

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Dvousloupový hydraulický zvedák pro automobily

Two-column Hydraulic Jack for Cars

Student:

Lukáš Mička

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Mička**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Dvousloupový hydraulický zvedák pro automobily**
Two-column Hydraulic Jack for Cars
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte dvousloupový hydraulický zvedák pro automobily s nosností do 3 tun. Další technické parametry:

- maximální výška zdvihu 2000mm,
- minimální výška zdvihu 100mm,
- průjezdná šířka zvedáku 2500mm,
- šířka mezi sloupy maximálně 2850mm,
- celková výška zvedáku maximálně 3000mm,
- celková šířka zvedáku maximálně 3500mm.

Práce bude obsahovat rešerši, pevnostní výpočty, výkres sestavy zvedáku a výrobní výkres vybraného dílu.

Seznam doporučené odborné literatury:

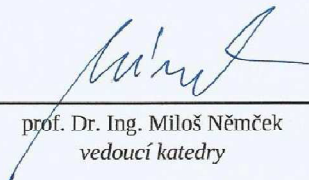
1. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 1*. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8.
3. DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. 1.vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
4. DRASTÍK, F. a kol. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
5. KRÍŽ, R., VÁVRA, P. *Strojírenská příručka*. 1. vyd. Praha: 1993-1998. 8 svazků.
6. NĚMČEK, M. : *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Skripto VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
7. KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů-teorie+projekty*, www-stránky kat. 347, 2015.
8. Fotodokumentace (elektronická).
9. Firemní katalogy, prospekty, normy a www-stránky s danou problematikou.

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

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurmíková, Ph.D.**


Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry





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

Místopřísežné prohlášení studenta

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

V Ostravě: 20.5.2018

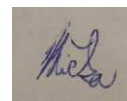
A small, square, light-colored stamp containing a handwritten signature in dark ink. The signature is cursive and appears to be the name of the student.

podpis studenta

Prohlašuji, že

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

V Ostravě : 20.5.2015



podpis

Jméno a příjmení autora práce: Lukáš Mička

Adresa trvalého pobytu autora práce: Polomská 100/8, 747 06 Opava - Podvihov

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval paní Ing. Šárce Hurníkové, Ph.D. za odbornou pomoc, konzultaci a rady při psaní této bakalářské práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MIČKA, L. *Dvoulouповý hydraulický zvedák pro automobily: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 36 s. Vedoucí práce: Hurníková, Š.

Bakalářská práce se zabývá návrhem hydraulického dvoulouповého zvedáku. V úvodu je provedeno porovnání zvedáků na trhu. Z porovnání jednotlivých strojů je navržen dvoulouповý zvedák poháněný hydraulickým čerpadlem. Pro navržený svařenec otočného ramene je provedena statická pevnostní kontrola. Výpočtová část se dále zabývá rozložením sil a výpočtem únosností profilů. Výkresy navrženého zvedáku, jehoustavení a výkres svařence vozíku jsou součástí přílohy bakalářské práce.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

MIČKA, L. *Two-column Hydraulic Jack for Cars: Bachelor thesis.* Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018, 36 p. Thesis head: Hurníková, Š.

The bachelor thesis deals with the design of a hydraulic two-post lift. In the introduction is made a comparison of the jacks available on the market. Based on the comparison of individual machines is designed a two-column jack driven by a hydraulic pump. For the designed weldments are performed the static strength checks. The computational part also deals with the calculation of pins and arms. The drawings of the designed jack are part of the enclosure of this bachelor thesis.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

1. ÚVOD	1
1.1 Cíle práce.....	1
2. ROZDĚLENÍ ZVEDÁKŮ	2
2.1 Rozdělení dle pohonu	2
2.1.1 Ruční zvedáky	2
2.1.2 Pneumatické zvedáky	2
2.1.3 Hydraulické zvedáky	3
2.1.4 Zvedáky s elektromotorem	4
2.2 Rozdělení dle konstrukce	5
2.2.2 Jámové zvedáky	5
2.2.3 Sloupové zvedáky.....	6
3. NÁVRH A KONSTRUKCE HYDRAULICKÉHO DVOUSLOUPOVÉHO ZVEDÁKU	8
3.1 Volba pístnice.....	8
3.1.1 Výpočet síly F_p působící na hydraulický válec.....	9
3.2 Výpočet základních sil	11
3.2.1 Výpočet stability zvedáku	11
3.3 Volba materiálů.....	14
4. VÝPOČTY KONSTRUKCE ZVEDÁKU	15
4.1 Dimenzování dosedací plochy patky	15
4.2 Dimenzování závitu stavitelné patky.....	16
4.2.1 Předběžný návrh rozměru závitu	16
4.2.2 Kontrola šroubu na vzpěr	17
4.3 Dimenzování závitové vložky	18
4.4 Dimenzování výsuvného ramene	20
4.5 Dimenzování otočného ramene	22
4.5.1 Zatížení police	24
4.6 Dimenzování vozíku.....	24
4.6.1 Výpočet namáhání čepu vodícího kola na vozíku	25
4.7 Dimenzování sloupu.....	26
4.7.1 Namáhání sloupu na ohyb	27
4.7.1 Namáhání sloupu na vzpěr	28
5. 3D KONSTRUKCE ZVEDÁKU	30
6. ZÁVĚR.....	33
7. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	34
8. PŘÍLOHY.....	36

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Význam	Jednotka
a	maximální vzdálenost automobilu od sloupu	[mm]
b	maximální šířka automobilu	[mm]
c	maximální výška se zdviženým automobilem	[mm]
d	vzdálenost podpěr základny	[mm]
d_v	průměr vložky	[mm]
d_3	malý průměr závitů	[mm]
e	maximální rozvor kol	[mm]
f	délka podpěr základny	[mm]
g	tíhové zrychlení	[m/s]
h	vzdálenost	[mm]
h_z	výška zdvihu	[mm]
i	vzdálenost	[mm]
i_{\min}	poměr setrvačnosti	[mm]
j	štíhlostní poměr	[mm]
k	bezpečnost	[-]
k_T	bezpečnost dle Tetmayera	[-]
l	vzdálenost	[mm]
l_o	redukovaná délka	[mm]
l_v	délka vysunutí	[mm]
l_{\max}	maximální délka vysunutí	[mm]
m	hmotnost působící na jedno rameno	[kg]
m_p	hmotnost na polici	[kg]

m_v	hmotnost vozidla	[kg]
n	průměr	[mm]
o_r	vzdálenost	[mm]
p	průměr pístnice	[mm]
r_r	vzdálenost	[mm]
r_v	vzdálenost	[mm]
t	vzdálenost	[mm]
u	vzdálenost	[mm]
v	vzdálenost	[mm]
v_v	výška vložky	[mm]
D_v	průměr vložky	[mm]
F	síla kritická	[N]
F_{KR}	síla	[N]
F_{max}	síla maximální	[N]
F_p	síla působící na pístnici	[N]
F_t	tíhová síla	[N]
F_v	síla vozidla	[N]
F_1	síla působící na jedno rameno	[N]
I	štíhlostní poměr	[mm ⁴]
J_{minS}	štíhlostní poměr	[mm ⁴]
L_{RED}	redukovaná délka	[mm]
N	konstanta pro variantu zatížení sloupu	[-]
O_r	vzdálenost	[mm]
P	počet ramen	[-]
Q	zatížení	[N]

R_k	síla	[N]
R_r	vzdálenost	[mm]
S_p	plocha dosedací plochy patky	[mm ²]
S_s	plocha sloupu	[mm ²]
U	vzdálenost	[mm]
V	vzdálenost	[mm]
λ	štíhlost	[mm]
λ_m	mezní štíhlost	[mm]
λ_{mez}	mezní štíhlost	[mm]
λ_{SK}	štíhlostní poměr	[mm]
σ_{Dov}	dovolené napětí	[MPa]
σ_D	napětí v průřezu	[MPa]
σ_{KR}	napětí	[MPa]

1.ÚVOD

Zvedák je mechanismus, který je využíván pro zdvihání vozidel či jiných předmětů do námi požadované výšky či zvednutí a následnému přemístění. Vyrábějí se různé typy, dle nosnosti, funkce, místa využití, druhu pohonu a servisních požadavků. Čím větší je funkce zvedáku, tím větší je jeho výrobní cena a náklady na opravy a údržbu.

Nejčastěji využívané zvedáky, se kterými jsem se setkal, jsou dvousloupové, jejichž pohon zajišťuje elektromotor s pohybovým šroubem či hydraulické čerpadlo s jedním párem pístnic.

Hlavní nevýhodou mechanicky poháněných zvedáků s pohybovým šroubem je namáhání šroubu. Cílem této práce je navrhnout hydraulický dvousloupový zvedák pro automobily dle předem stanovených rozměrů.

1.1 Cíle práce

- Přehled zvedáků
- Výběr vhodné zvedací pístnice
- Návrh zvedáku
- Statická kontrola zvedacích ramen
- Návrh ustavení zvedáku

2. ROZDĚLENÍ ZVEDÁKŮ

Zvedáky jsou běžně v nabídce mnoha výrobců v nejrůznějších variantách i provedeních. Skládají se z několika základních částí jako např. pohon, převod, sloupy, pojezd, ramena a stavitelné plochy pro podložení karoserie.

Tato zařízení se liší v konstrukci a mechanismech, které zajišťují zvednutí vozu, a také v typu pohonu.

2.1 Rozdělení dle pohonu

Pro pohon zvedáků se používají jednoduché mechanismy nenáročné na údržbu.

2.1.1 Ruční zvedáky

Vyznačují se lehkou konstrukcí, nenáročnou obsluhou a údržbou. Většinou jsou poháněny pomocí kliky. Ve vozidlech jsou běžnou součástí výbavy pro výměnu kola při defektu či běžných opravách. Výhodou těchto zvedáků je jejich jednoduchost a nízká výrobní cena.



Obr. 2.1 - Nůžkový příruční zvedák [1]

2.1.2 Pneumatické zvedáky

Pneumatické zvedáky nalezly využití díky jejich nízké hmotnosti a rychlému zdvihu při malých výškách. Jednotlivé vaky je možno na sebe pokládat a tím zvyšovat zdvihací výšku. Během pár sekund je možno vozidlo zvednout díky stlačenému vzduchu z kompresoru, ruční pumpy či vzduchojemu nákladního vozidla. Pro bezpečnou práci pod vozidlem je nutné vozidlo pevně podložit, horší stabilita je značnou nevýhodou u tohoto typu.



