelikož normálové napětí je záporné.

U kontroly na vzpěr používám tyto symboly:

λ = štíhlostní poměr prutu

l = délka členu

I_{zz} = kvadratický moment průřezu kolem slabší osy

S = plocha průřezu

r = poloměr setrvačnosti

F_{kr} = síla způsobující vzpěr prutu

E = modul pružnosti (pro ocel $210 \cdot 10^9$ Pa)

M_{kr} = moment způsobující vzpěr prutu

k = iterační součinitel (pro dvoukloubové mechanismy se uvažuje 1)

C_1 = součinitel závislosti na zatížení (typicky 1-1,2 => volím 1,2)

Výpočet štíhlosti:

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{I_{zz}}{S}}} = \frac{830}{\sqrt{\frac{9,599 \cdot 10^5}{1680}}} = 34,7 \quad (55)$$

Podle eurokódu 3 se pro hodnoty $\lambda > 30$ musí prošetřit kritická síla způsobující vzpěr prutu.

Výpočet kritické síly:

$$F_{kr} = \pi^2 \cdot E \cdot \frac{I_{zz}}{l^2} = \pi^2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \frac{9,599 \cdot 10^{-7}}{830 \cdot 10^{-3}} = 2,88 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (56)$$

Kritická síla je násobně větší, než působící => kontrola na vzpěr vyhovuje

4.1.5 Návrh členu 3 – Noha poháněná

Průřez je volen jako u členu 2, ale je orientován naplacato => zvýšení torzní tuhosti a stability při zvedání + snížení tlaku pod ložiskem, nicméně je ohybově méně odolný než při orientaci na výšku.

Tabulka 14 Výsledné hodnoty napětí v členu 3

Výsledné hodnoty napětí v členu 3 [MPa]		
Vzdálenost c	0 mm	1090
$\sigma_{(i)normalove}$	187,4	-195
$\tau_{(i)tecne}$	-25,6	-25,6
$\sigma_{(i)ohybove}$	-89,7	-89,7
$\sigma_{(i)redukovane}$	282	290

Napětí u vzdálenosti $c=0$ vyhovuje, naopak při vzdálenosti $c=1090$ napětí už přesahuje napětí dovolené. Tento výsledek však považuji za vyhovující, neboť výrazně nepřekračuje stanovené meze a vzhledem k tomu, že bylo ve všech předchozích případech použito nejkonzervativnějšího přístupu, zde považuji za přijatelné určitou míru tolerance. Každopádně i zde se musí provést kontrola na vzpěr pro variantu zatížení $c=1090$ mm, a to dokonce i s ohledem na působící moment.

Výpočet štíhlosti:

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{I_{zz}}{S}}} = \frac{840}{\sqrt{\frac{9,599 \cdot 10^5}{1680}}} = 35,14 \quad (57)$$

Podle eurokódu 3 se pro hodnoty $\lambda > 30$ musí prošetřit na vzpěr s kombinovaným účinkem.

Musí platit rovnice:

$$\frac{F}{F_{kr}} + \frac{M}{M_{kr}} \cdot k \leq 1 \quad (58)$$

Výpočet kritické síly:

$$F_{kr} = \pi^2 \cdot E \cdot \frac{I_{zz}}{l^2} = \pi^2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \frac{9,599 \cdot 10^{-7}}{840 \cdot 10^{-3}} = 2,82 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (59)$$

Výpočet kritického momentu:

$$M_{kr} = C_1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{zz}}{\left(\frac{l}{r}\right)^2} = 1,2 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 9,599 \cdot 10^{-7}}{\left(\frac{840}{23,9}\right)^2} = 19332,2 \text{ Nm} \quad (60)$$

Ověření původní rovnice:

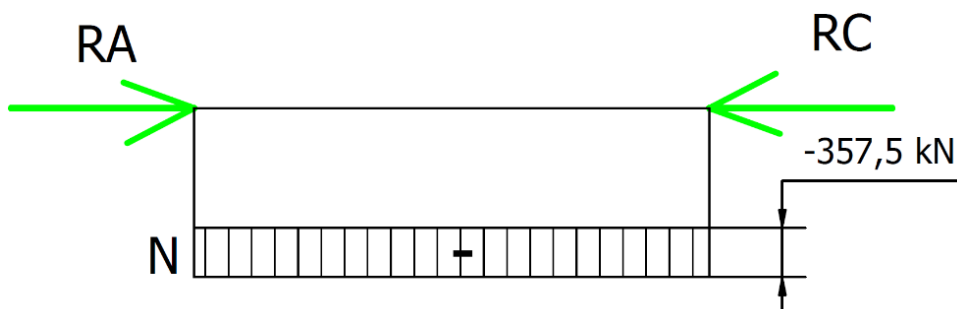
$$\frac{F}{F_{kr}} + \frac{M}{M_{kr}} \cdot k \leq 1 \Rightarrow 0,315 \leq 1 \quad \text{Kontrola na vzpěr vyhovuje}$$

4.1.6 Návrh členu 4 – Noha nosná

Konstrukce je až na úchytky pro hydromotor naprosto stejná jako u členu 3 viz. obr.37 pro ulehčení logistiky při výrobě. Vyskytují se zde pouze normálové napětí. Kontrola na vzpěr se provede pouze jako porovnání síly působící na nohu s F_{krit} z výpočtu u členu 3. Kontrolují pouze pozici $c=0$ při které vzniká nejvyšší normálové napětí viz. obr.38.



