



# 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

## NÁVRH PŘENOSNÉHO DÍLENSKÉHO ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO MOTOROVÉ VOZIDLO

SUGGESTION OF A MOBILE WORKSHOP LIFT FOR A MOTOR VEHICLE

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Radovan Košťál

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Hloušek

BRNO 2022



## Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Radovan Košťál</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	<b>Ing. David Hloušek</b>
Akademický rok:	2021/22

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:

### **Návrh přenosného dílenského zvedacího zařízení pro motorové vozidlo**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Návrh přenosného zařízení pro zdvih motorového vozidla s těmito technickými parametry:

- minimální výška zdvihu 500 mm,
- nosnost 2500 kg,
- zdvih mechanicky.

#### **Cíle bakalářské práce:**

Kritická rešerše o zařízení tohoto typu a jeho možných alternativách.

Návrh konceptu na základě výchozích parametrů.

Funkční výpočet konstrukce a zdvihového mechanismu.

Pevnostní výpočet.

Výkres celkové sestavy.

Výkresy výrobní dokumentace.

#### **Seznam doporučené literatury:**

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



## ABSTRAKT

Táto bakalárska práca sa venuje problematike mobilných zdvíhacích zariadení pre osobné automobily. Obsahuje kritickú rešerš, v ktorej sú porovnané existujúce mobilné zdviháky, vlastný návrh mobilného zdvíhacieho zariadenia, jeho rozmerové a pevnostné výpočty, voľbu materiálu a komponentov a výkresovú dokumentáciu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Mobilné zdvíhacie zariadenie, nožnicový mechanizmus, pohybová skrutka, záťažové koleso, elektromotor, zabezpečovacie zariadenie.

## ABSTRACT

This bachelor thesis concentrates on mobile lifts for vehicles. It consists of critical research, in which the existing mobile lifts are compared, an original design of a mobile vehicle lift, calculations of overall dimensions and strength, choosing of materials and components and technical drawings.

## KEYWORDS

Mobile lifting device, scissor mechanism, lead screw, castor wheel, electric motor, safety mechanism.

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KOŠTÁL, Radovan. Návrh přenosného dílenského zvedacího zařízení pro motorové vozidlo. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137041>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce David Hloušek.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Hlouška a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Radovan Košťál

## PODĚKOVÁNÍ

Chcel by som sa poďakovať môjmu vedúcemu bakalárskej práce pánu Ing. Davidovi Hlouškovi za jeho rady a ľudský prístup. Obrovská vďaka patrí aj mojej rodine a najbližším ľuďom, bez ktorých by som nebol človekom akým som dnes.



# OBSAH

Úvod .....	10
Ciele a motivácia .....	11
<b>1 Súčasný stav poznania .....</b>	<b>12</b>
1.1 Prehľad existujúcich dizajnov .....	12
1.1.1 Quickjack BL-5000EXT .....	12
1.1.2 EZ Car Lift .....	13
1.1.3 AutoLift 3000 .....	14
1.1.4 Tyre On TSC 2800E .....	15
<b>2 Návrh koncepcie riešenia .....</b>	<b>16</b>
<b>3 Rozmerové výpočty .....</b>	<b>17</b>
3.1 Poloha maximálneho zdvihu .....	17
3.2 Poloha minimálneho zdvihu .....	18
<b>4 Silové výpočty .....</b>	<b>19</b>
4.1 Sila od automobilu .....	19
4.2 Uvoľnenie telies .....	20
4.3 Reakčné sily vo väzbách .....	21
4.4 Výsledné vnútorné účinky .....	23
4.4.1 Teleso 2 .....	23
4.4.2 Teleso 3 .....	25
4.4.3 Teleso 4 .....	27
<b>5 Voľba materiálu, komponentov a bezpečnostné výpočty .....</b>	<b>30</b>
5.1 Profily .....	30
5.1.1 Teleso 2 a 3 .....	30
5.1.2 Teleso 4 .....	32
5.2 Čapy .....	33
5.2.1 Väzba A .....	33
5.2.2 Väzba C .....	34
5.2.3 Väzba F .....	34
5.2.4 Väzba D .....	35
5.3 Trapézová skrutka a matica .....	36
5.4 Závažové kolesá .....	38
5.5 Voľba elektromotora a prevodovky .....	39
5.6 Zabezpečovacie zariadenie .....	42
<b>Záver .....</b>	<b>44</b>
<b>Zoznam použitých skratiek a symbolov .....</b>	<b>46</b>
<b>Zoznam príloh .....</b>	<b>49</b>

## ÚVOD

Zdvíhacie zariadenia sú v dnešnej dobe už neodmysliteľnou súčasťou každého autoservisu či pneuservisu. Tieto servisy väčšinou vyžadujú použitie zabudovaných stĺpových, či nožnicových zdvihákov s vyšším zdvihom kvôli jednoduchšiemu prístupu k spodnej časti vozidla.

Nesmieme však zabúdať na automobilových nadšencov, domácich opravárov alebo ľudí, ktorí sa venujú hĺbkovému detailingu vozidiel. Táto skupina používateľov často nemá potrebné priestory či financie pre inštaláciu veľkých dielenských zdvihákov. Z tohto dôvodu siahajú po ich prenosných variantoch.

Táto bakalárska práca sa venuje problematike prenosných automobilových zdvihákov. Prvá časť obsahuje kritickú rešerš dostupných prenosných zdvihákov, ktoré dokážu zdvihnúť vozidlo za oba prahy naraz a sú poháňané vonkajším zdrojom energie, teda nie ľudskou silou. V tejto časti vyznačujeme ich jednotlivé parametre, ako aj porovnávame ich jednotlivé výhody či nevýhody.

Druhá, konštrukčná časť, popisuje vlastný návrh konštrukcie mobilného nožnicového zdviháku pre osobné automobily. Táto časť obsahuje všetky dôležité pevnostné výpočty, ako aj voľbu materiálu a komponentov. Taktiež je vypracovaný návrh mechanického zabezpečovacieho zariadenia proti náhlemu spusteniu bremena.

Posledná časť obsahuje celkovú výkresovú dokumentáciu tohto zdvíhacieho zariadenia.

## CIELE A MOTIVÁCIA

Cieľom tejto práce je koncepčný návrh prenosného automobilového zdviháka pracujúceho na princípe nožnicového mechanizmu, pozostávajúceho z dvoch samostatných plošín s nosnosťou 2500 kg, pričom je schopný auto zdvihnúť do výšky 500 mm. Do jej riešenia je nutné zahrnúť silové a pevnostné výpočty, voľbu komponentov, ako aj zohľadniť požiadavky platnej normy pre zdvíhacie zariadenia.

Celkové rozmery zdviháka by mali byť pokiaľ možno čo najmenšie, aby bol ľahko skladovateľný aj v drvinej väčšine domácich garáží a menších dielní. Prínosom môže byť absencia konštrukcie spájajúcej obe strany zdviháka, čo umožňuje jednoduchú demontáž výfukovej, prípadne hnacej sústavy vozidla.

Dôležitou súčasťou návrhu zdviháka je aj odstránenie bodovej koncentrácie zaťaženia na podlahu. Keďže veľká časť podláh domácich garáží pozostáva z obyčajného obkladu, pod ktorým je v niektorých prípadoch aj podlahové vykurovanie z dôvodu temperovania garáže cez zimné mesiace, je žiaduce rozložiť toto zaťaženie na väčšiu plochu.

# 1 SÚČASNÝ STAV POZNANIA

V súčasnej dobe sa na trhu nachádzajú viaceré zdvíhacie zariadenia, ktoré majú podobné spoločné vlastnosti, ako sú zdvih, nosnosť, váha, rozmery a doba zdvihu. Na to, aby mohol koncepčný návrh zdvíháka, ktorému sa venujeme v tejto práci, ponúknuť zlepšenie v jednom či viacerých smeroch oproti existujúcim zariadeniam, musíme najprv porovnať ich vlastnosti.