Obr. 2.2 - Zvedací vaky [2]



Obr. 2.3 - Nůžkový příruční zvedák [3]

2.1.3 Hydraulické zvedáky

Jsou součástí každého nákladního automobilu. Je skladný, dle typu disponuje vysokou nosností i jednoduchostí. Často jenazývá jako „panenka“. U těchto zvedáků hydraulický píst nahrazuje šroubový mechanismus. Hydraulické zvedáky fungují na principu vysunování pístu kapalinou či hydraulickým olejem. Olej je uváděn do pohybu pomocí čerpadla či hydromotorem. Zvedání pístu u ručního zvedáku zajišťuje obsluha ruční pákou. U zvedáků s větší nosností, například „mailery“ nákladních vozů disponují vlastní olejovou nádrží, z které hydraulické čerpadlo přečerpává olej do pracovního prostoru pod píst. Píst pak působí na zvedanou korbu či jiné břemeno. U vysokozdvizných vozíků je hydraulický zvedák doplněn řetězem.

Značnou výhodou tohoto typu zvedáků je velká nosnost. V případě použití teleskopického pístu lze dosáhnout vyšších zvedacích výšek. Nevýhody spočívají v nákladné výrobě a opravách. Jelikož zvedáky většinou pracují v prašném prostředí, zkracuje se jejich životnost. V případě přerušení hydraulického okruhu je třeba zvedák vybavit nezávislou brzdou či ventilem pro náhlý únik tlaku. Taktéž odvzdušnění a utěsnění okruhu je náročné.



Obr. 2.4 - Hydraulický příruční zvedák[4]Obr. 2.5–Pojízdný dílenský zvedák [5]

2.1.4 Zvedáky s elektromotorem

Nejběžnějším pohonem pro zvedáky je elektromotor. Elektromotor je umístěn svisle na sloupu. Pomocí řemenů pohání jednu šroubovici, která přenáší pomocí řetězu uloženého v kanále na podlaze pohyb na šroubovici druhou. Na jednom ze sloupů je umístěna ovládací skříň se 2 spínači, pro každý směr se používá pouze jeden. Nejčastěji se používá pro pohon dvousloupových zvedáků.



Obr. 2.6–Elektrický nůžkový zvedák [6]

2.2 Rozdělení dle konstrukce

Dle konstrukce se dělí na nůžkové, jámové a sloupové.

2.2.1 Nůžkové zvedáky na podlahu

Fungují na principu přibližování ramenou spojených pomocí čepů. Na ramenou je přišroubována vodorovná plošina.

Jsou nenáročné na ustavení, není potřeba kotvení do podlahy, často se přemísťují. Lehká konstrukce s rychlým zdvihem, avšak přístup k vozidlu a opravám je omezený. Často se používají pouze pro opravy předních, zadních částí či výměně kol. Vynikají nízkou nájezdovou výškou a vysokým maximálním zdvihem. Bezpečnostní západky jsou ovládány stlačením vzduchem z externího rozvodu.

Některé typy je možno zapustit do podlahy a k ovládání slouží pult se spínači. Většinou jsou ovládány hydraulicky pomocí pístnice. Největší výhodou spočívá ve velice malé základní výšce. Nevýhodou je přístup k vozidlu při větších opravách.



Obr. 2.7 - Nůžkový hydraulický zvedák [7]

2.2.2 Jámové zvedáky

Jámový zvedák se používá ke zvedání agregátů nákladních vozidel jako je motor, převodovka, nápravy nebo dalších částí.

Nosnou částí je vozík, kterým je možno pohybovat po celé délce montážní jámy. Na vozíku je přišroubován zvedák. Zvedání může být prováděno ručně hydraulickým nebo

mechanickým zvedákem. U těžších automobilů, nebo nákladních vozidel se používá k pohonu pístnice stlačený hydraulický olej poháněný elektrickým čerpadlem.

Výhodou je nízká cena oproti jiným zvedákům a možnost pohybovat zvedákem ve třech směrech. Nevýhodou je stísněný prostor pod vozidlem a nutnost hlubokých základů.



Obr. 2.8–Součásti jámového zvedáku [8] Obr. 2.9–Uložení jámového zvedáku [9]

2.2.3 Sloupové zvedáky

Základní částí je svislý sloup, ve kterém je uložen vozík pomocí vodících kladek. Pohyb vozíku ve svislém směru je umožněn pomocí pístnice či šroubovice. K vozíku jsou připevněna otočná ramena pomocí čepů a na výsuvných ramenech je stavitelná patka. Patka slouží pro ustavení vozidla na zvedák.

Sloupové zvedáky jsou nejčastěji používány v autoservisech či pneuservisech. Díky konstrukci je výborný přístup pod vozidlo či k prahům. Jednosloupový má značnou výhodu v otevírání dveří z alespoň jedné boční strany vozidla. V některých případech jsou i mobilní. Překážkou je vysoký nájezd.

Nejvíce montovanou variantou je dvousloupový, který oproti jednosloupovému působí stabilnějším dojmem a má vyšší nosnost, avšak vyžaduje větší zastavěný prostor. V řetězovém provedení je překážkou přejezd nestandartního vozidla. Zdvih je kontrolován pomocí senzorů, které synchronizují chod. Oba typy mohou být ovládány jak mechanicky pomocí elektromotoru se šroubovicemi, tak i hydraulicky.

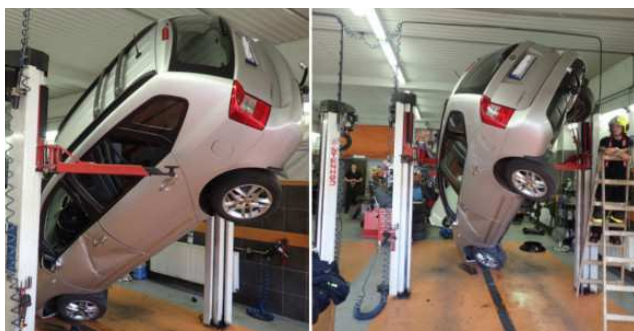
Čtyřsloupové jsou robustnější variantou s vyšší nosností. Používají se v opravárenství především pro seřízení geometrie a výměnu kol. Každý sloup disponuje bezpečnostní západkou a pohon zajišťuje stlačený vzduch z externího zdroje. Nevýhodou je pořizovací cena a prostor pro zástavbu. Mezi plošiny se dá nainstalovat také lehký jámový zvedák.



Obr. 2.10–Jednosloupový zvedák [10] Obr. 2.11–Dvousloupový zvedák [11]



Obr. 2.12–Čtyřsloupový zvedák[12] Obr. 2.13–Čtyřsloupový zvedák pro nákladníautomobily [13]



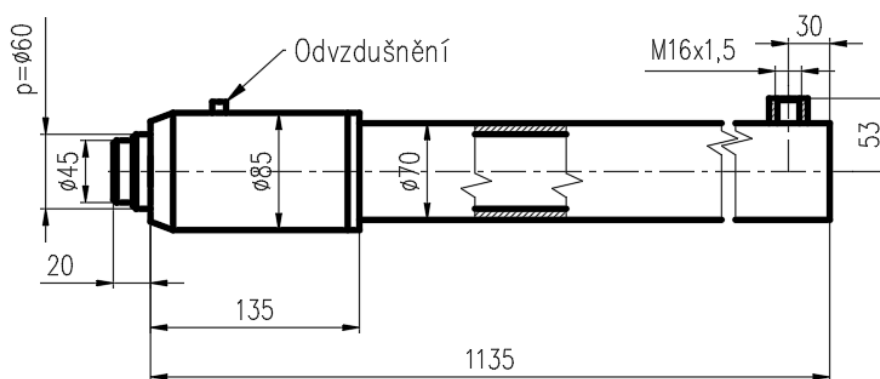
Obr. 2.14–Ukázka nesprávného umístění vozidla na zvedák [14]

Obr. 3.2– Náhled internetových stránek firmy HydraulICS [15]

ZH-PL je jednočinný hydraulický válec – tzv. plunžr. V principu je přímočarý hydromotor prvek, který přeměňuje tlakovou energii kapalného média na energii mechanickou – axiální sílu pístní tyče.

Hydraulický válec pracuje pouze v jednom směru – výsuvu. Zpětný pohyb pístní tyče musí být zajištěn vnější silou. Svou konstrukcí nevyžaduje zvláštní požadavky na obsluhu a údržbu. Pro bezvadnou a bezpečnou funkci je nutno řídit se provozními a technickými podmínkami. [15]

Zvolil jsem hydraulický válec typu ZH-PL o průměru pístku $p = 60$ mm se zdvihem 2000 mm. Ukončení pístní tyče a válce bude bez montážních ok. Provozní požadavky pro funkci pístnice jsou uvedeny v Tab. 3.2



Obr. 3.2–2D schéma pístnice

Veličina	Index	Hodnota	Jednotky
Hmotnost vozidla	m_v	3000	kg
Zdvih		2 000	mm
Průměr pístku	p	60	mm

Tab. 3.1 – Vstupní hodnoty pro výběr pístnice

3.1.1 Výpočet síly F_p působící na hydraulický válec

Bezpečnost volím dle normy pro zvedací zařízení ČSN ISO 4301-1 a zkušenosti mé vedoucí. Bezpečnost zvolena jako $k = 3$ a tíhové zrychlení je $g = 10 \text{ m/s}^2$.

Síla působící na hydraulický válec:

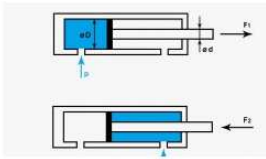
$$F_p = P \cdot g \cdot k \cdot m = 2 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 1000 = 60\,000 \text{ N} = 60 \text{ kN} \quad (1)$$

VÝPOČET SÍLY HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Vstupní parametry

p tlak	<input type="text" value="25"/>	MPa
D průměr pístu	<input type="text" value="60"/>	mm
d průměr pístnice	<input type="text" value="45"/>	mm

VYPOČÍTAT



Výstupní hodnoty

F ₁ síla při vysouvání válce	<input type="text" value="70.6858"/>	kN
F ₂ síla při zasouvání válce	<input type="text" value="30.9251"/>	kN

Obr. 3.3–Výpočet síly hydraulického válce [16]

Technické parametry	Hodnoty
Jmenovitý tlak	25 MPa
Maximální tlak	30 MPa
Pracovní kapalina	hydraulický minerální olej (OH-HM 32, OH-HM 46, OH-HM 64)
Požadovaná filtrace	min. 40 μm, výrobce doporučuje 25 μm
Teplotní rozsah	kapaliny -20°C ÷ +80°C okolí -20°C ÷ +70°C
Klimatická odolnost	mírné klima
Pracovní rychlost	maximální 0,5 m·s ⁻¹

Tab. 3.2 – Požadavky pro provoz pístnice [15]



Obr. 3.4 – 3D schéma pístnice

3.2 Výpočet základních sil

Výpočet síly F_t působící na automobilový zvedák. Jedná se o vertikální tíhovou sílu působící od zvednutého vozidla.