Obrázek 37 člen 4

Výpočet normálové síly:Obrázek 38 Uvolněný člen 4 v poloze zatížení $c=0$ + zobrazené VVÚ

$$\sum F_x = 0 \tag{61}$$

$$-N - RA = 0 \Rightarrow N = -RA = -376,8 \text{ kN}$$

Výpočet napětí v noze:

$$\sigma_{normalove} = \frac{N}{S} = \frac{-376,8 \cdot 10^3}{1680 \cdot 10^{-6}} = 212,8 \text{ MPa} < \sigma_{Ed} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (62)$$

Kontrola na vzpěr:

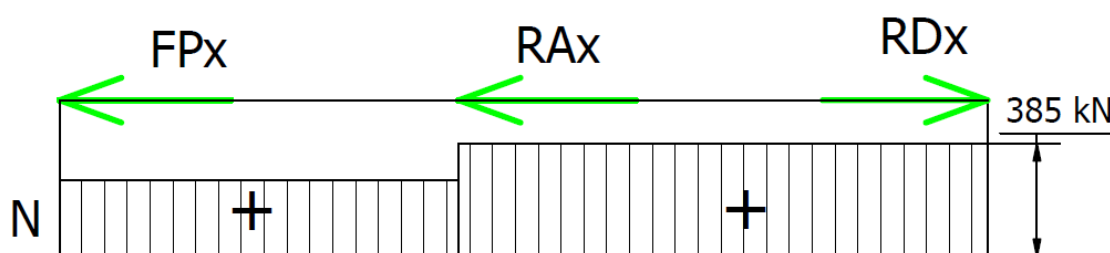
$$F_{krit} > N \Rightarrow 2,82 \cdot 10^6 > 0,38 \cdot 10^6 \text{ Vyhovuje na vzpěr} \quad (63)$$

4.1.7 Návrh členu 1 – Základní rám

Rám viz.obr.39 je namáhán pouze normálovou silou, jelikož se tečné síly, které by způsobily ohybový moment, opřou do podlahy. Z toho důvodu je vhodné použít čtvercový profil, který bude prostorově skladnější. Kontroluji pouze pozici $c=1090$ při které vzniká nejvyšší normálové napětí viz. obr.40. Napětí jsou kladná, proto není třeba kontrola na vzpěr.



Obrázek 39 člen 1



Obrázek 40 Uvolněný člen 1 v poloze zatížení $c=1090$ + zobrazené VWÚ

Výpočet normálové síly:

$$\sum F_x = 0 \quad (64)$$

$$-N + RDx = 0 \Rightarrow N = RDx = 385 \text{ kN}$$

Výpočet průřezu:

$$S_{min} = \frac{N_{max}}{\sigma_{ed}} = \frac{385000}{284} = 1355,6 \text{ mm}^2 \quad (65)$$

Nejbližší vyšší hodnota průřezu je pro čtvercový dutý profil 80x80x5 kde $S=1436 \text{ mm}^2$.

4.2 Návrh loží

Materiál pro pouzdro byl volen S355 z důvodu nutné svařitelnosti, pro čep C45 (nekalený) pro dobrou tvrdost za rozumnou cenovku. Průměr ložní tyče se určí výpočtem na otlačení. Po návrhu průměru je nutné provést kontrolu na stříh.



Obrázek 41 Návrh loží- vyobrazení střížných ploch

Návrh průměru čepu:

Pár: C45 (tvrdší čep) – S355 (měkčí pouzdro), pohyblivé uložení, očekávané občasné mazání. Tabulková hodnota pro výpočtový tlak podle strojírenské příručky svazek 5 je $p_{ed} = 80 \text{ MPa}$ [24]:

$$d_{čepu} = \frac{Rd2}{p_{ed} \cdot l_{uložení}} = \frac{386952}{80 \cdot 130} = 37,2 \text{ mm} \quad (66)$$

Kontrola na stříh

Bude volen Ø40mm. Jedná se o dvojstřížný čep viz.obr.41. Ložní tyče budou z materiálu C45 s mezí kluzu $Re_{tyče} = 390 \text{ MPa}$.

Podle normy ČSN EN 1993-1-1 se vypočítá dovolené napětí v nosniku: [3]

$$\tau_{Ed} = \frac{Re_{tyče}}{\sqrt{3}} = \frac{390}{\sqrt{3}} = 225,2 \text{ MPa} \quad (67)$$

Velikost střížného napětí:

$$\tau = \frac{Rd2}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{čepu}}^2}{4}} = \frac{2 \cdot 386952}{\pi \cdot 40^2} = 154 \text{ MPa} < \tau_{Ed} \Rightarrow \text{vyhovuje na stříh} \quad (68)$$

Kde:

τ_{Ed} = Návrhové smykové napětí

p_{ed} = Návrhový tlak

$D_{\text{čepu}}$ = Průměr čepu

$l_{\text{uložení}}$ = délka čepu

Pro výběr čepu bude použit polotovár kr40 h9 ČSN 426510.12 (tzv. hlazenka). Jelikož už od výroby má požadovanou toleranci, nemusí se povrch dále obrábět. Naopak pouzdro bude vyrobené z netolerovaného kruhového polotovaru, do kterého se vyvrtá a následně vystruží průměr Ø40 H8.

4.3 Výběr hydromotoru

Ze silového rozboru se zjistila reakce FP, což je síla v pístu.

$FP = 274 \text{ kN} = \text{Potřebná síla hydromotoru}$

Dle tab.15 ze stránek firmy Hydropress si jakožto nejvhodnější hydromotor vybírám válec Ø125mm s pracovním tlakem 20MPa viz.obr.42.

Tabulka 15 Katalog pro výběr hydromotoru firmy Hydropress [21]

TABULKA SIL HYDROMOTOROV					Hodnoty sil sú v kN pri účinnosti hydromotora 0,95				
valec ØD	VÝSUVNÁ SILA PRI TLAKU MÉDIA				piestnica Ød	VRATNÁ SILA PRI TLAKU MÉDIA			
	12 MPa	16 MPa	20MPa	25MPa		12 MPa	16 MPa	20MPa	25MPa
32	9.2	12.2	15.3	19.1	18	6.3	8.4	10.5	13.1
					22	4.8	6.4	8.1	10.1
40	14.3	19.1	23.9	29.8	22	10.0	13.3	16.7	20.8
					25	8.7	11.6	14.6	18.2
					28	7.3	9.7	12.2	15.2
					25	16.8	22.4	28.0	35.0
50	22.4	29.8	37.3	46.6	28	15.4	20.5	25.6	32.0
					32	13.2	17.6	22.0	27.5
					32	26.4	35.2	44.0	54.9
					36	23.9	31.9	39.9	49.9
63	35.5	47.4	59.2	74.1	40	21.2	28.3	35.4	44.2
					36	32.3	43.0	53.8	67.2
					40	29.5	39.4	49.2	61.6
					45	25.7	34.3	42.9	53.7
80	57.3	76.4	95.5	119.4	40	43.0	57.3	71.6	89.6
					45	39.2	52.2	65.3	81.6
					50	34.9	46.6	58.2	72.8
					45	54.4	72.5	90.7	113.3
90	72.5	96.7	120.9	151.1	50	50.1	66.9	83.6	104.5
					55	45.4	60.6	75.7	94.7
					50	67.2	89.5	111.9	139.9
					55	62.5	83.3	104.1	130.1
100	89.5	119.4	149.2	186.5	63	54.0	72.0	90.0	112.5
					63	81.3	108.4	135.4	169.3
					55	81.3	108.4	135.4	169.3
					63	72.8	97.1	121.4	151.7
110	108.4	144.5	180.6	225.7	70	64.5	86.0	107.5	134.3
					63	104.4	139.2	174.0	217.5
					70	96.0	128.0	160.0	200.1
					80	82.6	110.1	137.7	172.1
125	133.9	186.5	233.19	291.5	70	131.6	175.5	219.4	274.2
					80	118.2	157.6	197.0	246.3
					70	131.6	175.5	219.4	274.2
					80	118.2	157.6	197.0	246.3
140	175.5	234.0	292.52	365.6	90	103.0	137.3	171.6	214.5