## 1.1 PREHĽAD EXISTUJÚCICH DIZAJNOV

Všetky nižšie uvedené zdvíhaky zdvíhajú vozidlo za prahy, sú mobilné a majú výšku zdvihu aspoň 450 mm. Obsahujú hydraulický alebo mechanický pohon.

### 1.1.1 QUICKJACK BL-5000EXT

- **Hmotnosť:** 44 kg
- **Zdvih:** 457 mm
- **Nosnosť:** 2268 kg
- **Pohon:** elektrohydraulický
- **Doba zdvihu:** 30 s

Hlavnou prednosťou tohoto zdvíháka je jeho nízka hmotnosť a relatívne vysoký zdvih s prihliadnutím na jeho celkové rozmery. Konštrukcia obsahuje zabezpečovacie zariadenie v podobe tyče, teda bez nároku na vonkajšie napájanie. Nízky profil umožňuje použitie pri autách so zníženým podvozkom. Doba zdvihu je takisto veľmi priaznivá.

Medzi nevýhody patrí náchylnosť na poruchu spojok hydraulického vedenia a nutnosť použitia samostatnej elektro-hydraulickej pohonnej jednotky.



Obr. 2 Quickjack BL5000EXT [1]

### 1.1.2 EZ CAR LIFT

- **Hmotnosť:** 65 kg
- **Zdvih:** 660 mm
- **Nosnosť:** 1995 kg
- **Pohon:** mechanický
- **Doba zdvihu:** 90 s

Výhodou tohto zariadenia je jeho jednoduchosť a spoľahlivosť mechanického zdvihu. Je skladné a v prípade potreby sa dá zväčšiť jeho šírka, čo umožňuje použitie pri viacerých typoch vozidiel. Poskytuje druhý najvyšší zdvih zo spomínaných zdvihákov.

Nevýhodou je najnižšia nosnosť spomedzi porovnávaných zariadení, nutnosť použitia dostatočne výkonnej elektrickej vrtačky, s čím sa spája aj najdlhšia doba zdvihu (90s). V neposlednej rade je jeho nevýhodou aj vysoká predajná cena.



Obr. 3 EZ Car Lift [2]

### 1.1.3 AUTO LIFT 3000

- **Hmotnosť:** 43 kg
- **Zdvih:** 600 mm
- **Nosnosť:** 3000 kg
- **Pohon:** mechanický
- **Doba zdvihu:** 25 s

Tento zdvihák je najlacnejší a najľahší medzi uvedenými konkurentami, má spoľahlivý mechanizmus a je relatívne skladný. Prínosom je aj jeho relatívne vysoký zdvih a nosnosť.

Vzhľadom na jeho dizajn je ale nutné použitie výrobcom dodávaných podpier na zaistenie vozidla vo vodorovnej polohe, nevýhodou je aj horší prístup k spodnej časti vozidla keďže zdvihák zaberá celú jeho šírku v mieste zdvihu.



*Obr. 4 AutoLift 3000 [3]*

#### 1.1.4 TYRE ON TSC 2800E

- **Hmotnosť:** 400 kg
- **Zdvih:** 1250 mm
- **Nosnosť:** 2700 kg
- **Pohon:** elektrohydraulický
- **Doba zdvihu:** 30 s

Medzi výhody tohto zdviháku patrí jeho pomer cena/výkon, robustný dizajn a suverénne najvyššia výška zdvihu spomedzi uvedených produktov.

Avšak kvôli jeho celkovej robustnosti je aj najťažším z vyššie uvedených zdvihákov, čo v kombinácii s jeho relatívne veľkým ovládacím panelom obsahujúcim pohonnú jednotku sťažuje jeho skladovanie, aj manipuláciu jednej osoby. Nevýhodou je aj obmedzený prístup k spodnej časti vozidla.



Obr. 5 Tyre On TSC2800E [4]

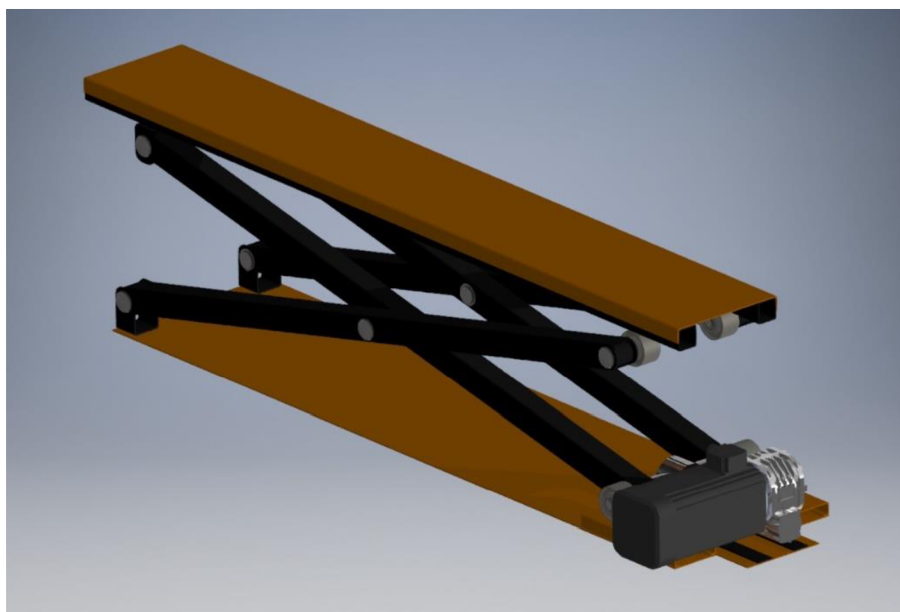
## 2 NÁVRH KONCEPCIE RIEŠENIA

Na základe zadaných parametrov je navrhnuté konštrukčné riešenie zdviháka s maximálnym zdvihom 500 mm a maximálnym zaťažením 2500 kg.

Dĺžka hornej opory zdviháka je zvolená 1900 mm, ako aj výška zdviháka pri minimálnom zdvihu 135 mm, je zvolená na základe rozmerov prahov vozidiel nižšej strednej triedy tak, aby väzby A a B boli v polohe maximálneho zdvihu čo najbližšie výrobcom udávaným bodom pre zdvíhanie vozidla za prah.

Pohon je zaistený pomocou AC elektromotoru a šnekovej prevodovky, ktorý poháňa trapézovú pohybovú skrutku s maticou a tým premieňa rotačný pohyb na posuvný.

Mechanické zabezpečovacie zariadenie je manuálne polohovateľné do chránenej a nechránenej polohy podľa potreby užívateľa.



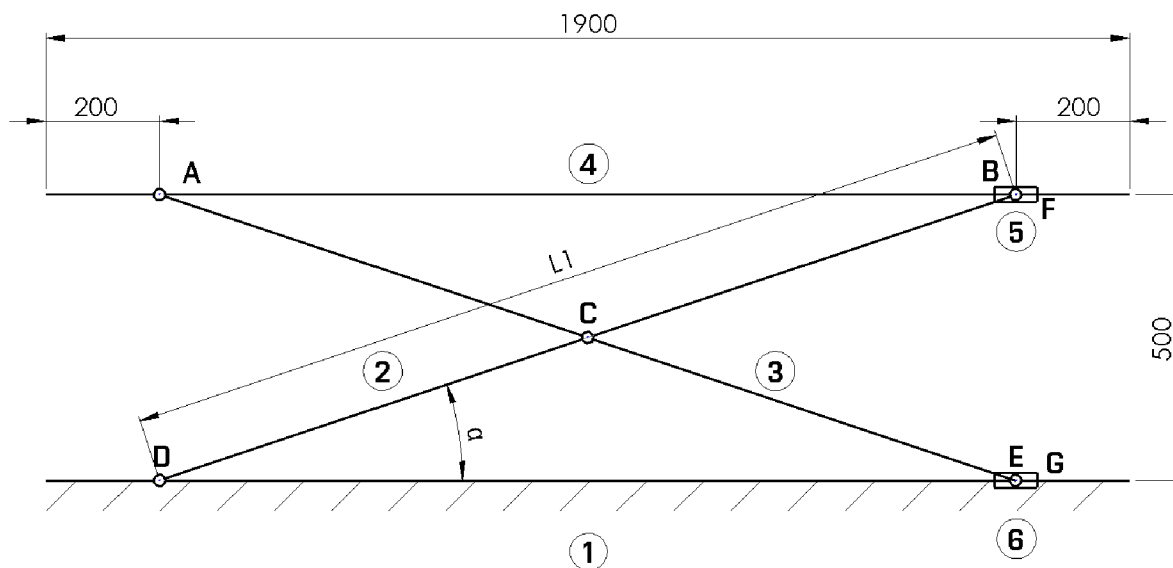
*Obr. 6 Vlastný koncept zdviháka (jedna strana)*