Tíhová síla:

$$F_t = m_v \cdot g = 3\,000 \cdot 10 = 30\,000 \text{ N} \quad (2)$$

Pro rozložení hmotnosti automobilu na zvedák jsem rozložil jeho tíhu na jednotlivá ramena.

Rozložení hmotnosti na jedno rameno:

$$F_v = \frac{m_v}{4} = \frac{3000}{4} = 750 \text{ kg} \quad (3)$$

Ve výpočtu stability zvedáku jsem zohlednil nerovnoměrné zatížení jednotlivých ramen, ať už z důvodu umístění motoru vpředu, nebo umístěného břemene v zavazadlovém prostoru vozidla. Proto dále počítám s hmotností $m=1000$ kg na každé rameno, abych těmto vlivům předešel.

Základní výpočet síly F_1 působící na jedno rameno:

$$F_1 = m \cdot g = 1000 \cdot 10 = 10\,000 \text{ N} \quad (4)$$

3.2.1 Výpočet stability zvedáku

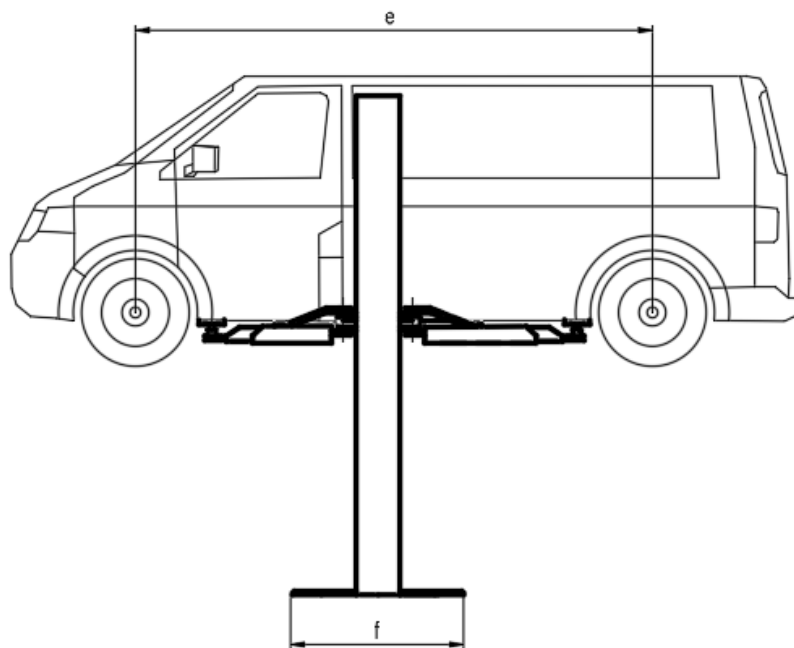
Norma EN ČSN 1493 udává použití zvedáku za různých povětrnostních podmínek, do výpočtu se zahrnují dané koeficienty. Jelikož můj zvedák plánuji umístit v krytých prostorech s betonovou podlahou, s vnějšími silami jsem dále nepočítal. Norma ČSN 73 6058 udává základní rozměry zvedáku pro osobní a dodávková vozidla.

Při vytváření náčrtů jsem zohlednil rozměry dodávkového vozidla, který by teoreticky mohlo dosáhnout hmotnosti $m_v = 3000$ kg. Výslednice sil vozidla (těžiště) musí ležet mezi sloupy zvedáku. (obr. 3.5 a 3.6)

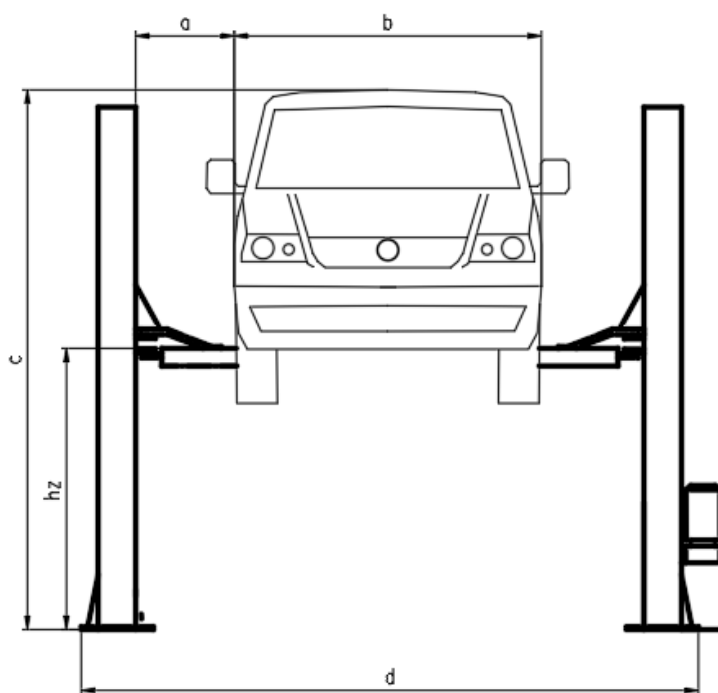
Tab. 3.3 – Základní rozměry dle normy

Název	Označení	Rozměr
Maximální šířka automobilu	b	2 000 mm
Maximální rozvor kol	e	6 000 mm
Maximální výška zdvihu	h_z	2 000 mm
Maximální vzdálenost automobilu od sloupu	a	500 mm
Maximální výška se zdviženým automobilem	c	5 000 mm
Vzdálenost podpěr základny	d	2 850 mm
Délka podpěr základny	f	1 800 mm

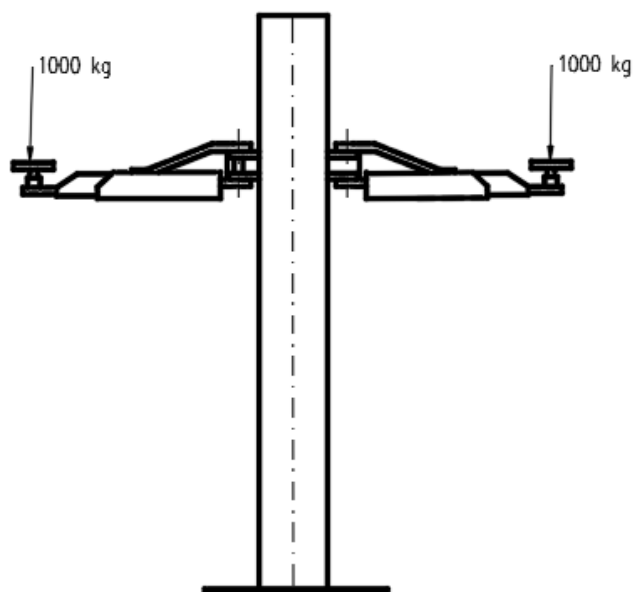
Zde jsou uvedeny parametry automobilu dle normy ČSN 73 6058 a rozměry ovlivňující stabilitu zvedáku. V nákresu jsem dle normy EN ČSN 1493 zahrnul rozložení sil prázdného vozidla v poměru hmotnosti 3:2, jelikož více jsou zatížena ramena v přední části vozu. Polohu nosných sloupů jsem se snažil umístit zhruba ve 40 % vzdálenosti rozvoru náprav e od přední nápravy. Klopnému momentu v podélné ose vozidla budou zabraňovat jak kotvící šrouby, tak i opěrný profil o délce f.



Obr. 3.5 – 2D schéma boční strany



Obr. 3.6 – 2D schéma čelní strany



Obr. 3.7 – 2D schéma boční strany zatíženého zvedáku

3.3 Volba materiálů

Pro ocelové profily jsem se rozhodl použít materiály dle tab. 3.3, jelikož jsou nejdostupnější a nejlevnější. Pro části se závitem volím materiál 11 523.

Tab. 3.3 – Výběr vhodných materiálů pro konstrukci zvedáku[17]

Označení dle ISO	Ekvivalent dle ČSN	Re [MPa]	Rm [MPa]	σ_{Dov} [MPa]	Vlastnosti
S355J2	11 503	355	470-630	110	Vhodná ke svařování
S355JO	11 523	355	470-630	110	Vhodná ke svařování, dobrá odolnost proti opotřebení

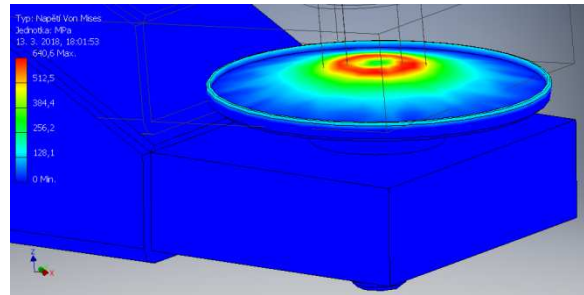
4. VÝPOČTY KONSTRUKCE ZVEDÁKU

Zvedák navrhují pro zvedání osobních a dodávkových automobilů do hmotnosti tří tun avšak díky bezpečnosti $k=3$ se jeho nosnost zvýší na 12 tun. Konstrukce zvedáku bude dvousloupová, pohyb ramen bude zajištěn dvěma hydraulickými pístnicemi. Jejich pohon bude zajišťovat hydraulické čerpadlo. Přenos tlaku oleje bude zajištěn fitinkami a tlakovými hadicemi. Pro případ náhlého úniku tlaku bude v okruhu zařazen bezpečnostní hydraulický zpětný ventil plnící funkci hydraulického zámku.

Svary volím stejných mechanických vlastností jako je základní materiál.

Nosnost zvedáku je dle zadání 3000 kg. Na každé rameno připadá $m=1\ 000$ kg dle vyjádření ze vzorce(4).