Ačkoliv by to měl výrobce garantovat, pro jistotu byla provedena kontrola na vzpěr:

Výpočet štíhlosti:

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{I_{zz}}{S}}} = \frac{840}{\sqrt{\frac{3,07 \cdot 10^5}{1963}}} = 67,2 \quad (69)$$

Podle eurokódu 3 se pro hodnoty $\lambda > 30$ musí prošetřit kritická síla způsobující vzpěr prutu.

Výpočet kritické síly:

$$F_{kr} = \pi^2 \cdot E \cdot \frac{I_{zz}}{l^2} = \pi^2 \cdot 210 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,07 \cdot 10^{-7}}{840^{-3}} = 9,012 \cdot 10^5 \text{ N} > 149200 \text{ N} \quad (70)$$

Kritická síla je násobně větší, než působící => kontrola na vzpěr vyhovuje



Obrázek 42 hydromotor 100/50/840 firmy Hydropress [21]

4.4 Výběr hydrogenerátoru

Jakožto hydrogenerátor byl zvolen Hydraulický agregát firmy BASEKO s pracovním tlakem právě 20MPa viz.obr.43. Zabudované zubové čerpadlo pohání 0,75kW asynchronní elektromotor. Obsahuje potřebné hydraulické komponenty jako např. rozvodový blok, škrtkové a pojistné ventily, nádrž, sací filtry atd.

Čerpadlo má průtok 2,5 l/min, tak se zjistí celková doba zdvihu do horní úvratě:

$$t = \frac{V}{v_p} = \frac{\frac{\pi \cdot D_{v\acute{a}lce}^2}{4} \cdot z_p}{v_p} = \frac{\frac{\pi \cdot 100^2}{4} \cdot 480}{2,5} = 1,508 \text{ min}$$

(72)

Kde:

$D_{v\acute{a}lce}$ = vnitřní průměr pístu

V = vnitřní objem válce

z_p = použitelný zdvih pístu (480mm)

v_p = objemový průtok čerpadla



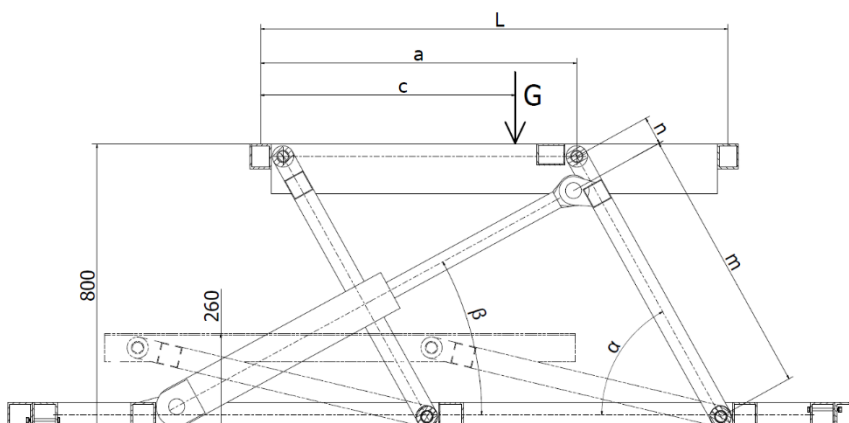
Obrázek 43 Hydraulický agregát [22]

4.5 Zpětné přepočítání

Ačkoliv bylo děláno všechno pro to, aby bylo dodrženo původní zadání, nebylo možné splnit hodnotu zdvihu ve sklopeném stavu 200mm. Jelikož součásti by do sebe kolidovaly, a úhly λ a β by byly velice malé a tím pádem by nebyly splněny podmínky napětích. Proto při současné konfiguraci nejnižší hodnota zdvihu ve sklopeném stavu, tak aby součásti nekolidovaly, je **260mm** viz.obr.44.

Jelikož se hodnoty, se kterými bylo počítáno, ještě změnilo. Je nutné provést ještě pro kontrolu znovu všechny výpočty s konečnými rozměry. Ve chvíli, kdy napětí bude mít velkou rezervu, nebo naopak nebude dostatočovat, bude zvolen jiná průřez komponenty.

Bylo provedeno několik iterací výpočtů, nicméně zde vypíšu až finální verzi z důvodu lepší přehlednosti práce. Postup výpočtů je identický jako v kapitolách 4.1-4.4.



Obrázek 44 Schéma změněných výpočtových parametrů

Zde je výčet změněných parametrů oproti původní iteraci:

L: 1090 mm => 1320 mm

n: 80 mm => 65 mm

m: 760 mm => 775 mm

 α : 6,97°=> 12,72° β : 3,59°=> 7,49°**4.5.1 Člen 2**Finální průřez: **140x80x6**

Výsledné hodnoty napětí v členu 2 [MPa]			
Vzdálenost c	0 mm	415 mm	1320 mm
$\sigma_{(i)normalove}$	80,1	40	-47,3
$\tau_{(i)tecne}$	0	24,4	18,1
$\sigma_{(i)ohybove}$	0	105,6	-218,6
$\sigma_{(i)redukovane}$	80,1	151,6	266

4.5.2 Člen 3Finální průřez: **100x60x5**

Výsledné hodnoty napětí v členu 3 [MPa]		
Vzdálenost c	0 mm	1090
$\sigma_{(i)normalove}$	130,2	-180,5
$\tau_{(i)tecne}$	-29,4	-29,4
$\sigma_{(i)ohybove}$	-85,1	-85,1
$\sigma_{(i)redukovane}$	221	270,5

4.5.3 Člen 4

Průřez stejný jako u členu 3

Kontrola napětí

$$\sigma_{normalove} = 136,8 \text{ MPa} < \sigma_{Ed} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

4.5.4 Člen 1

Výpočet průřezu:

$$S_{min} = 897,9 \text{ mm}^2$$

Nejbližší vyšší hodnota průřezu je pro čtvercový dutý profil 70x70x5.