### 3 ROZMEROVÉ VÝPOČTY

Pre správny výpočet namáhania sústavy a jej jednotlivých prvkov je nevyhnutné zistiť, ako sa zmení poloha väzieb pri stave maximálneho a minimálneho zdvihu, ako aj uhly, pod ktorými zaťažovacie sily následne pôsobia.

#### 3.1 POLOHA MAXIMÁLNEHO ZDVIHU



Obr.7 Poloha maximálneho zdvihu

$$L_1 = \sqrt{|DE|_1^2 \cdot 500^2} = \sqrt{1500^2 \cdot 500^2} = 1581,14 \text{ mm} \quad (3.1)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{500}{1500} \right) = 18,435^\circ \quad (3.2)$$

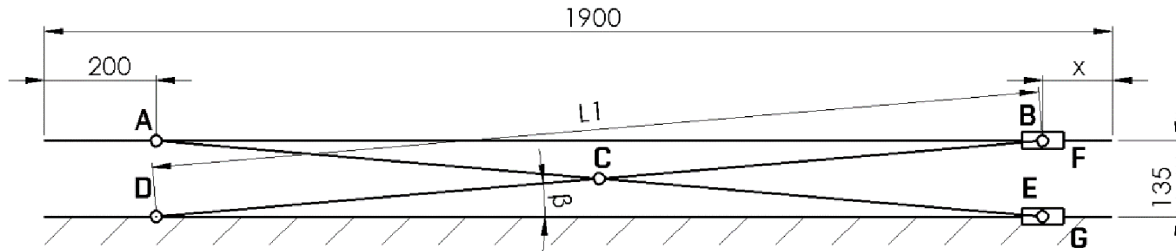
Kde:

$L_1$  dĺžka telesa 2 a 3 [mm]

$\alpha$  uhol telesa 2 a 3 s podstavou zdviháku v polohe maximálneho zdvihu [°]

$|DE|_1$  vzdialenosť väzieb D a E v polohe maximálneho zdvihu [mm]

### 3.2 POLOHA MINIMÁLNEHO ZDVIHU



Obr. 8 Poloha minimálneho zdvihu

$$|DE|_2 = \sqrt{L_1^2 - 135^2} = \sqrt{1581,14^2 - 135^2} = 1575,36 \text{ mm} \quad (3.3)$$

$$x = 1700 - |DE|_2 = 124,64 \text{ mm} \quad (3.4)$$

$$\beta = \sin^{-1}\left(\frac{135}{L_1}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{135}{1581,14}\right) = 4,897^\circ \quad (3.5)$$

Kde:

$\beta$  Uhol telesa 2 a 3 s podstavou zdviháku v polohe minimálneho zdvihu [°]

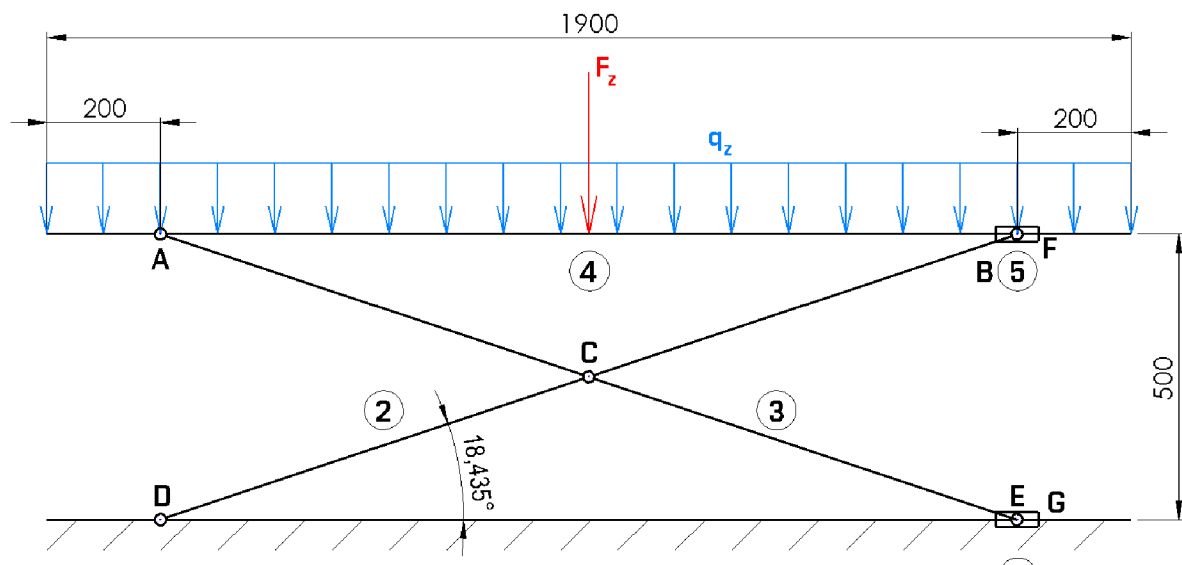
$|DE|_2$  Vzdialenosť väzieb D a E [mm]

## 4 SILOVÉ VÝPOČTY

Zvolená nosnosť pre tento zdvihák je 2500 kg. S prihliadnutím na normu ČSN EN 1493, v ktorej sa uvádza, že statická skúška zaťaženia prebieha pri 150% menovitej nosnosti, je zdvihák dimenzovaný pre 3750 kg. Všetky sily sú počítané v polohe maximálneho zdvíhu.

### 4.1 SILA OD AUTOMOBILU

Výpočty platia pre jednu z dvoch samostatných zdvíhacích plošín, pričom sa hmotnosť  $m_z$  ďalej rozdelí na polovicu, keďže jednu zdvíhaciu plošinu podopierajú dva páry ramien nožnicového mechanizmu. Hmotnosť  $m_z$  je teda stanovená na 937,5 kg.



Obr.9 Silové zaťaženie zdviháka

$$m_z = 937,5 \text{ kg}$$

$$F_z = g \cdot m_z = 9,81 \cdot 937,5 = 9196,875 \text{ N} \quad (4.1)$$

$$q_z = \frac{F_z}{1,9} = \frac{9196,875}{1,9} = 4840,46 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (4.2)$$

Kde:

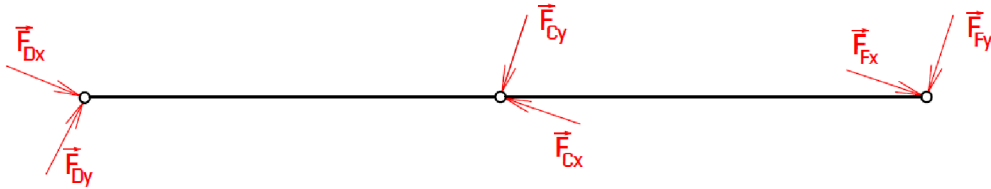
$m_z$  polovica maximálnej zaťažovacej hmotnosti [kg]

$F_z$  zaťažovacia sila [N]

$q_z$  líniové zaťaženie hornej plošiny [ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ ]