4.1 Dimenzování dosedací plochy patky



Obr. 4.1. – Statická kontrola patky

Musí platit:

$$\sigma_d = \frac{k \cdot F_1}{S} \leq \sigma_{Dov} [\text{MPa}] \quad (5)$$

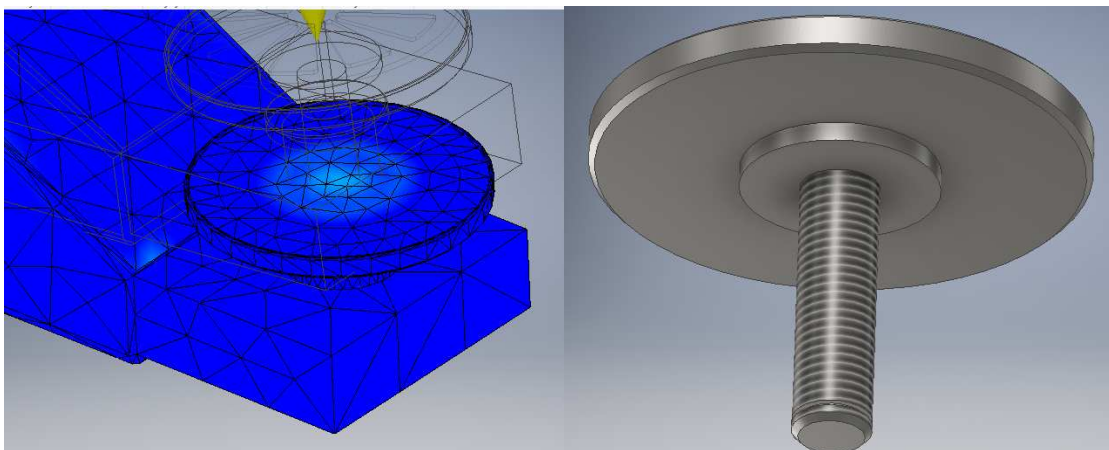
Plocha nosné části:

$$S_p = \frac{\pi \cdot n^2}{4} [\text{mm}^2] \quad (6)$$

Výsledný průměr:

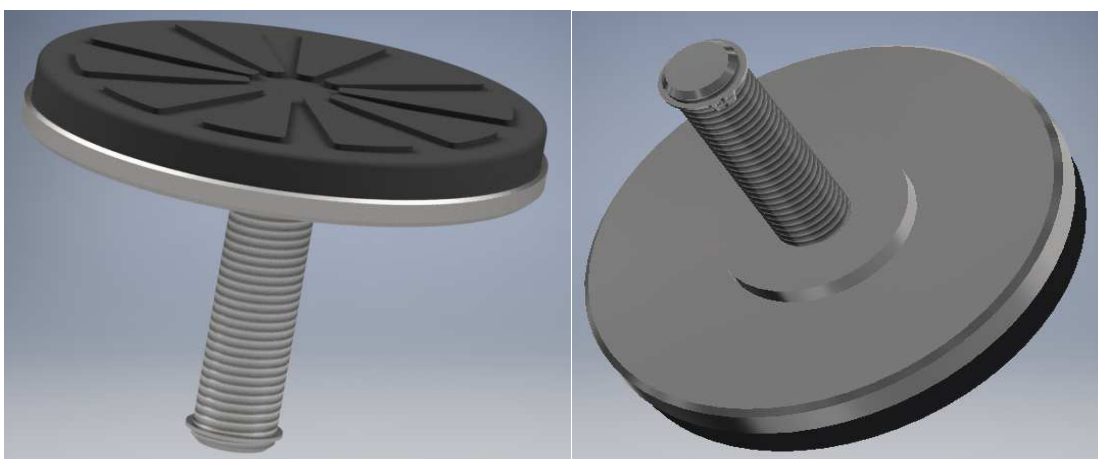
$$n = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot F_1}{\pi \cdot \sigma_{Dov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 10\ 000}{\pi \cdot 110}} = 18,63 \text{ mm} \quad (7)$$

Pro lepší rozložení síly F jsem se rozhodl zvětšit tloušťku patky nosným prstencem.



Obr. 4.2. – Statická kontrola dimenzované patky Obr. 4.3. – 3D schéma patky

4.2 Dimenzování závitů stavitelné patky



Obr. 4.4. – 3D schéma sestavy patky

Obr. 4.5. – 3D pohledna sestavupatky

4.2.1 Předběžný návrh rozměru závitů d_3

Provedu z kontroly na tlak, musí platit:

$$\sigma_d = \frac{k \cdot F_1}{S_3} \leq \sigma_{Dov} [\text{MPa}] \quad (8)$$

Malý průměr závitů šroubu:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot F_1}{\pi \cdot \sigma_{Dov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 10\,000}{\pi \cdot 110}} = 18,63 \text{ mm} \quad (9)$$

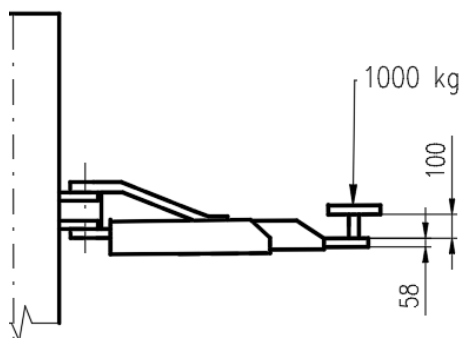
Plocha závitů:

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 18,63^2}{4} = 272 \text{ mm}^2 \quad (10)$$

Tomuto závitů vyhovuje M 24x3, jenž má $d_3 = 20,319 \text{ mm}$. Jelikož není šroub namáhaný krouticím momentem, volba většího průměru závitů je tedy zbytečná.

4.2.2 Kontrola šroubu na vzpěr

Podle strojírenských tabulek[18], jde o uložení s jedním koncem vetknutým a druhým volným. Pro toto uložení platí: redukovaná délka: $l_o = 2 \cdot l_v$, kde l_v = maximální délka vysunutí + $\frac{1}{2}$ výšky vložky ramene.



Obr. 4.6. – 2D pohled na vysunutí patky

Délka vysunutí:

$$l_v = l_{max} + \frac{v_v}{2} = 100 + \frac{58}{2} = 129 \text{ mm} \quad (11)$$

Redukovaná délka:

$$l_o = 2 \cdot l_v = 2 \cdot 129 = 258 \text{ mm} \quad (12)$$

Štíhlost:

$$\lambda = \frac{l_o}{j} = \frac{l_o}{\sqrt{\frac{I}{S_3}}} = \frac{l_o}{\sqrt{\frac{\pi \cdot d_3^4 \cdot 4}{64 \cdot d_3^2 \cdot \pi}}} = \frac{258}{\sqrt{\frac{\pi \cdot 20,319^4 \cdot 4}{64 \cdot 20,319^2 \cdot \pi}}} = 50,46 \quad (13)$$

Platí: $\lambda \leq \lambda_m$ – oblast nepružného vzpěru – výpočet podle Tetmayera

$\lambda \geq \lambda_m$ – oblast pružného vzpěru – výpočet podle Eulera

$\lambda_m = 105$ – mezní štíhlost, liší se podle druhu materiálu

Kontrola na vzpěr dle Tetmayera ze Strojnických tabulek:

$$\sigma_{KR} = 110 - 0,62 \cdot \lambda = 110 - 0,62 \cdot 50,46 = 303 \text{ MPa} \quad (14)$$

Kritická síla:

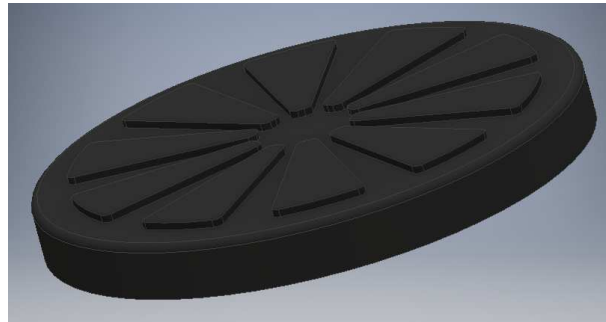
$$F_{kr} = S_3 \cdot \sigma_{KR} = 324 \cdot 303 = 98\,413 \text{ N} \quad (15)$$

Bezpečnost dle Tetmayera:

$$k_T = \frac{F_{kr}}{F_1} = \frac{98\,413}{10\,000} = 9,8 \quad (16)$$

Navržený šroub na vzpěr vyhovuje.

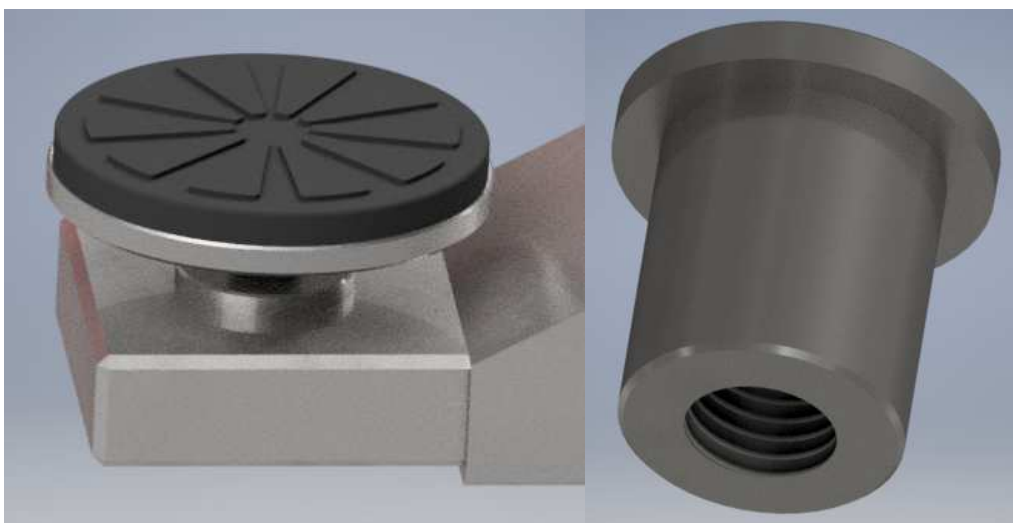
Podložka je vyrobena z technické pryže. Zabraňuje poškození laku na podvozku či prazích automobilu a usnadňuje ustavení vozidla.



Obr. 4.7. – 3D schéma podložky

4.3 Dimenzování závitové vložky

Závitová vložka bude přivařena do výsuvného ramene. Zajišťuje libovolnou stavitelnost patky.