4.5.5 Návrh loží

Stejně => $D_{\text{čepu}} => \text{Ø}40$

4.5.6 Volba hydromotoru

$FP = 143 \text{ kN} = \text{Potřebná síla hydromotoru}$

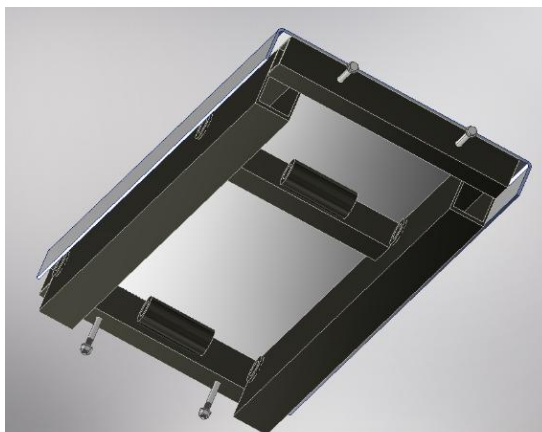
Hydromotor byl znovu volen z tab.15 a to konkrétně s vnitřním průměru 100 a tlaku média 20 MPa. Konkrétní označení je: 100/50/500 U45

4.6 Ostatní konstrukční prvky

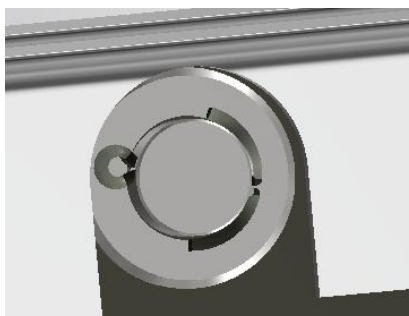
Dále jsou použity konstrukční prvky, u kterých nebyl proveden z časových důvodů výpočet, nicméně se očekává, že v jejich podobě budou vyhovovat na zatížení.

4.6.1 Vrchní plechy

Na vyplnění prostoru v členu 2 - horní plošina budou použity vrchní plechy, které umožní bezproblémové přejetí vozidla přes zvedák viz.obr.45. Kromě toho taky zvýší celkovou pevnost a odolnost v ohybu členu 2. Přichycené budou pomocí svarů z vnitřní strany členu 2. Plech byl volen tloušťky 6 mm z materiálu 11373. Obdobné plechy jsou přivařeny i na najížděcích rampách. Pro umožnění montáže a případné demontáže čepů jsou do plechu implementovány otvory viz.obr.44.



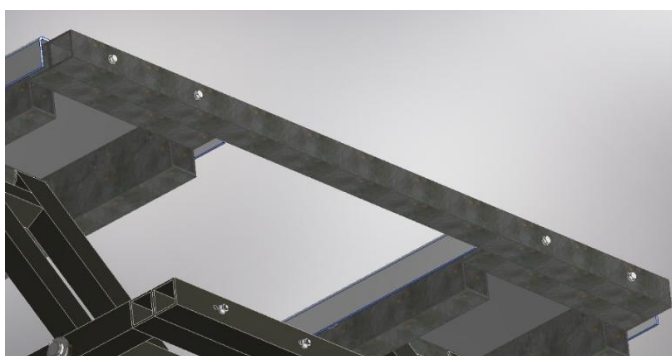
Obrázek 45 Použití plechu jako vrchní plocha plošiny



Obrázek 46 Montážní otvory v plechu

4.6.2 Stabilizační tyče

Z důvodu zvýšení bezpečnosti při zvedání byl zvedák osazen stabilizačními tyčemi, které zvyšují celkovou tuhost zvedáku. Kromě toho budou sloužit také jako vyrovnávání rozdílných působících sil od hydromotorů, což umožní simultánní zvedání obou plošin. Tyče jsou ze čtvercových dutých profilů 70x70x5 a budou přichyceny k členu 2 pomocí dvou šroubů M12 přes podložku na každé plošině. Na přední straně zvedáku je tyč přichycena vedle příčnicku viz.obr.47 nicméně na zadní straně musí být uchycena pod příčník viz.obr.48 z důvodu případné kolize s ostatními členy. Naprosto totožné tyče jsou montovány i na základní rám viz.obr.49. Zde jsou ovšem z důvodu stanovení celkového tvaru zvedáku a neplní nosné funkce.



Obrázek 47 Přichycení stabilizační tyče zepředu



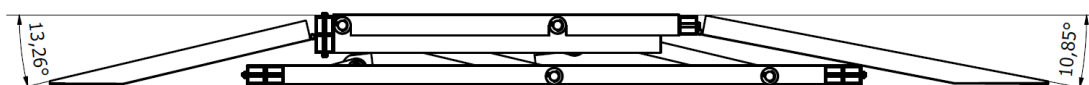
Obrázek 48 Přichycení stabilizační tyče zezadu



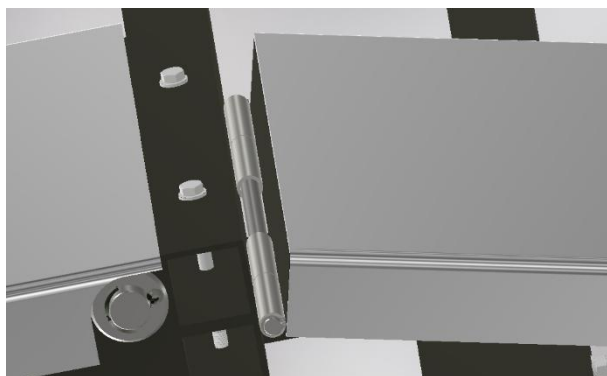
Obrázek 49 Použití tyčí jako ustanovení tvaru základny