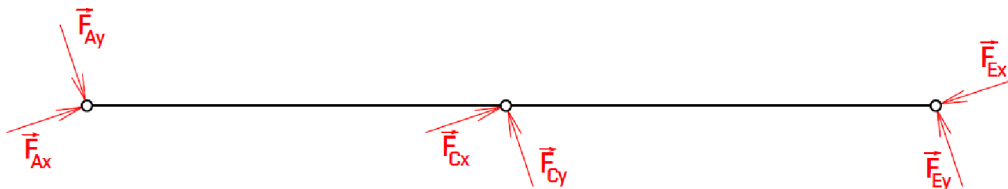
## 4.2 UVOĽNENIE TELIES

### Uvoľnenie telesa 2



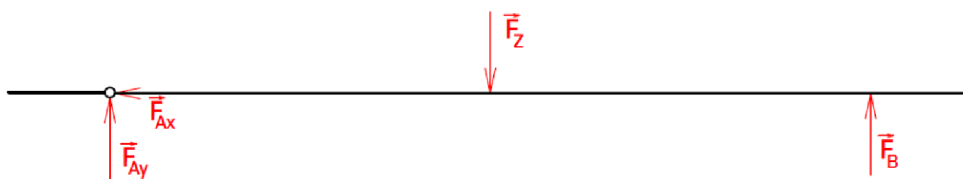
Obr. 10 Uvoľnenie telesa 2

### Uvoľnenie telesa 3



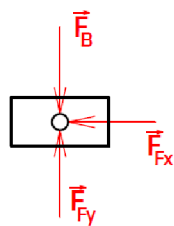
Obr. 11 Uvoľnenie telesa 3

### Uvoľnenie telesa 4

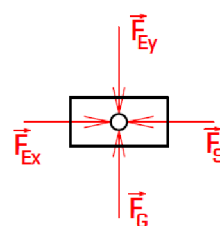


Obr. 12 Uvoľnenie telesa 4

### Uvoľnenie telesa 5 a 6



Obr. 13 Uvoľnenie telesa 5



Obr. 14 Uvoľnenie telesa 6

### 4.3 REAKČNÉ SILY VO VÄZBÁCH

#### Teleso 2

$$F_x: F_{Dx} - F_{Cx} + F_{Fx} = 0 \quad (4.3)$$

$$F_y: F_{Dy} - F_{Cy} - F_{Fy} = 0 \quad (4.4)$$

$$M_D: -F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{L}{2} + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot \frac{L}{2} - F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) \cdot L = 0 \quad (4.5)$$

#### Teleso 3

$$F_x: F_{Ax} + F_{Cx} - F_{Ex} = 0 \quad (4.6)$$

$$F_y: -F_{Ay} + F_{Cy} + F_{Ey} = 0 \quad (4.7)$$

$$M_E: F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) \cdot L - F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot \frac{L}{2} - F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{L}{2} = 0 \quad (4.8)$$

#### Teleso 4

$$F_x: F_{Ax} = 0 \quad (4.9)$$

$$F_y: F_{Ay} - F_Z + F_B = 0 \quad (4.10)$$

$$M_A: -F_Z \cdot 750 + F_B \cdot 1500 = 0 \quad (4.11)$$

#### Teleso 5

$$F_x: F_{Fx} = 0 \quad (4.12)$$

$$F_y: F_{Fy} - F_B = 0 \quad (4.13)$$

#### Teleso 6

$$F_x: F_{Ex} - F_S = 0 \quad (4.14)$$

$$F_y: F_G - F_{Ey} = 0 \quad (4.15)$$

**Zhrnutie:**

$$F_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = 4598,44 \text{ N}$$

$$F_B = 4598,44 \text{ N}$$

$$F_{Cx} = 27590,56 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = 0 \text{ N}$$

$$F_{Dx} = 27590,56 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = 4598,44 \text{ N}$$

$$F_{Ex} = 27590,56 \text{ N N}$$

$$F_{Ey} = 4598,44 \text{ N N}$$

$$F_{Fx} = 0 \text{ N}$$

$$F_{Fy} = 4598,44 \text{ N}$$

$$F_G = 4598,44 \text{ N}$$

$$F_S = F_{Ex} = 27590,56 \text{ N}$$

Kde:

$F_{Ax}, F_{Ay}$  reakčné sily vo väzbe A [N]

$F_B$  reakčná sila vo väzbe B [N]

$F_{Cx}, F_{Cy}$  reakčné sily vo väzbe C [N]

$F_{Dx}, F_{Dy}$  reakčné sily vo väzbe D [N]

$F_{Ex}, F_{Ey}$  reakčné sily vo väzbe E [N]

$F_{Fx}, F_{Fy}$  reakčné sily vo väzbe F [N]

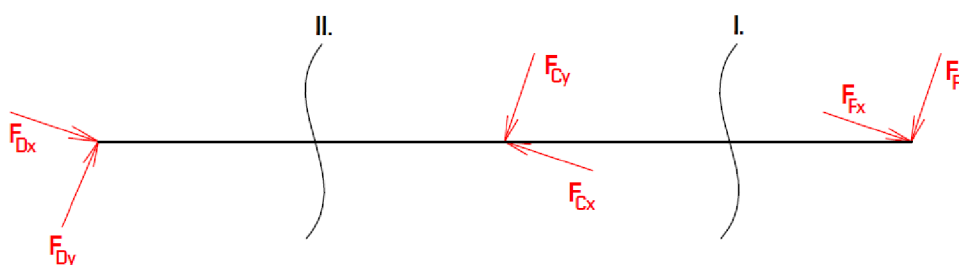
$F_G$  reakčná sila vo väzbe G [N]

$F_S$  polovica sily pôsobiacej na pohybovú skrutku [N]

## 4.4 VÝSLEDNÉ VNÚTORNÉ ÚČINKY

Na správny výpočet bezpečnosti zdviháka je nutné určiť maximálne ohybové momenty pôsobiace na jednotlivé telesá pomocou výsledných vnútorných účinkov.

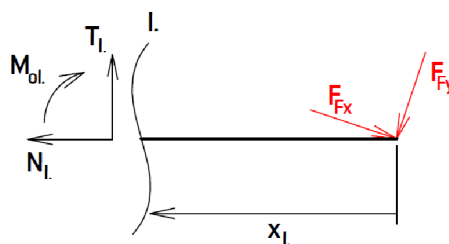
### 4.4.1 TELESO 2



Obr. 15 Uvoľnenie telesa 2 z hľadiska VVÚ

Úsek 1:

$$x_I \in (0; \frac{L_1}{2})$$



Obr. 16 Teleso 2, úsek 1

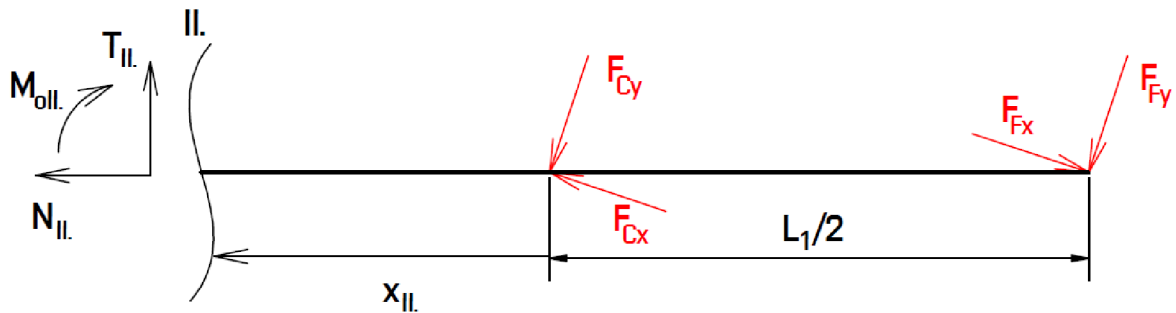
$$N_I = -F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) \quad (4.16)$$

$$T_I = F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) \quad (4.17)$$

$$M_{ol.} = -F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_I \quad (4.18)$$