Obr. 4.8. – 3D schéma patky v rameni

Obr. 4.9. – 3D schéma vložky

Musí platit:

$$\sigma_d = \frac{k \cdot F_1}{S} \leq \sigma_{Dov} [\text{MPa}] \quad (17)$$

Plocha mezikruží:

$$S = \frac{\pi \cdot (D_v^2 - d_v^2)}{4} [\text{mm}^2] \quad (18)$$

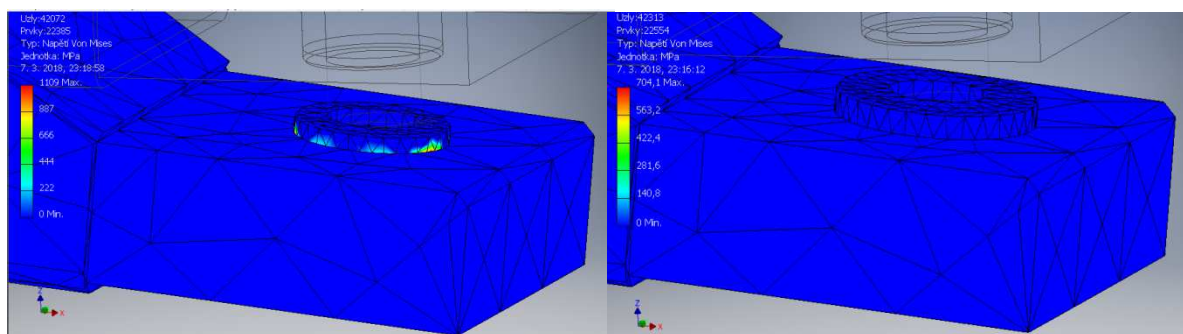
Průměr d_v volím 45 mm

Velký průměr D_v :

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot F_1}{\pi \cdot \sigma_{Dov}} + d_v^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 10\,000}{\pi \cdot 110} + 45^2} = 49 \text{ mm} \doteq 50 \text{ mm} \quad (19)$$

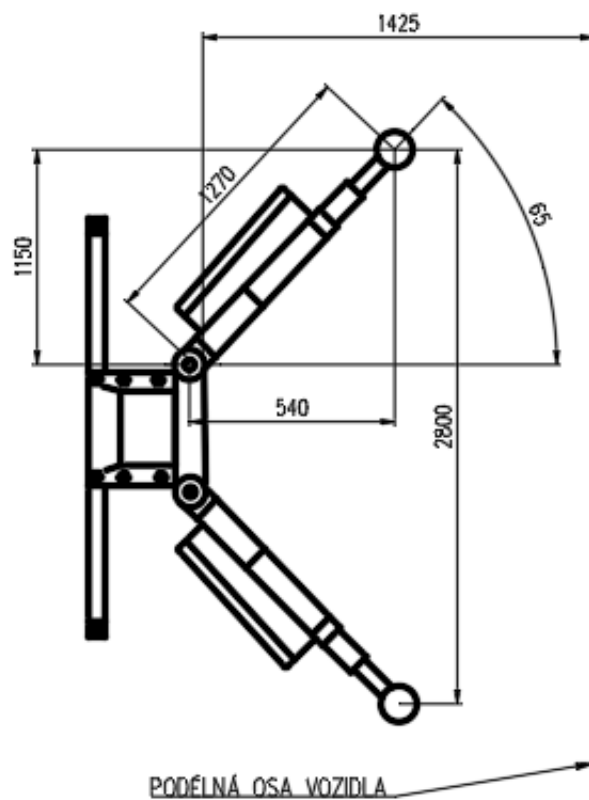
Rozměr D_v volím 50 mm.

Avšak při výpočtu s MKP jsem narazil na napěťové špičky mezi plochou vložky a výsuvného ramene, proto jsem zvětšil rozměr D_v z 50 na 60 mm. Poté došlo k vyhlazení špiček.

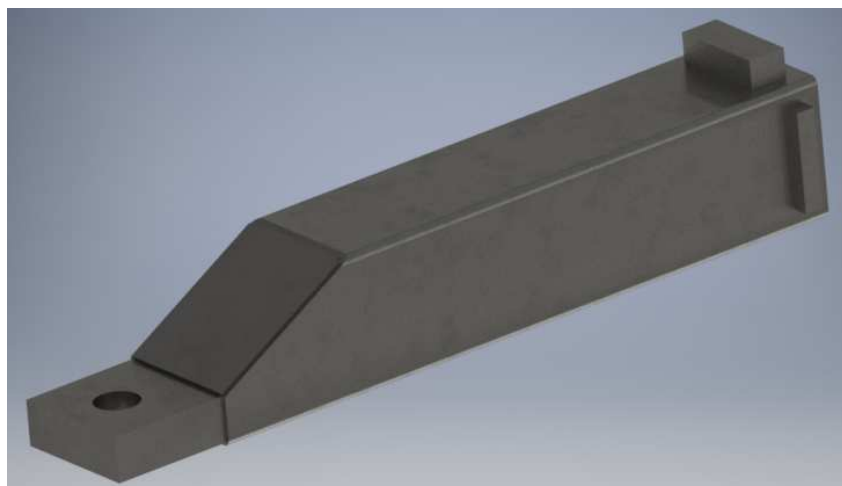


Obr. 4.10. – 3D schéma zatížené vložky Obr. 4.11. – 3D schéma zesílené vložky

4.4 Dimenzování výsuvného ramene



Obr. 4.12. – 2D schéma rozevření ramen



Obr. 4.13. – 3D schéma výsuvného ramene

Délka maximálního výsuvu ramene je $d_v = 540$ mm.

Vnitřní rozměr profilu o_r volím 110 mm.

Musí platit:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Dov}[\text{MPa}] \quad (20)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot (O_r^3 - o_r^3) [\text{mm}^3] \quad (21)$$

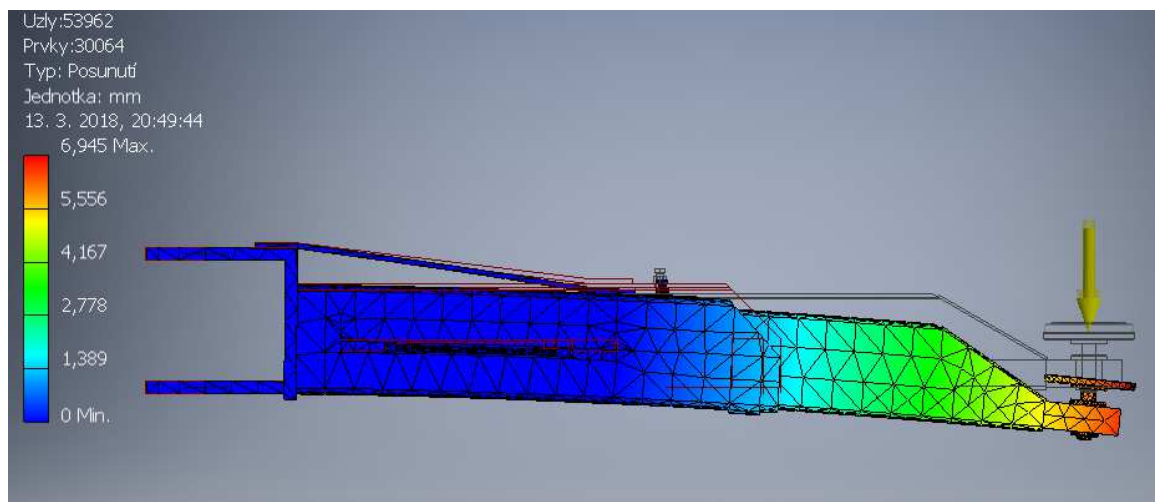
Ohybový moment:

$$M_o = k \cdot F_1 \cdot d_v[\text{N}\cdot\text{m}] \quad (22)$$

Vnější rozměr čtvercového profilu:

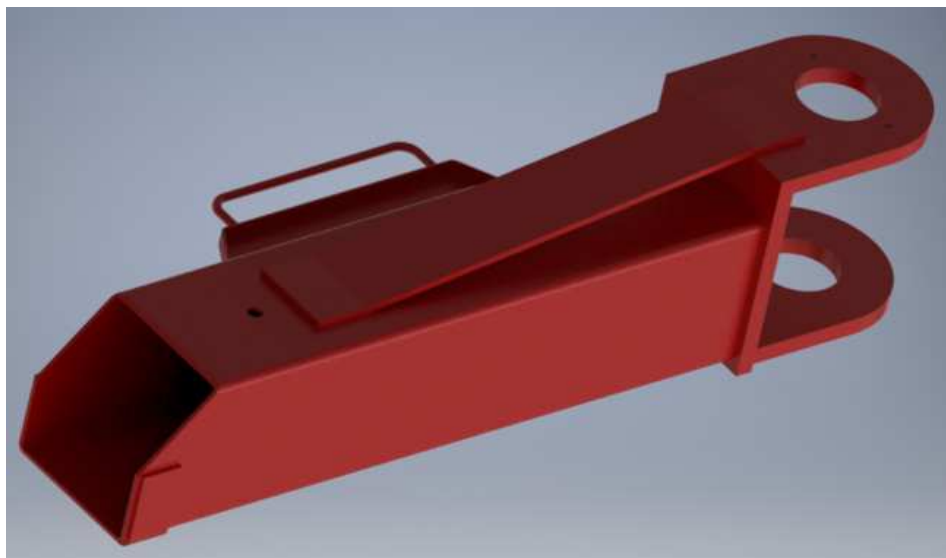
$$O_r = \sqrt[3]{\frac{k \cdot F_1 \cdot d_v}{\frac{1}{6} \sigma_{Dov}} + o_r^3} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 10\,000 \cdot 540}{\frac{1}{6} \cdot 110} + 110^3} = 130\text{mm} \quad (23)$$

Volím čtvercový profil 130 x 10 mm



Obr. 4.14. – 3D schéma posunutí ramene

4.5 Dimenzování otočného ramene



Obr. 4.15. – 3D schéma otočného ramene

Délka vysunutého ramene je $r_v = 1440$ mm.

Vnitřní rozměr profilu r_r volím 160 mm.