4.6.3 Najížděcí rampy

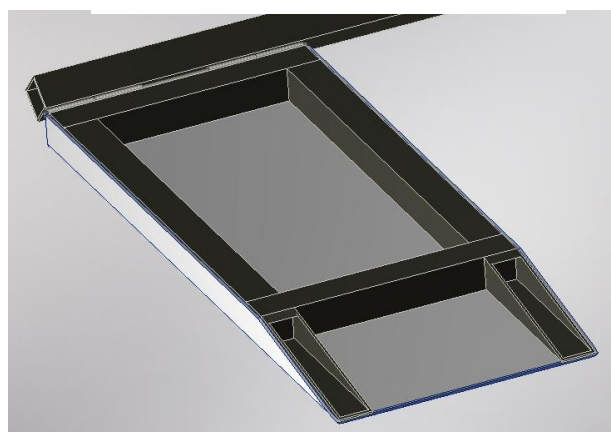
Rampy slouží pro umožnění najetí vozidla na zvedák. Ovšem je nutné zajistit bezproblémové používání zvedáku pro většinu automobilů. *Podle normy ČSN 73 6110, čl.12.5.3 nesmí být úhel najížděcí rampy pro osobní vozidla vyšší než 15° [7].* Z obr.50 kde je zvedák ve spodní poloze jde vidět, že tento úhel jsem dodržel. Automobily s nižším podvozkem budou najíždět raději zprava. Rampy jsou přichyceny k členu 2 výkyvně pomocí pantů viz.obr.51, které jsou přivařeny. Kostra ramp je tvořena dutými čtvercovými profily 70x70x5 a navrch jsou přivařeny krycí plechy viz.obr.52 jak bylo zmíněno v kapitole 4.6.1.



Obrázek 50 Rampové úhly při sklopeném zvedáku



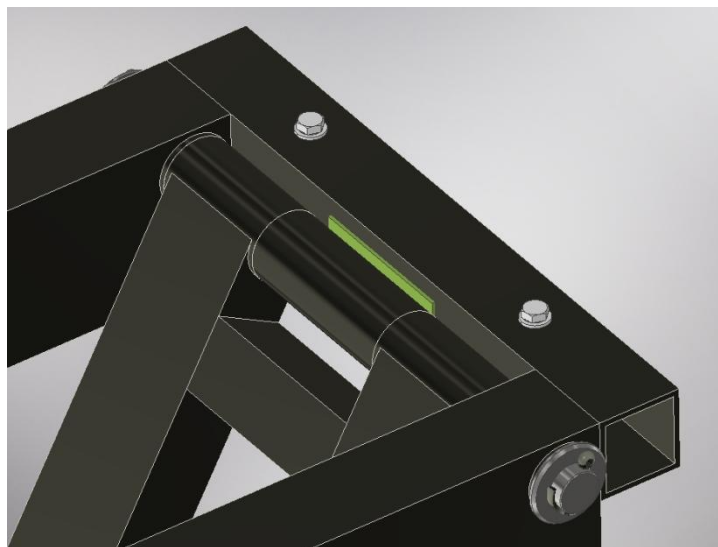
Obrázek 51 Výkyvné uložení rampy



Obrázek 52 Použití pluchu jako vrchní plochy rampy

4.6.4 Distanční svařovací plechy

Z důvodu, aby byl dosažen hladký provoz zvedáku jsou mezi rám a pohyblivé kloubové členy navržnuty distanční plechy, které vytvoří mezeru mezi, tudíž nebude docházet k případným kolizím viz.ob.53, kde je plech zvýrazněn zelenou barvou.



Obrázek 53 Použití distančního plechu

4.7 Konstrukční prvky dané zadáním

4.7.1 Bezpečnostní západky

Jelikož ze zadání je nutné, aby zvedák byl bezpečný, je navržnuta bezpečnostní západka. Statická část s výčnělkou pro případné zabrzdění pohybu je ohnutá z plechu tl.8 a k rámu zvedáku je přichycena dvěma šrouby M12 8.8. Pohyblivá západka je výkyvně přichycena k rámu pomocí čepu (v sestavě obr.54 není dokonale vyobrazeno, principiálně však naprosto stejně jako ostatní čepy => přes podložku a závlačku).



Obrázek 54 Použití západky

4.7.2 Popojížděcí soustava

Jakožto jeden z cílů práce jsem si dal za úkol, aby se dalo se zvedákem přejíždět např. do vedlejší garáže. Proto byla zkonstruována popojížděcí soustava, která zahrnuje výklopná kolečka a zatáčení bude prováděno ojí na kolečkách.

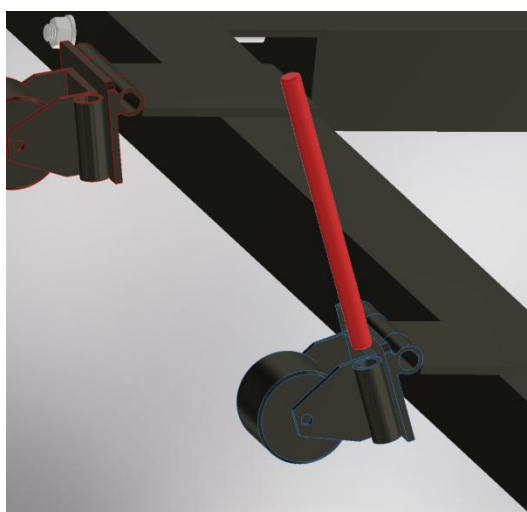
Kolečka

Podle aplikace Inventor celá soustava váží skoro 750kg, tudíž je nutné vybrat průmyslová kolečka s adekvátní nosností. Firma CONRAD nabízí kolečka viz.obr.55 s nosností 500kg, což je vyhovující s ohledem na to, že dohromady budou 4.

Kolečka budou uložena výklopně, tudíž při používání zvedáku nebudou nosné. V případě, že se bude chtít se zvedákem popojet dají se kolečka vyklopit pomocí páky viz obr.56.



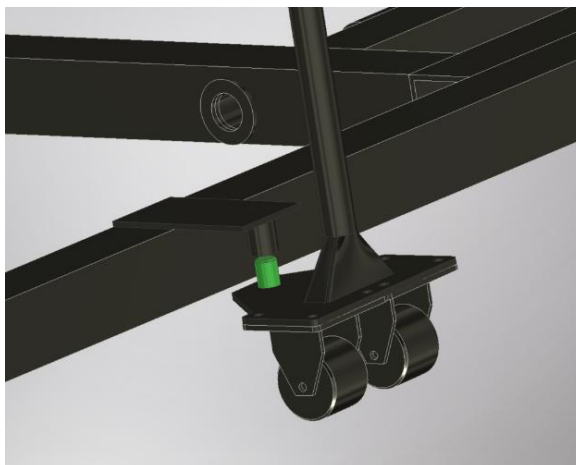
Obrázek 55 Průmyslové kolečko helmer 736065 [23]



Obrázek 56 Naklopení koleček

Oje

Jakmile jsou kolečka připraveny, přichází na řadu oje. To se napojí pomocí čepu, který je přímo na základně viz.obr.57. Pro připojení je nutné oje naklopit a následně nasazení čepu proběhne tak, že čep vklouzne do protikusu. Když je oje nasazené, je zvedák připraven pro přemístění.