Úsek 2:

$$x_{II.} \in (0; \frac{L_1}{2})$$



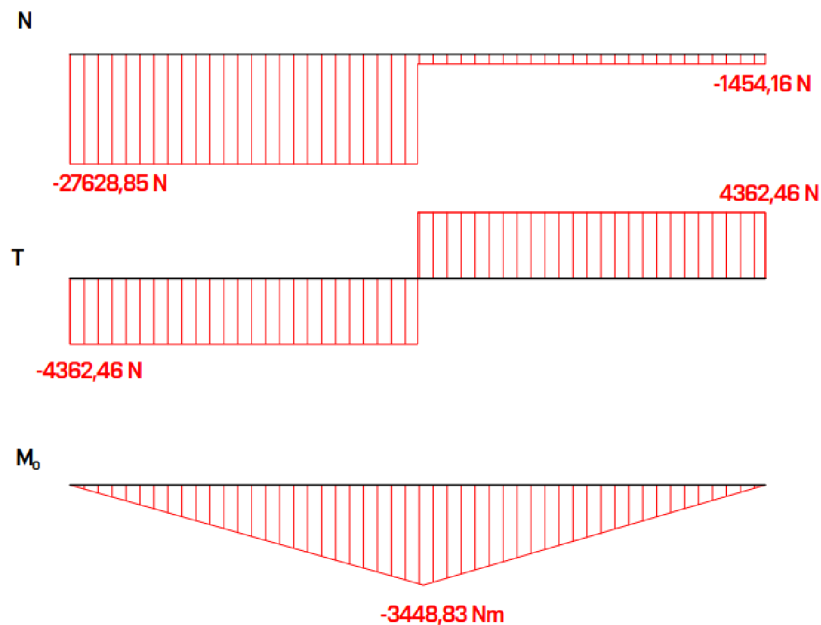
Obr. 17 Teleso 2, úsek 2

$$N_{II.} = -F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) - F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) \quad (4.19)$$

$$T_{II.} = F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) - F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \quad (4.20)$$

$$M_{oII.} = -F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) \cdot (x_{II.} + \frac{L_1}{2}) + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{II.} \quad (4.21)$$

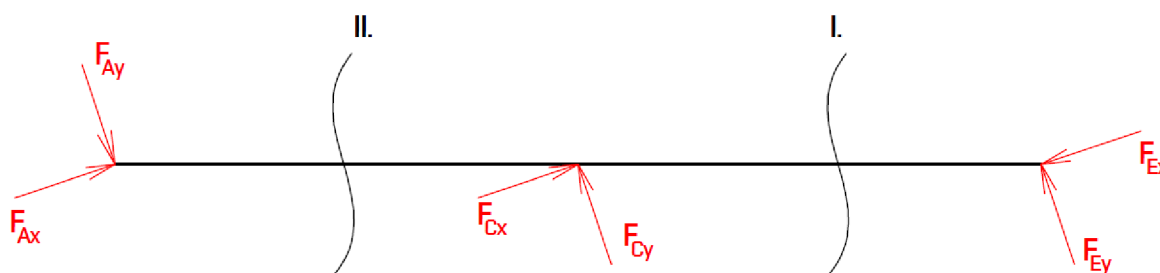
Grafické riešenie pre teleso 2:



Obr. 18 Teleso 2, grafické riešenie



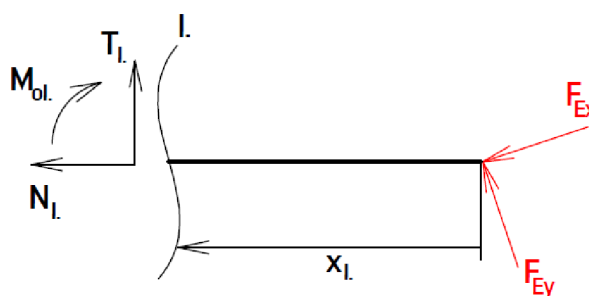
## 4.4.2 TELESO 3



Obr. 19 Uvolnenie telesa 3 z hľadiska VVÚ

Úsek 1:

$$x_I \in (0; \frac{L_1}{2})$$



Obr. 20 Teleso 3, úsek 1

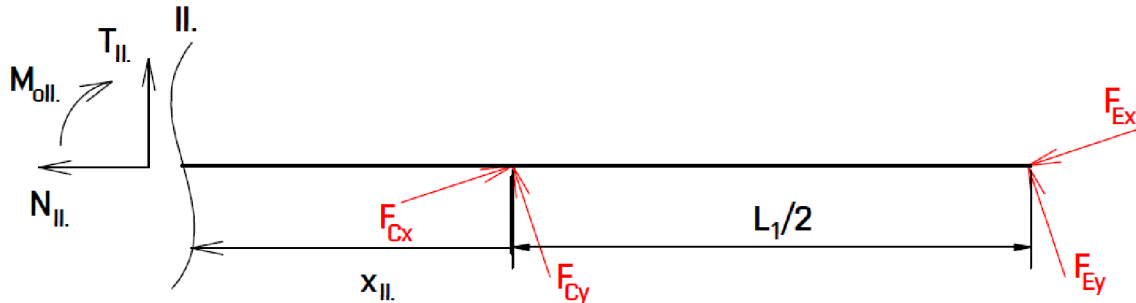
$$N_I = -F_{Ex} \cdot \cos(\alpha) - F_{Ey} \cdot \sin(\alpha) \quad (4.22)$$

$$T_I = F_{Ex} \cdot \sin(\alpha) - F_{Ey} \cdot \cos(\alpha) \quad (4.23)$$

$$M_{OI} = -F_{Ex} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_I + F_{Ey} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_I \quad (4.24)$$

Úsek 2:

$$x_{II.} \in (0; \frac{L_1}{2})$$



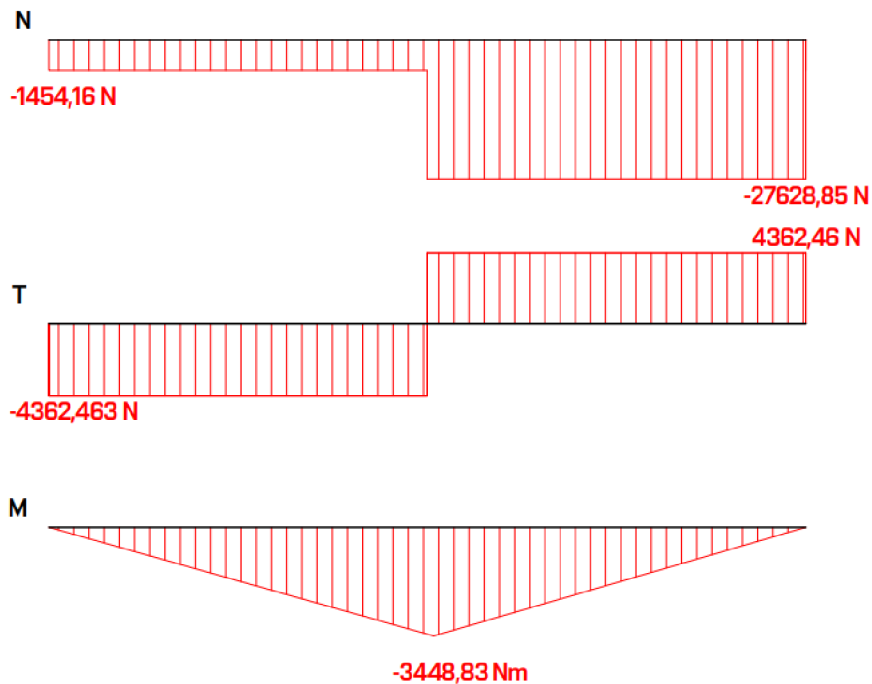
Obr. 21 Teleso 3, úsek 2

$$N_{II.} = -F_{Ex} \cdot \cos(\alpha) - F_{Ey} \cdot \sin(\alpha) + F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) \quad (4.25)$$

$$T_{II.} = F_{Ex} \cdot \sin(\alpha) - F_{Ey} \cdot \cos(\alpha) + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \quad (4.26)$$