Musí platit:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Dov} [\text{MPa}] \quad (24)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot (R_r^3 - r_r^3) [\text{mm}^3] \quad (25)$$

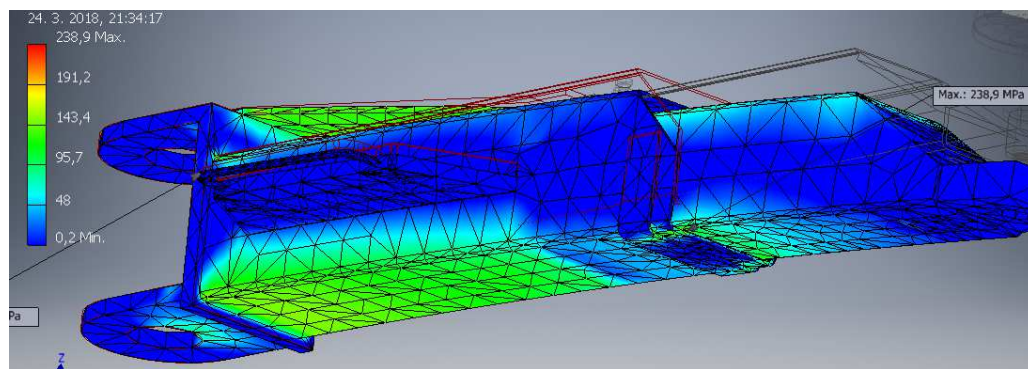
Ohybový moment:

$$M_o = k \cdot F_1 \cdot r_v [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (26)$$

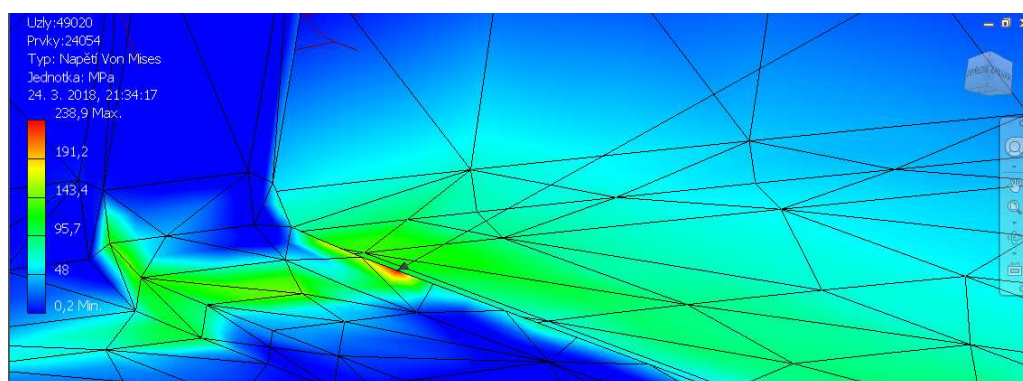
Vnější rozměr čtvercového profilu:

$$R_r = \sqrt[3]{\frac{k \cdot F_1 \cdot r_v}{\frac{1}{6} \sigma_{Dov}} + r_r^3} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 10\,000 \cdot 1440}{\frac{1}{6} \cdot 110} + 160^3} = 180 \text{ mm} \quad (27)$$

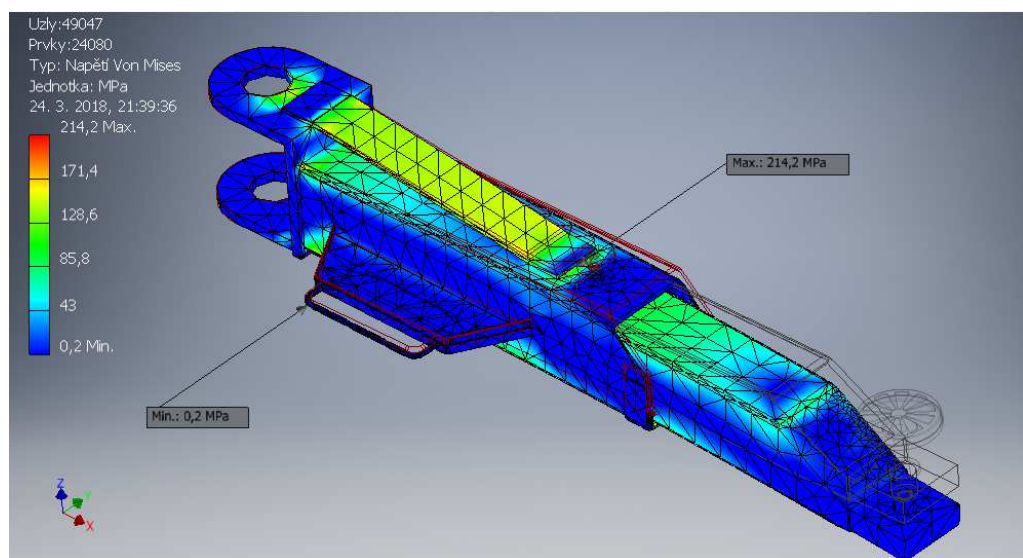
Volím čtvercový profil 180 x 10 mm



Obr. 4.16. – 3D schéma zatíženého ramene



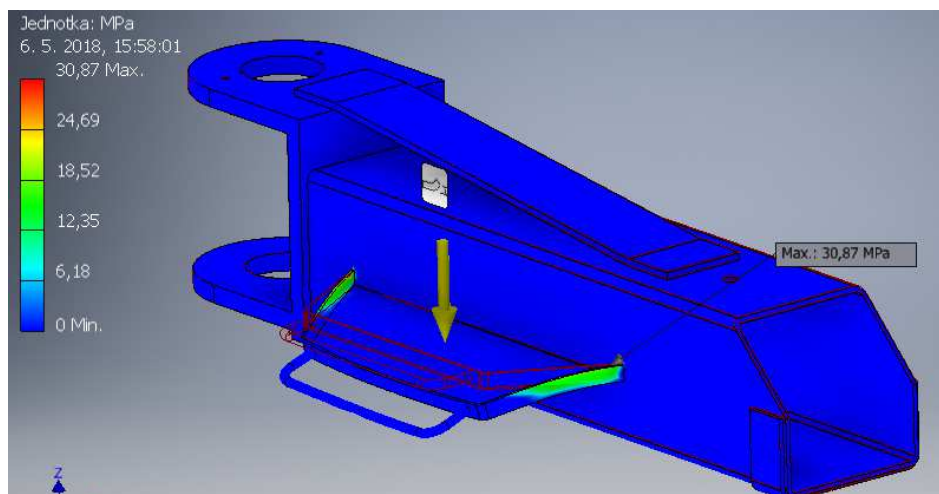
Obr. 4.17. – 3D schéma největšího namáhání



Obr. 4.18. – 3D schéma zatíženého ramene

Patku jsem již nezahrnoval do výpočtu, jelikož docházelo pouze k deformaci pryžové podložky.

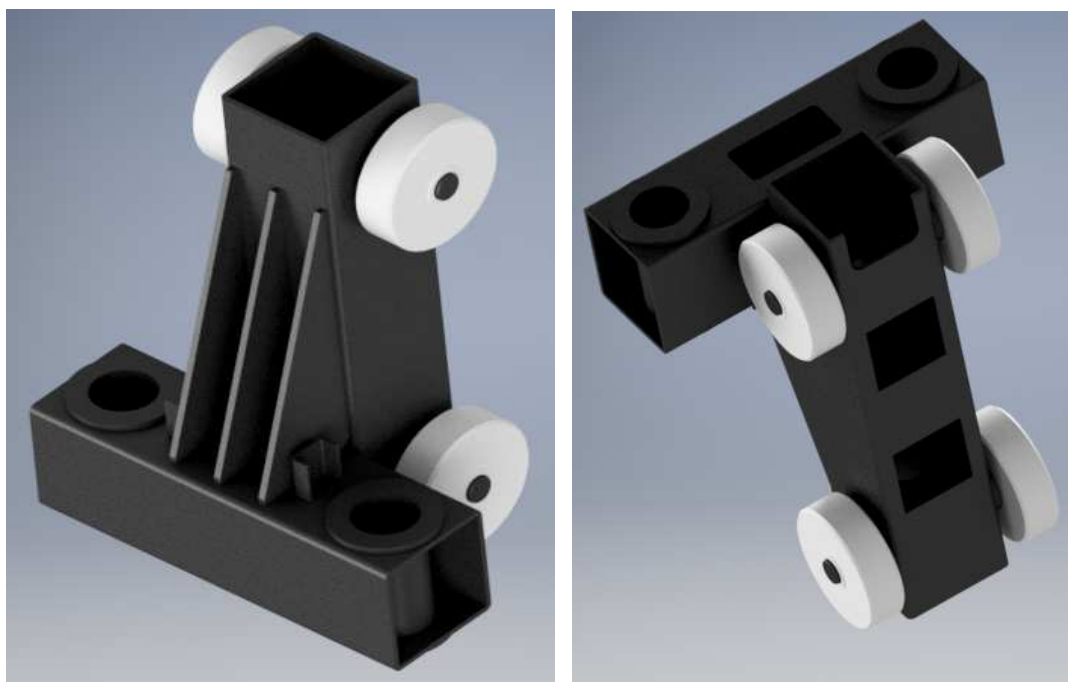
4.5.1 Zatížení police



Obr. 4.19. – 3D schéma zatížené police

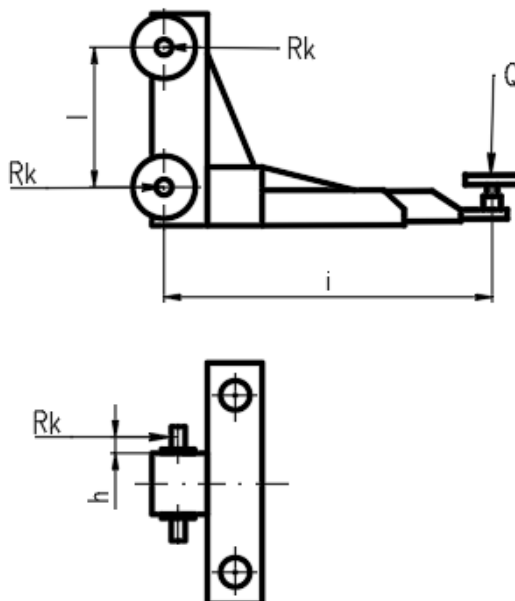
Polici jsem navrhl z materiálu o tloušťce 5 mm, aby bylo možno na ni odkládat nářadí a zároveň pomocí madla ustavovat rameno pod vozidlo. Maximální zatížení police je 30 kg.