Obrázek 57 Připojení oje

4.7.3 Kotevní oka

Ačkoliv je zvedák plně přemístitelný, pro maximální bezpečnost je nutné vždy na místě zvedák přichytit k zemi. To bude probíhat tím způsobem, že na každém stanovišti, kde se bude používat zvedák, budou v podlaze zabudované patky s vnitřním závitem. K těmto patkám se bude zvedák přichytávat pomocí šroubů M16x90 8.8 přes kotevní oka přivařené k základnímu rámu viz.obr.58.



Obrázek 58 Kotevní oka

CENOVÁ ROZVAHA

Byla spočítána odhadovaná výrobní cena zvedáku viz.tab16. Veškeré ceny dutých profilů, plechů a kruhových tyčí byly brány z katalogů ověřené české firmy FERONA a.s. Z toho důvodu je možné, že ceny nejsou úplně nejvýhodnější na trhu. Ostatní položky jako spojovací materiál a hydraulické členy byly vybírány na internetu podle nejnižší ceny.

Tabulka 16 Cenová rozvaha jednotlivých položek

	Označení	materiál/norma	cena za jednotku [kč/m,ks]	počet jednotek v sestavě [m,ks]	celková cena za položku [kč]
Duté profily	140x80x6	S355J2	635,54	5,05	3209,5
	100x60x5	S355J2	380,49	6,72	2556,9
	70x70x5	S355J2	326,88	35,41	11574,8
	60x60x5	S355J2	273,94	0,64	175,3
Plech	P6	11373	1826,43	5,19	9479,2
Kruhové tyče	kr40 h9	S355	201,79	4,67	942,4
	60 ČSN 42 5510.12	S355	664,22	2,56	1700,4
Spojovací materiál	PODLOŽKA 36	ISO 7090	21,39	16	342,3
	PODLOŽKA 46	ISO 7090	28,1	8	224,8
	ZÁVLAČKA 8x90	ISO 1234-st	6,23	16	99,7
	ZÁVLAČKA 8x110	ISO 1234-st	6,75	8	54
	ŠROUB M12X160	ČSN EN 24015	14,4	16	230,4
	MATICE M12	ČSN EN ISO 4035	1,96	16	31,4
	PODLOŽKA 13	ISO 7090	1,83	16	29,3
Hydromotor	CJ2F 100/50/500 U45	-	6474,38	2	12948,8
Hydraulický agregát	VA-0,75-C1-1,6-2B-2H	-	18534,15	1	18534,2
				Celková cena	62133,1

Při počítání ceny nebyly započteny úplně všechny položky, jako svařovací drát, přídatky potřebné k dělení materiálu a například panty k rampám, nebo popojížděcí prvky. Proto je záhodno k vypočtené ceně 62133,1 Kč střízlivým odhadem připočíst 10% ceny, tedy cenovka okolo 69 000 Kč. Konkrétnější cenovka by se počítala při zhotovování prvního prototypu, ceny by šly určitě o trochu dolů, jelikož jsem počítal

maloodběrové množství, při větším odběru se dá očekávat nižší cena. Každopádně, do ceny není zohledněna nezanedbatelná lidská práce. Obecně u sériové výroby se poměr mezi cenou materiálu a lidskou prací uvažuje jako 50:50. Sečteno, podtrženo hrubý odhad na výrobu zvedáku by činil **138 000 Kč**. Se započítáním běžné strojírenské marže 20-30% (počítám 25%) by cenovka takového zvedáku činila **172 000 Kč**.

PS. Hodnoty marže a poměru mezi cenou materiálu a lidskou prací nemám nikterak ověřené, jsou to jenom odhady mého příbuzného, celoživotně pracujícího ve strojírenství, kterými jsem se nechal inspirovat.

ZÁVĚR

První část práce se zaměřuje na průzkum druhů pohonů a mechanismů zdvihu zvedáků pro osobních automobily. Z této rešerše byla vybrána pomocí výběrové metody kombinace hydraulického zvedáku s paralelogramovým mechanismem.

Dále byly prozkoumány legislativní předpisy, normy a vyhlášky. V souladu s těmito příkázáními byl konstruován celý zvedák. V případě realizace zvedáku by se do technického manuálu podrobněji popsal příkázané instrukce na údržbu a revize. Ty jsem v této bakalářské práci nepopisoval, jelikož to nebylo součástí zadání. V manuálu by se dalo zmínit také doporučení viz. strana 38.

Ze silového rozboru a následných rovnic statické rovnováhy pro šest různých poloh zdvihu se zjistilo, že poloha, kde jsou nejvyšší silové účinky je poloha úplně dole, tudíž sklopená. Další výpočty proto byly provedeny právě pro tuto polohu. Poté do výpočtů byly zahrnuty i výpočtové koeficienty, kde nejmarkantnější je C1 neboli koeficient navýšení zatížení s působištem mimo lože zvedáku.

Návrh konstrukce byl prováděn iteračně, tudíž prvotních výsledky následně byly opraveny a přepočítány z různých důvodů, například kolize s ostatními díly, nebo absence potřebného rozměru polotovaru na trhu. Po těchto iteracích i přes veškerou snahu **nebyla splněna podmínka** ze zadání, a to dodržení výšky ve sklopeném stavu 200mm. A to hlavně z důvodu extrémního nárůstu sil při nízkých hodnotách zdvihu. Proto konečná a nejnižší, pro mojí práci přijatelná, hodnota je 260 mm. Spousta konkurenčních mechanických zvedáků využívají možnosti zabudování přímo do podlahy dílny, tudíž nemají problém se silami při nízkých zdvizích, jelikož nebývají plně sklopeny ani při poloze úplně dole. To jsem si já nemohl dovolit, jelikož jsem si dal za cíl, aby byl zvedák jednoduše přemístitelný.