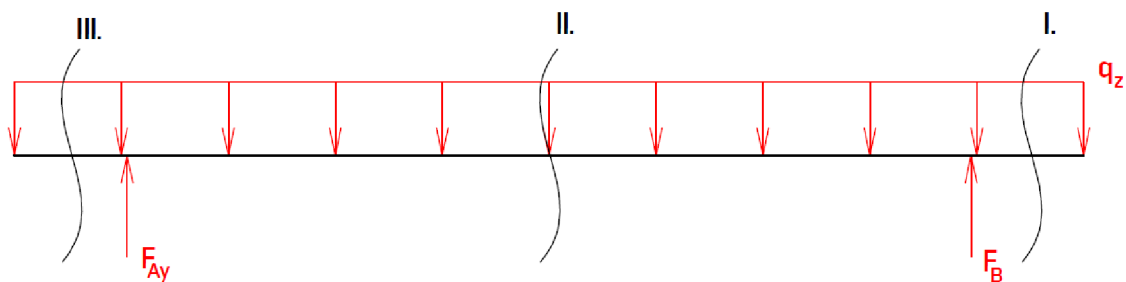
$$M_{oll.} = -F_{Ex} \cdot \sin(\alpha) \cdot (x_{II.} + \frac{L_1}{2}) + F_{Ey} \cdot \cos(\alpha) \cdot (x_{II.} + \frac{L_1}{2}) + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{II.} \quad (4.27)$$

Grafické riešenie pre teleso 3:



Obr. 22 Teleso 3, grafické riešenie

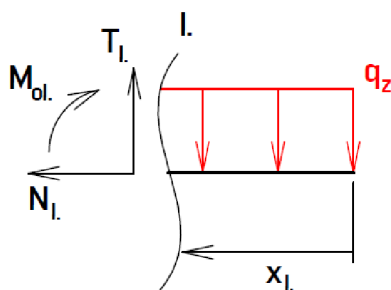
## 4.4.3 TELESO 4



Obr. 23 Uvoľnenie telesa 4 z hľadiska VVÚ

## Úsek 1:

$$x_I \in (0; 200)$$



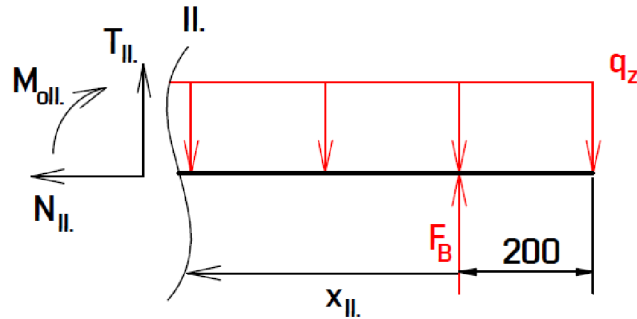
Obr. 24 Teleso 4, úsek I

$$T_I = q_z \cdot x_I \tag{4.28}$$

$$M_{ol} = -\frac{q_z \cdot x_I^2}{2} \tag{4.29}$$

**Úsek 2:**

$$x_{II.} \in (0; 1500)$$



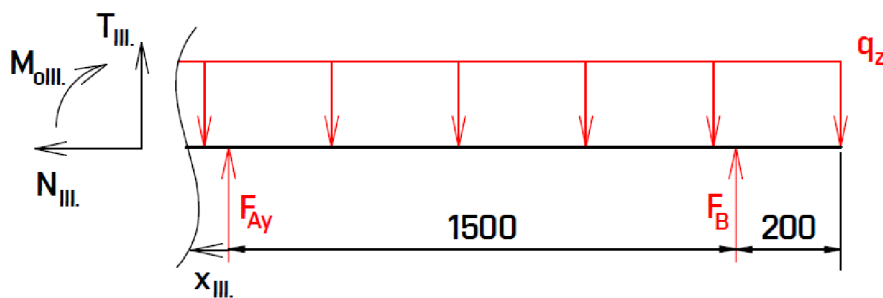
Obr. 25 Teleso 4, úsek 2

$$T_{II.} = q_z \cdot (x_{II.} + 200) - F_B \quad (4.30)$$

$$M_{olI.} = -\frac{q_z \cdot (x_{II.} + 200)^2}{2} + F_B \cdot x_{II.} \quad (4.31)$$

**Úsek 3:**

$$x_{III.} \in (0; 200)$$

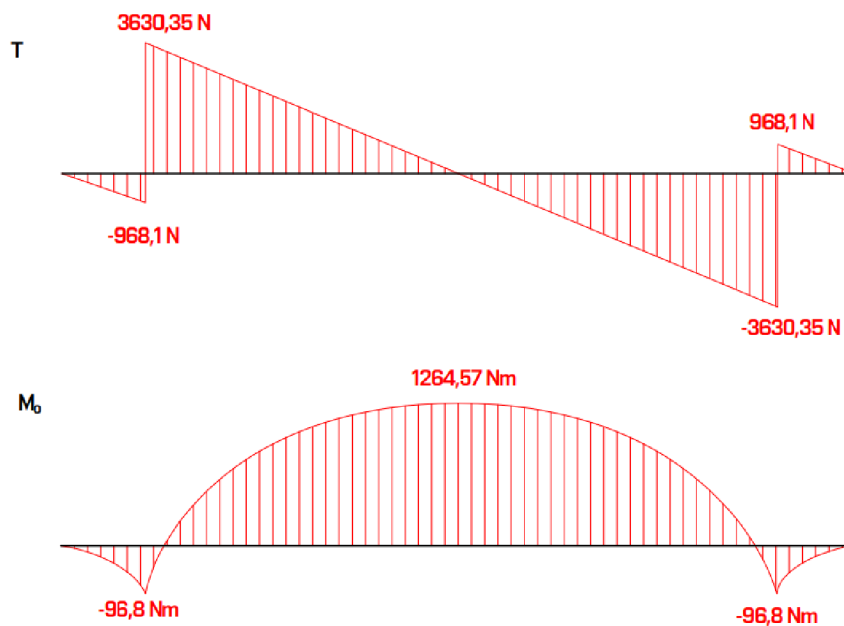


Obr. 26 Teleso 4, úsek 3

$$T_{III.} = q_z \cdot (x_{III.} + 1500 + 200) - F_B + F_{Ay} \quad (4.32)$$

$$M_{olIII.} = -\frac{q_z \cdot (x_{III.} + 1500 + 200)^2}{2} + F_B \cdot (x_{III.} + 1500) + F_{Ay} \cdot x_{III.} \quad (4.33)$$

## Grafické riešenie pre teleso 4:



Obr. 27 Teleso 4, grafické riešenie

## Zhrnutie:

$$M_{omax2,3} = -4598,44 \cdot \cos(18,435) \cdot \frac{1,58114}{2} = -3448,83 \text{ Nm} \quad (4.34)$$

$$M_{omax4} = -\frac{4840,46 \cdot (0,75+0,2)^2}{2} + 4598,44 \cdot 0,75 = 1264,57 \text{ Nm} \quad (4.35)$$

## 5 VOĽBA MATERIÁLU, KOMPONENTOV A BEZPEČNOSTNÉ VÝPOČTY

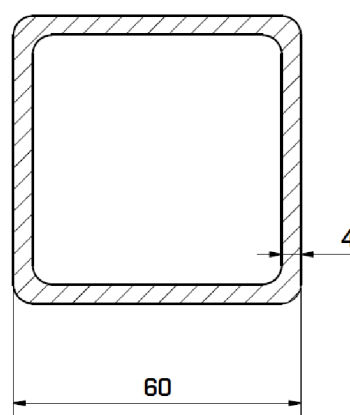
V tejto kapitole je popísaná voľba funkčných súčastí zdvíhacieho zariadenia na základe parametrov získaných z predošlých výpočtov. Sú prepočítané jednotlivé bezpečnosti voči medzným stavom, ako aj výpočty potrebné pre voľbu prvkov zdvíhacieho zariadenia.