4.6 Dimenzování vozíku



Obr. 4.20. – 3D schéma vozíku Obr. 4.21. – 3D schéma vozíku- opačný pohled

4.6.1 Výpočet namáhání čepuvodícího kola na vozíku



Obr. 4.22. – 2D schéma zatíženého vozíku

Vycházím z rovnice:

$$Q = k \cdot m \cdot g = 3 \cdot 1\,000 \cdot 10 = 30\,000 \text{ N} \quad (28)$$

Rovnice rovnováhy při zvedání vybraného vozidla:

$$Q \cdot l = R_k \cdot h \quad (29)$$

Vyjádření reakční síly:

$$R_k = \frac{Q \cdot l}{h} = \frac{30\,000 \cdot 760}{550} = 41\,454 \text{ N} \quad (30)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot D^3 [\text{mm}^3] \quad (31)$$

Ohybový moment:

$$M_o = R_k \cdot h [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (32)$$

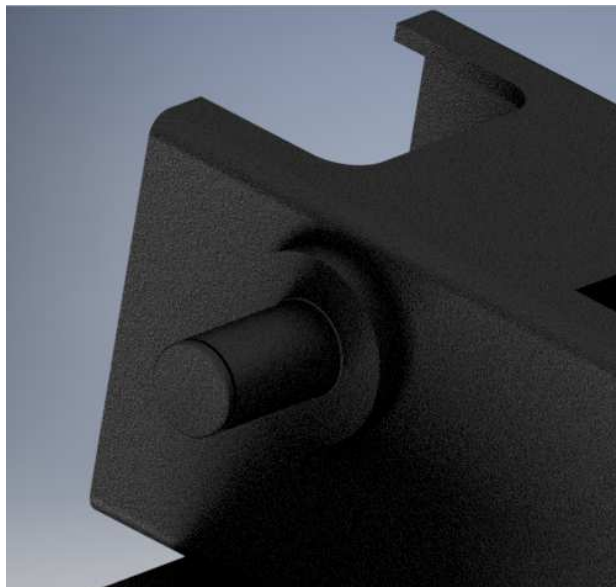
Výpočet modulu průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{M_o}{\sigma_{Dov}} = \frac{R_k \cdot h}{\sigma_{Dov}} = \frac{41\,454 \cdot 47}{110} = 17\,712 \text{ mm}^3 \quad (33)$$

Výsledný rozměr čepu D:

$$D = \sqrt[3]{W_o \cdot \frac{32}{\pi}} = \sqrt[3]{17\,712 \cdot \frac{32}{\pi}} = 56 \text{ mm} \quad (34)$$

Volím vodící čep o průměru 56 mm.

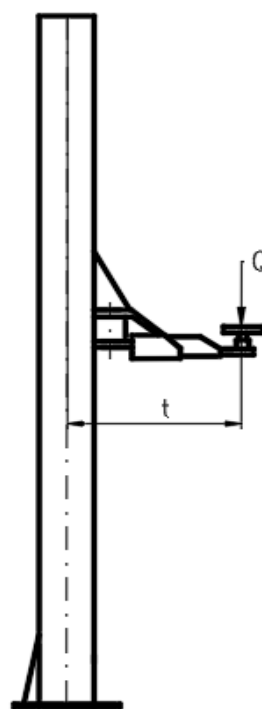


Obr. 4.23. – 3D schéma umístění čepu

4.7 Dimenzování sloupu



Obr. 4.24. – 3D schéma ustavení zvedáku



Obr. 4.25. – 2D schéma namáhání sloupu

4.7.1 Namáhání sloupu na ohyb

Pro zjednodušení výpočtu počítám s uzavřeným obdélníkovým profilem. V modelu je profil otevřený, jelikož se v jeho svislé ose pohybuje vozík s rameny.

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{M_o}{\sigma_{Dov}} = \frac{Q \cdot t}{\sigma_{Dov}} = \frac{30\,000 \cdot 760}{110} = 207\,272 \text{ mm}^3 \quad (35)$$

Volím vnitřní rozměr profilu $v=400$ mm.

Poměr vnitřních rozměrů:

$$u = \frac{1}{2} \cdot v = 200 \text{ mm} \quad (36)$$

Poměr vnějších rozměrů:

$$U = \frac{1}{2} \cdot V \quad (37)$$

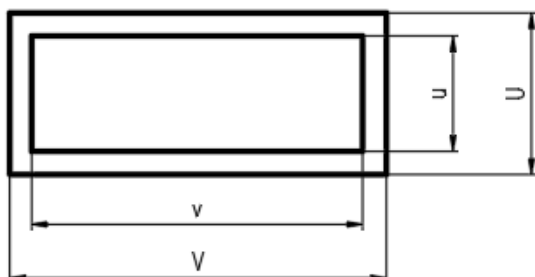
Vyjádření modulu průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot U \cdot V^2 - \frac{1}{6} \cdot u \cdot v^2 = \frac{1}{6} \cdot (U \cdot V^2 - u \cdot v^2) = \frac{1}{6} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot V \cdot V^2 - 200 \cdot 400^2 \right) = \left(\frac{1}{12} \cdot V^3 - 5\,333\,333 \right) \quad (38)$$

Výpočet vnějšího rozměru V :

$$V = \sqrt[3]{\frac{W_o + 5\,333\,333}{\frac{1}{12}}} = \sqrt[3]{\frac{207\,272 + 5\,333\,333}{\frac{1}{12}}} = 411 \text{ mm} \quad (39)$$

Volím rozměr $V=420$ mm, tudíž tloušťka stěny profilu bude 10 mm.



Obr. 4.26. –2D schéma zjednodušeného profilu sloupu

4.7.1 Namáhání sloupu na vzpěr

Jelikož při variantě zajištění pomocí mechanického zámku ponese tíhu automobilu sloup, místo pístnice, kontrolují sloup dodatečně na vzpěr.[18]

Konstanta pro zatížení sloupu s vetknutým spodním koncem dle strojnických tabulek:

$$N = \frac{1}{2} \text{ pro zatížení sloupu s vetknutým spodním koncem} \quad (40)$$

Plocha sloupu:

$$S_S = U \cdot V - u \cdot v = 420 \cdot 220 - 400 \cdot 200 = 12\,400 \text{ mm}^2 \quad (41)$$

Kritická síla:

$$F_{max} = P \cdot k \cdot F_1 = 2 \cdot 3 \cdot 10\,000 = 60\,000 \text{ N} \quad (42)$$

Kvadratický moment setrvačnosti:

$$J_{mins} = \frac{1}{12} \cdot U \cdot V^3 - \frac{1}{12} \cdot u \cdot v^3 =$$
$$\frac{1}{12} \cdot 420 \cdot 220^3 - \frac{1}{12} \cdot 400 \cdot 200^3 = 106\,013\,333 \text{ mm}^4 \quad (43)$$

Redukovaná délka:

$$L_{RED} = \frac{L}{N} = \frac{2985}{\frac{1}{2}} = 1492,5 \text{ mm} \quad (44)$$

Poměr setrvačnosti:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{mins}}{S_S}} = \sqrt{\frac{106\,013\,333}{12\,400}} = 92,5 \text{ mm} \quad (45)$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda_{SK} = \frac{L}{i_{min}} = \frac{2985}{92,5} = 32,3 \quad (46)$$

Mezní štíhlost:

$$\lambda_{mez} = \pi \cdot N \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{Dov}}} = \pi \cdot \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5}{110}} = 67 \quad (47)$$

Platí: $\lambda_{SK} \leq \lambda_{mez}$ – oblast nepružného vzpěru – výpočet podle Tetmayera

$\lambda_{SK} \geq \lambda_{mez}$ – oblast pružného vzpěru – výpočet podle Eulera

Výpočet budeme dále provádět dle Tetmayera

Kritické napětí pro ocel 11 503 je převzato ze strojnických tabulek.

Kontrola na vzpěr dle Tetmayera ze Strojnických tabulek:

$$\sigma_{KR} = 335 - 0,62 \cdot \lambda_{SK} = 335 - 0,62 \cdot 32,3 = 314 \text{ MPa} \quad (48)$$

Kritická síla:

$$F_{kr} = S_S \cdot \sigma_{KR} = 12\,400 \cdot 314 = 3\,893\,600 \text{ N} \quad (49)$$

Bezpečnost dle Tetmayera:

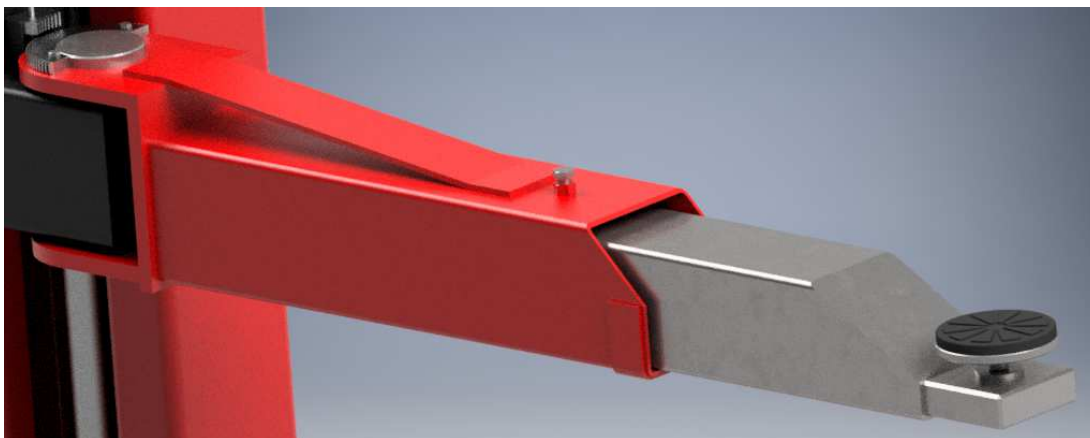
$$k_T = \frac{F_{kr}}{F_{max}} = \frac{3\,893\,600}{60\,000} = 65 \quad (50)$$

5. 3D KONSTRUKCE ZVEDÁKU

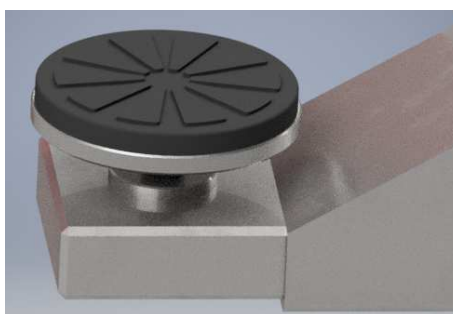
Celý hydraulický zvedák se skládá ze čtyř hlavních částí. Základem je sloup, který zajišťuje stabilitu zvedáku. Dále vozík, který se pohybuje ve svislém směru. Vozík je uložen ve sloupu a jeho pohyb zajišťuje pístnice, která se opírá v dolní části sloupu. Posledními částmi zvedáku jsou ramena, která jsou v kontaktu s vozidlem a zároveň jsou zajištěna pomocí čepů k vozíku.