Častokrát u výběru hydromotoru prosazuje taková myšlenka, že u poháněcí soustavy jeden člen (u mě jeden hydromotor) nemusí unést plné zatížení doplněné o různé bezpečnostní koeficienty atd., ale konstrukční část samozřejmě toto namáhání unést musí. Já jsem zde ovšem na toto nebral ohledy a volil jsem dvojici přímočarých hydromotorů, při čemž každý hydromotor celé zatížení uzvedne v podstatě sám. Zde by se tudíž mohlo případně ušetřit a jsem si vědom, že jsou tyto hydromotory dosti neortodoxní, každopádně jsem chtěl mít jistotu, že nebude problém s uzvednutím zatížení.

Po zkonstruování byl spočítán **hrubý odhad** celkové ceny zvedáku. Oproti konkurenci, kde jsem porovnával ostatní nízkozdvižné přemístitelné zvedáky, je cena

tohoto zvedáku skoro 2x horší (172 000kč). A k tomu všemu jsou schopné i nižších výšek ve sklopeném stavu. Na druhou stranu jsem si naprosto jistý, že nezaručují takovou bezpečnost, a nebrali v při výpočtech takový důraz na legislativu jako já. I přes možná zdánlivě nedostatečnou bezpečnost se tyto zvedáky prodávají a řekl bych že se spolehlivostí nemají problém. Pro případné nehody nejspíše mají v prodejních podkladech různá omezení, kterými se chrání proti případným nářkům z nedbalé konstrukce.

Na závěr bych se chtěl zamyslet nad tím, co bych býval změnil u samotné koncepce na začátku. Zaprvé bych nevolil uchycení pístu na noze, nýbrž na horní plošině, tím se dostanu do příznivějších úhlů β , a hlavně síla nebude složitě přepákováná. Také moje motivace udělat zvedák přemístitelný může být kontraproduktivní, jelikož není možnost si pomoci zabudováním do podlahy. Dále by bylo na snadě prošetřit možnost použití plných pásovin plechu, jelikož právě spoustu zvedáků na trhu se touto cestou vydává. Možné zmenšení hydromotoru jsem probral v předchozím odstavci. Dále, pro případ že by byla pro zákazníka doba zdvihu (1,5min) příliš dlouhá, určitě by se dalo přemýšlet o výkonnějším agregátu. V posledním bodu bych znovu zvážil a možná přehodnotil celkovou, zřejmě velice konzervativní, bezpečnost návrhu, což má za následek velikou a těžkou (750kg) konstrukci.

Výsledek bakalářské práce:



Obrázek 59 Celý zvedák ve sklopeném stavu

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN EN 1493:2023. *Zvedáky vozidel*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví (ÚNMZ), 2023.
- [2] ČSN 1990. *Zásady navrhování konstrukcí*. Praha: ÚNMZ, 2021
- [3] ČSN 1993 *Eurokód 3: Projektování ocelových konstrukcí – Část 1-8: Návrh a posouzení ocelových konstrukcí při požáru*. Praha: ÚNMZ, 2012
- [4] ČSN 27 0808:1995. *Zvedací zařízení – Zvedáky pro motorová vozidla*. Praha: Český normalizační institut, 1995.
- [5] ZÁKON č. 262/2006 Sb. *Zákoník práce*. In: Sbíрка zákonů České republiky.
- [6] NAŘÍZENÍ VLÁDY č. 378/2001 Sb.
- [7] ČSN 73 6110. *Projektování místních komunikací*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [8] ČSN EN 1808+A1. *Bezpečnostní požadavky na zavěšené přístupy k budovám – Konstrukce, výpočty, zkoušení a požadavky na provoz*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016.
- [9] *Bajaj Finserv*. Explore Car Jacks: Types, Prices and Lifting Tips [online]. Bajaj Finserv, 2. září 2024 [cit. 22. února 2025]. Dostupné z: <https://www.bajajfinserv.in/know-all-about-car-jacks>
- [10] *Atlanta Pallet Rack*. Everything You Need to Know About Lift Tables [online]. Atlanta Pallet Rack, 19. dubna 2024 [cit. 22. února 2025]. Dostupné z: <https://www.atlantapalletrack.com/everything-you-need-to-know-about-lift-tables/>
- [11] *Demashop.cz*. Dema ruční klikový zvedák 1,5t [fotografie]. In: Demashop.cz [online]. [cit. 22. února 2025]. Dostupné z: <https://demashop.cz/ostatni-zvedaky/dema-rucni-klikovy-zvedak-15t-3645.html>
- [12] *Autodoplňky-eshop.cz*. Lampa hever nůžkový 2000kg. In: Autodoplňky-eshop.cz [online]. [cit. 22. února 2025]. Dostupné z: <https://www.autodoplňky-eshop.cz/lampa-hever-nuzkovy-2000kg>
- [13] *CEJN*. CEJN poskytuje společnosti Bemco Hydraulics bezpečné a spolehlivé ultra vysokotlaké hydraulické příslušenství pro práce přesouvání na kolejích [online]. CEJN, [cit. 22. února 2025]. Dostupné z: <https://www.cejn.com/cs-cz/articles/bemco-testimonial/>
- [14] *Tomido.cz*. Zvedáky do dílny a jejich využití [online]. Tomido.cz, [cit. 22. února 2025]. Dostupné z: <https://www.tomido.cz/blog/zvedaky-do-dilny-a-jejich-vyuziti/>
- [15] *Wieländer+Schill*. Car Lift HLT-13o | pneumatic | 3.5 t | 100 cm [online]. Wieländer+Schill, [cit. 22. února 2025]. Dostupné z: <https://www.wielanderschill.com/en/Car-Lift-HLT-13o-pneumatic-3.5-t-100-cm/851050>