### 5.1 PROFILY

Nosné prvky tohoto zariadenia pozostávajú zo štvorcových oceľových profilov volených na základe bezpečnostných výpočtov. Cieľom je zvoliť ich tak, aby bola zaručená funkčnosť, bezpečnosť proti medzným stavom, ako aj mobilita zdvíhacieho zariadenia. V neposlednom rade netreba zabudnúť na minimalizáciu vonkajších rozmerov.

#### 5.1.1 TELESO 2 A 3

V telesách 2 a 3 bol zistený najväčší ohybový moment  $M_{\text{omax}2,3}$ , konkrétne v rotačnej väzbe čapu C. Na základe tejto hodnoty bol zvolený uzavretý oceľový profil štvorcového prierezu, valcovaný za studena, materiálu S355J0. Hodnota modulu prierezu v ohybe, ako aj medza klzu materiálu bola priamo prevzatá z tabuliek výrobcu. [5]



Obr. 28 Štvorcový profil 1

**Parametre:**

$$a_1 = 60 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

$$R_e = 355 \text{ MPa}$$

$$W_{o1} = 14,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$M_{omax2,3} = 3448,83 \text{ Nm}$$

**Výpočet bezpečnosti voči MSP:**

$$\sigma_{omax2,3} = \frac{M_{omax2,3}}{W_o} = 237,85 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

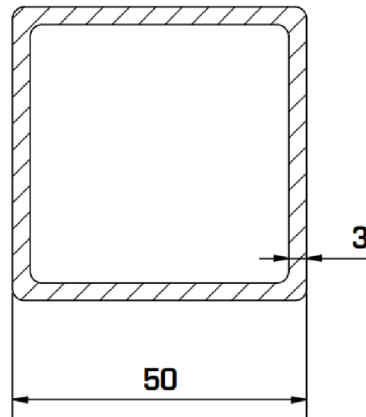
$$k_{2,3} = \frac{R_e}{\sigma_{omax2,3}} = 1,49 \quad (5.2)$$

Kde:

$a_1$	dĺžka strany profilu 1 [mm]
$t_1$	hrúbka steny profilu 1 [mm]
$R_e$	medza klzu [MPa]
$W_{o1}$	modul prierezu profilu 1 v ohybe [m <sup>3</sup> ]
$M_{omax2,3}$	maximálny ohybový moment v telese 2 a 3 [Nm]
$\sigma_{omax2,3}$	maximálne ohybové napätie v telese 2 a 3 [MPa]
$k_{2,3}$	bezpečnosť telesa 2 a 3 voči MSP [–]

### 5.1.2 TELESO 4

V telese 4 bol vypočítaný podstatne menší ohybový moment  $M_{\text{omax}4}$  než pri telesách 2 a 3, tým pádom môže byť zvolený iný profil materiálu S355 od toho istého výrobcu s prihliadnutím na výrobné náklady a zníženie hmotnosti. Bezpečnosť je znovu prepočítaná.



Obr. 29 Štvorcový profil 2

#### Parametre:

$$a_2 = 50 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3 \text{ mm}$$

$$R_e = 355 \text{ MPa}$$

$$W_{o2} = 7,79 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$M_{\text{omax}4} = 1264,57 \text{ Nm}$$

#### Výpočet bezpečnosti voči MSP:

$$\sigma_{\text{omax}4} = \frac{M_{\text{omax}4}}{W_{o2}} = 162,33 \text{ MPa} \quad (5.3)$$

$$k_4 = \frac{R_e}{\sigma_{\text{omax}4}} = 2,18 \quad (5.4)$$



Kde:

$a_2$	dĺžka strany profilu 2 [mm]
$t_2$	hrúbka steny profilu 2 [mm]
$W_{o2}$	modul prierezu profilu 2 v ohybe [m <sup>3</sup> ]
$M_{omax4}$	maximálny ohybový moment v telese 4 [Nm]
$\sigma_{omax4}$	maximálne ohybové napätie v telese 4 [MPa]
$k_4$	bezpečnosť telesa 4 voči MSP [–]

## 5.2 ČAPY

Pre čapy je volený materiál E335 (11 600), v niektorých väzbách sa priemer čapov kvôli bezpečnosti líši. Materiál E335 má hodnotu dovoleného napätia v tlaku  $P_{DOV}$  75 MPa a dovoleného šmykového napätia  $\tau_{DOV}$  50 MPa [6] (str.56). Pre väzbu E je výpočet rovnaký ako pre väzbu F, preto sa nižšie neuvádza.

### 5.2.1 VÄZBA A

**Parametre:**

$$D_A = 20 \text{ mm}$$

$$l_A = 60 \text{ mm}$$

$$F_A = F_{Ay} = 4598,44 \text{ N}$$

**Výpočet bezpečnosti voči otláčaniu:**

$$P_A = \frac{F_A}{D_A \cdot l_A} = \frac{4598,44}{0,02 \cdot 0,06} = 3,83 \text{ MPa} \quad [7] \text{ (str.468)} \quad (5.5)$$

$$k_{oA} = \frac{P_{DOV}}{P_A} = \frac{75}{3,83} = 19,57 \quad (5.6)$$

**Výpočet bezpečnosti voči strihu:**

$$\tau_A = \frac{4 \cdot F_A}{D_A^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 4598,44}{0,02^2 \cdot \pi} = 14,637 \text{ MPa} \quad [7] \text{ (str.468)} \quad (5.7)$$

$$k_{sA} = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_A} = \frac{50}{14,637} = 3,42 \quad (5.8)$$

Kde:

$D_A$	priemer čapu väzby A [mm]
$l_A$	dĺžka dotyku čapu väzby A [mm]
$F_A$	sila pôsobiaca na čap väzby A [N]
$P_A$	napätie v tlaku vo väzbe A [MPa]
$k_{oA}$	bezpečnosť voči otláčeniu čapu vo väzbe A [-]
$\tau_A$	šmykové napätie vo väzbe A [MPa]
$k_{sA}$	bezpečnosť voči strihu vo väzbe A [-]

### 5.2.2 VÄZBA C

**Parametre:**

$$D_C = 40 \text{ mm}$$

$$l_C = 60 \text{ mm}$$

$$F_C = F_{Cx} = 27590,56 \text{ N}$$

**Výpočet bezpečnosti voči otláčeniu:**

$$P_C = \frac{F_C}{D_C \cdot l_C} = \frac{27590,6}{0,04 \cdot 0,06} = 11,5 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

$$k_{oC} = \frac{P_{DOV}}{P_C} = \frac{75}{11,5} = 6,52 \quad (5.10)$$

**Výpočet bezpečnosti voči strihu:**

$$\tau_C = \frac{4 \cdot F_C}{D_C^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 27590,56}{0,04^2 \cdot \pi} = 22 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

$$k_{sC} = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_C} = \frac{50}{22} = 2,27 \quad (5.12)$$

### 5.2.3 VÄZBA F

**Parametre:**

$$D_F = 20 \text{ mm}$$

$$l_F = 24 \text{ mm}$$

$$F_F = F_{Fy} = 4598,44 \text{ N}$$

**Výpočet bezpečnosti voči otláčaniu:**

$$P_F = \frac{F_F}{D_F \cdot l_F} = \frac{4598,44}{0,024 \cdot 0,02} = 9,58 \text{ MPa} \quad (5.13)$$

$$k_{oF} = \frac{P_{DOV}}{P_F} = \frac{75}{9,58} = 7,82 \quad (5.14)$$

**Výpočet bezpečnosti voči strihu:**

$$\tau_F = \frac{4 \cdot F_F}{D_F^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 4598,44}{0,02^2 \cdot \pi} = 14,64 \text{ MPa} \quad (5.15)$$

$$k_{sF} = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_F} = \frac{50}{14,64} = 3,42 \quad (5.16)$$