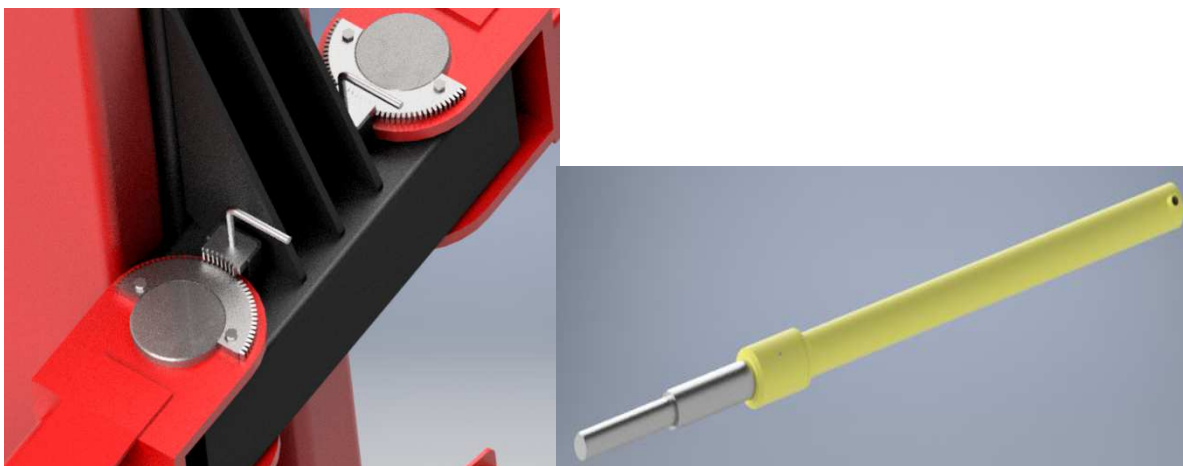
Obr. 5.1. – 3D schéma ustavení zvedáku Obr. 5.2. – 3D schéma podpory sloupu



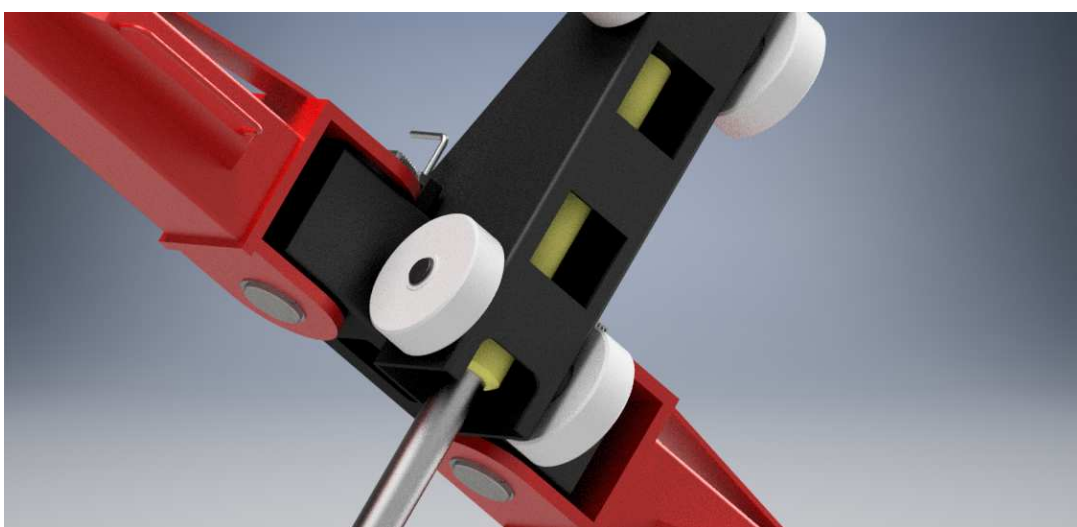
Obr. 5.3. – 3D schéma otočného ramene



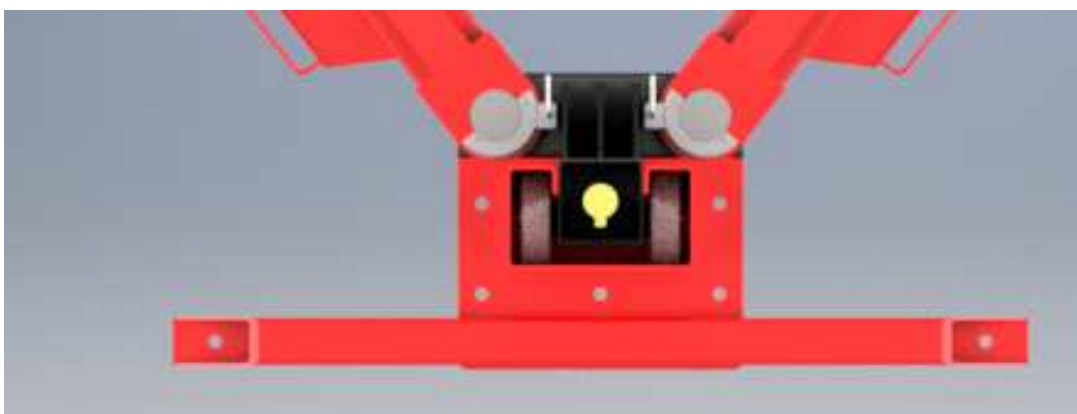
Obr. 5.4. – 3D schéma stavitelné patky



Obr. 5.5. – 3D schéma zajišťovacího mechanismu Obr. 5.6. – 3D schéma pístnice



Obr. 5.7. – 3D schéma sestavy vozíku



Obr. 5.8. – 3D schéma zvedáku- horní pohled



Obr. 5.9. – 3D schéma zajištění ramenou Obr. 5.10. – 3D schéma zajištění pružiny

6. ZÁVĚR

Úkolem této bakalářské práce bylo navržení hydraulického dvousloupového zvedáku. V úvodu je přehled dostupných zvedáků a rozdělení dle jednotlivých pohonů a konstrukcí.

Navržený zvedák bude poháněn hydraulickým okruhem, jehož hlavními prvky bude čerpadlo na hydraulický olej a teleskopická pístnice. Proti pádu zvedáku navrhuji do hydraulického okruhu zařadit jednocestný ventil, který zabrání pádu vozidla při náhlém úniku tlaku, popřípadě prasknutí tlakové hadice. Celá konstrukce zvedáku je navrhovaná s bezpečností $k=3$. Z hlediska statické bezpečnosti lze konstatovat, že zvedák zatížení vydrží. Hodnoty statického namáhání na vzpěr vychází také dostatečně velké, především u sloupu. U ramene byla rovněž provedena kontrola pomocí programu MKP, pomocí níž jsem rameno dimenzoval.

Konstrukci zvedáku jsem řešil pomocí snadno dostupných materiálů, profilů a součástí na trhu. Celá konstrukce zvedáku je navrhována tak, aby jeho montáž a demontáž nebyla zbytečně složitá, stejně tak i provoz bezúdržbový.

Pro snadnou manipulaci otočných ramenou jsem navrhl postranní madla včetně odkládací police na každém z nich.

Při vytváření 3D modelu jsem použil program Autodesk Inventor 2018, kterým jsem provedl i pevnostní výpočty pomocí MKP. V tomto programu jsem také vytvářel i výkresy sestav a svarku. Výkresy jsou přiloženy v práci.

Cíle stanovené v úvodu byly splněny.

7. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Na auta.cz [online]. [cit. 8.5.2018]. Dostupné z: <http://naauta.cz/nuzkovy-hever-1500-kg>
- [2] Rubena, a.s. [online]. [cit. 20.3.2018]. Dostupné z: <http://www.rubena.cz/cz/onas/novinky/rallye-pariz-dakar/>
- [3] Pulotrade.cz [online]. [cit. 14.3.2018]. Dostupné z: <https://www.pulotrade.cz/pneumaticky-mechovy-zvedak-ats-45-t>
- [4] Startéry levně.cz [online]. [cit. 8.5.2018]. Dostupné z: <http://www.starterylevne.cz/http/www-starterylevne-cz/www-eshop-autodily-cz/eshop/11-1-TRUCK-SHOP-dily-prislusenstvi/476-2-HYDRAULICKE-ZVEDAKY/5/1485-Hydraulicky-zvedak-hever-25-Tun>
- [5] Alza.cz [online]. [cit. 10.4.2018]. Dostupné z: <https://www.alza.cz/hobby/compass-hydraulicky-pojizdny-hever-2t-d2898826.htm>
- [6] Eoltas.it [online]. [cit. 8.5.2018]. Dostupné z: <https://e-shop.eoltas.lt/en/JW01E-Eoltas/>
- [7] Lincos.cz [online]. [cit. 1.5.2018]. Dostupné z: <https://lincos.cz/6090-nuzkovy-zvedak-35t.html>
- [8] Autotech-Chotěboř.cz [online]. [cit. 6.5.2018]. <https://www.autotech-chotebor.cz/en/products/detail/electro-hydraulic-pit-jack-10-20t-stroke-800mm>
- [9] Náradí-pro.cz [online]. [cit. 18.4.2018]. Dostupné z: <http://www.naradi-pro.cz/jamove-hydraulicke-zvedaky-slift-h>
- [10] Svářečky-obchod.cz [online]. [cit. 8.5.2018]. Dostupné z: <https://www.svarecky-obchod.cz/dilenske-vybaveni/vybaveni-autoservisu/sloupove-zvedaky/6278-jednosloupovy-mobilni-zvedak-2500-kg.htm>
- [11] Golemtech.cz [online]. [cit. 4.4.2018]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/kompletni-nabidka/15-dvosloupovy-hydraulicky-zvedak-4000-kg.html>
- [12] PROFO HK, a.s. [online]. [cit. 8.5.2018]. Dostupné z: <http://www.profo.cz/hever-na-auto-ravaglioli-rav4505-of-si-579.html>

- [13] Autotech-Chotěboř.cz [online]. [cit. 5.5.2018]. Dostupné z: <https://www.autotech-chotebor.cz/produkty/detail/sloupove-elektromechanicke-zvedaky-pro-nakladni-vozy>
- [14] TV NOVA [online]. [cit. 1.5.2018]. Dostupné z:http://tn.nova.cz/clanek/auto-se-utrulo-v-ostravskem-servisu-ze-zvedaku-zasahovali-hasici.html#g_501638
- [15] Hydraulics Sehradice s.r.o. [online] [cit. 2.2.2018]. Dostupné z:<http://www.hydraulics.cz/24976-zhpl>
- [16] E-konstruktor Portál pro strojní konstruktéry [online] [cit. 3.2.2018]. Dostupné z: <https://e-konstruktor.cz/technicke-vypocty/11-vypocet-sily-valce/132-vypocet-sily-hydraulickeho-valce>
- [17] Bolzano.cz [online]. [cit. 4.4.2018]. Dostupné z:<https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli>
- [18] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojírenské tabulky*. Čtvrté doplněné vydání. Albra, Úvaly 2008. ISBN: 978-80-7361-111-8.

8. PŘÍLOHY

Výkres sestavy zvedáku včetně seznamu položek	MIC 0309_S1
Výkres ukotvení zvedáku	MIC 0309_S2
Výrobní výkres svařence vozíku	MIC 0309_V1
CD-ROM s bakalářskou prací v elektronické podobě	