- [16] *Enkon.pro*. Technology Electric Ball Screw Lifts [online]. Enkon.pro, [cit. 22. února 2025]. Dostupné z: <https://www.enkon.pro/technology-electric-ball-screw-lifts.html>
- [17] *BOVRAM.cz*. Zvedák hydraulický pojízdný paralelogram, nosnost 400 kg, pro motocykly [fotografie]. In: BOVRAM.cz [online]. [cit. 23. února 2025]. Dostupné z: <https://www.bovram.cz/moto-zvedaky/zvedak-hydraulicky-pojizdny-paralelogram--nosnost-400-kg--pro-motocykly/>
- [18] *ProfiGaráž.cz*. Nůžkový zvedák 3T L-550 400V [fotografie]. In: ProfiGaráž.cz [online]. [cit. 23. února 2025]. Dostupné z: <https://www.profigaraz.cz/nuzkovy-zvedak/nuzkovy-zvedak-3t-l-550-400v/>
- [19] *AG-AUTOLIFT spol. s r.o.* Mobilní sloupový zvedák ESH [online]. AG-AUTOLIFT spol. s r.o., [datum publikace neuvedeno] [cit. 23. února 2025]. Dostupné z: <https://www.ag-autolift.cz/produkt/mobilni-sloupovy-zvedak-esh/>
- [20] *Technology-Garage.cz*. Dvoupístový zvedák OMCN 2035/L 3,5 t [fotografie]. In: Technology-Garage.cz [online]. [cit. 23. února 2025]. Dostupné z: https://www.technology-garage.cz/dvoupistovy-zvedak-omcn-2035-l-3-5-t_z6009/
- [21] *Hydraulický válec dvojčinný 100/50/500 U45* [online]. Hydrolider.cz, [cit. 2025-04-25]. Dostupné z: https://hydrolider.cz/cs_CZ/p/Hydraulicky-valec-dvojcinny-10050500-U45/18450
- [22] *Hydraulický agregát, 2,5 lit/min, 0,75kW, 200bar* [online]. Ehydraulika.cz, [cit. 2025-04-25]. Dostupné z: <https://www.ehydraulika.cz/miniagregaty-kompaktni/305-hydraulicky-agregat-2-5-lit-min-0-75kw-200bar/>
- [23] *Dörner + Helmer 736065 otočné kolečko, nosnost max. 500 kg* [online]. Conrad.cz, [cit. 2025-04-25]. Dostupné z: <https://www.conrad.cz/cs/p/dorner-helmer-736065-otocne-kolecko-nosnost-max-500-kg-1-ks-2349741.html>
- [24] SKOUPÝ, Antonín a kol. *Strojnická příručka. Svazek 5* [online]. Praha: SNTL, 1986 [cit. 2025-05-08]

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

i	[-]	počet stupňů soustavy
n	[-]	počet členů soustavy
i_v	[-]	<i>počet stupňů volnosti tělesa v rovině</i>
ξ	[-]	<i>počet stupňů volnosti odebraných vazbami</i>
η	[-]	<i>počet deformačních parametrů</i>
C	[-]	<i>zátěžový koeficient</i>
k	[-]	iterační součinitel pro výpočet vzpěru
$\Delta_{\text{přepák}}$	[-]	poměr o kolik se navýší přepákování
$F_{\text{ocel-ocel}}$	[-]	koeficient tření pro ocel
λ	[-]	štíhlostní poměr prutu
RA_x	[N]	<i>síla v podpoře A ve směru osy x</i>
RB_x	[N]	<i>síla v podpoře B ve směru osy y</i>
RD_x	[N]	<i>síla v podpoře D ve směru osy x</i>
FP_x	[N]	<i>síla v podpoře P ve směru osy x</i>
RA_y	[N]	<i>síla v podpoře A ve směru osy y</i>
RB_y	[N]	<i>síla v podpoře B ve směru osy y</i>
RD_y	[N]	<i>síla v podpoře D ve směru osy y</i>
FP_y	[N]	<i>síla v podpoře P ve směru osy y</i>
$F_{\text{přepák}}$	[N]	<i>síla navýšená o přepákování</i>
$F_{\text{působící}}$	[N]	<i>síla působící na čep</i>
F_{kr}	[N]	<i>síla způsobující vzpěr prutu</i>
RA	[N]	<i>síla v podpoře A</i>
RB	[N]	<i>síla v podpoře B</i>
RC	[N]	<i>síla v podpoře C</i>
RD	[N]	<i>síla v podpoře D</i>
FP	[N]	<i>síla v podpoře P</i>
G	[N]	<i>zatížení od vozidla</i>
N	[N]	<i>normálová síla</i>
T	[N]	<i>tečná síla</i>
$M\check{c}$	[Nm]	čepové tření

M_{oz}	[Nm]	působící ohybový moment
M_{kr}	[Nm]	moment způsobující vzpěr prutu
a	[mm]	rozteč mezi ložisky na plošině
c	[mm]	aktuální umístění zatížení od vozidla
m	[mm]	vzdálenost mezi spodní loží a okem pístu
n	[mm]	vzdálenost mezi vrchní loží a okem pístu
$D_{tyče}$	[mm]	průměr čepu
E	[mm]	vzdálenost krajního vlákna od osy
l	[mm]	délka členu
r	[mm]	poloměr setrvačnosti
$l_{uložení}$	[mm]	délka čepu
Z_p	[mm]	použitelný zdvih pístu
$D_{válce}$	[mm]	vnitřní průměr válce
S	[mm ²]	plocha průřezu
V	[mm ³]	vnitřní objem válce
I_{zz}	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
m_g	[kg]	hmotnost vozidla
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
a	[m/s ²]	zrychlení zvedání
α	[°]	úhel mezi nohou a členem 1
β	[°]	úhel mezi pístem a členem 1
φ	[°]	úhel mezi silou RD a členem 3, c=0
φ_2	[°]	úhel mezi silou RD a členem 3, c=1249
ε	[°]	úhel mezi silou RB a členem 3, c=1249
$\sigma_{(i)normalove}$	[MPa]	normálové napětí
$\tau_{(i)tecne}$	[MPa]	tečné napětí
$\sigma_{(i)ohybove}$	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_{(i)red}$	[MPa]	redukované napětí
σ_{ed}	[MPa]	výpočtové normálové napětí
τ_{ed}	[MPa]	výpočtové tečné napětí
p_{ed}	[MPa]	výpočtový tlak
p_{otl}	[MPa]	působící tlak

E	[MPa]	modul pružnosti oceli
v_p	[l/min]	objemový průtok čerpadla
t	[min]	čas zdvihání

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I:

Výkres vrchní sestavy

Plošinový zvedák BP-248569-01-00-00

Výkresy podsestav

Kostra spodek – celá BP-248569-01-01-00

Kostra spodek - pravá BP-248569-01-01-01

Kostra spodek - levá BP-248569-01-01-10

Kostra nohy zvedané BP-248569-01-02-00

Kostra vršek BP-248569-01-03-00

Příloha II:

Tabulky a grafy reakcí sílových účinků(.docx)