**5.2.4 VÄZBA D****Parametre:**

$$D_D = 40 \text{ mm}$$

$$l_D = 60 \text{ mm}$$

$$F_D = \sqrt{F_{Fx}^2 + F_{Fy}^2} = \sqrt{27590,56^2 + 4598,44^2} = 27971,14 \text{ N} \quad (5.17)$$

**Výpočet bezpečnosti voči otláčaniu:**

$$P_D = \frac{F_D}{D_D \cdot l_D} = \frac{27971,14}{0,04 \cdot 0,06} = 11,65 \text{ MPa} \quad (5.18)$$

$$k_{oD} = \frac{P_{DOV}}{P_D} = \frac{75}{11,65} = 6,43 \quad (5.19)$$

**Výpočet bezpečnosti voči strihu:**

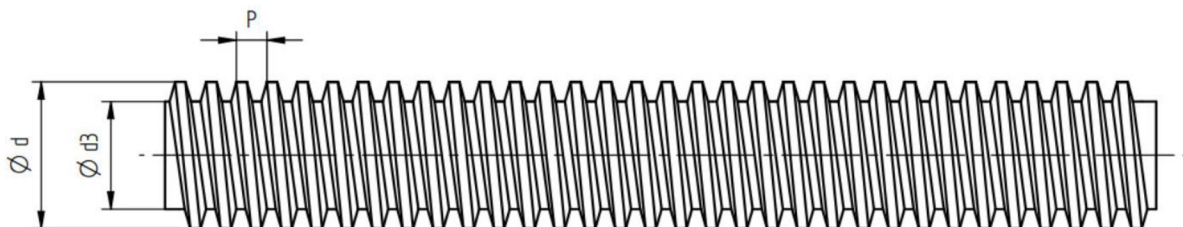
$$\tau_D = \frac{4 \cdot F_D}{D_D^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 27971,14}{0,04^2 \cdot \pi} = 22,26 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

$$k_{sD} = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_D} = \frac{50}{22,26} = 2,24 \quad (5.21)$$

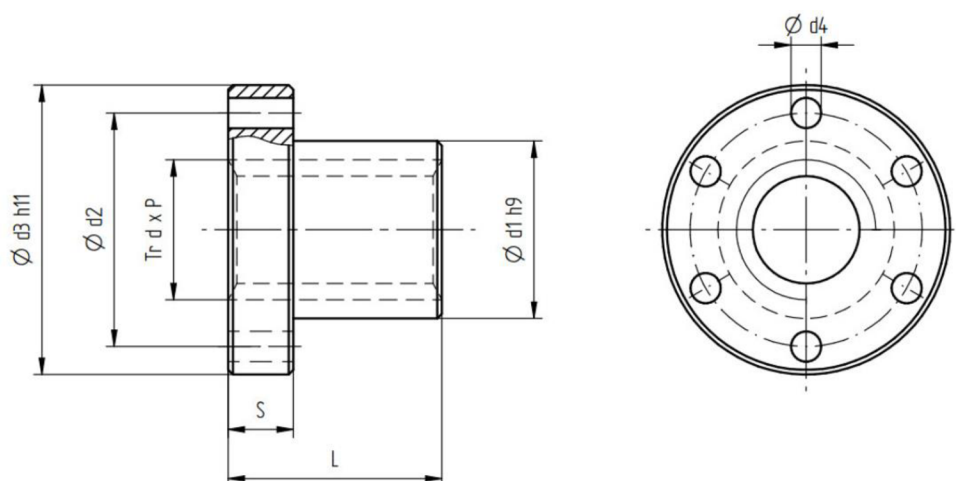
### 5.3 TRAPÉZOVÁ SKRUTKA A MATICA

Ďalším dôležitým komponentom zdviháka je pohybová skrutka s maticou ktorá zaisťuje prevod rotačného pohybu elektromotora na translačný pohyb spodného pojazdu. Pre zaistenie bezpečnosti mechanizmu je nutné spočítať kontrolu otláčenia v matici. Použité vzťahy sú získané z knihy Konstruování součástí [7] (str.427 a 428), ako aj dovolený tlak v závitoch matice  $p_D$  (str. 430).

Trapézová skrutka TR 40x7 je vyrobená z ocele C45 (12 050), trapézová matica rovnakého závitú je prírubového typu, vyrobená z bronzu CC491K. Oba tieto komponenty sú volené od výrobcu HIWIN.



Obr. 30 Trapézová skrutka HIWIN [8]



Obr. 31 Trapézová prírubová matica HIWIN [8]

**Parametre:**

$$p_D = 17 \text{ MPa}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$D_4 = 41 \text{ mm}$$

$$d_2 = D_2 = 36,5 \text{ mm}$$

$$d_3 = 32 \text{ mm}$$

$$D_1 = 33 \text{ mm}$$

$$L_{TM} = 66 \text{ mm}$$

$$P_H = 7 \text{ mm}$$

$$F_S = 27590,56 \text{ N}$$

**Výpočet matice na otláčenie:**

$$n_z = \frac{L_{TM}}{P_H} = \frac{66}{7} = 9,4 \quad (5.22)$$

$$p_{TM} = \frac{2 \cdot F_S}{\pi \cdot d_2 \cdot n_z \cdot P_H} = \frac{2 \cdot 27590,56}{\pi \cdot 36,5 \cdot 9,4 \cdot 7} = 14,63 \text{ MPa} \quad (5.23)$$

Kde:

$p_D$  maximálny dovolený tlak v závitoch matice [MPa]

$p_{TM}$  skutočný tlak v závitoch matice [MPa]

$d$  vonkajší priemer závitu skrutky [mm]

$D_4$  vonkajší priemer závitu matice [mm]

$d_2, D_2$  stredný priemer závitu [mm]

$d_3$  vnútorný priemer závitu skrutky [mm]

$D_1$  vnútorný priemer závitu matice [mm]

$L_{TM}$  dĺžka matice [mm]

$P_H$  rozteč závitu [mm]

$n_z$  počet závitov v matici [-]

Zistený tlak v závitoch matice je nižší než tlak dovolený, preto nedôjde k otláčaniu závitov matice.

## 5.4 ZÁŤAŽOVÉ KOLESÁ

Pre túto konštrukciu boli zvolené celokovové záťažové kolesá typu 48080-03 od výrobcu Cone Design. Kolesá sú vybavené dvomi jednoradovými guľičkovými ložiskami.



Obr. 32 Záťažové koleso Cone Design [9]

### Parametre:

$$m_z = 937,5 \text{ kg}$$

$$m_n = 600 \text{ kg}$$

$$F_B = 4598,44 \text{ N}$$

$$m_r = \frac{F_B}{g} = \frac{4598,44}{9,81} = 468 \text{ kg} \quad (5.24)$$

$$m_r \leq m_n$$

Kde:

$m_n$  maximálne zaťaženie kolesa [kg]

$m_r$  reálne zaťaženie kolesa [kg]

## 5.5 VOLBA ELEKTROMOTORA A PREVODOVKY

Hnacím prvkom zdviháka sú dva elektromotory (jeden pre každú stranu), ktoré spolu s ich prevodovkami pôsobia na pohybovú skrutku a maticu, čím premieňajú rotačný pohyb na posuvný.

Najprv zistíme potrebnú prácu, ktorú musí pohon vykonať na zdvihnutie bremena. Sila je v tomto prípade dvojnásobkom sily  $F_s$ , keďže skrutka pôsobí na obe strany spodnej väzby, pričom dráhu, po ktorej táto sila pôsobí, získame odčítaním polôh väzieb D a E v stave maximálneho a minimálneho zdvihu.

$$W = 2 \cdot F_s \cdot (|DE|_2 - |DE|_1) = 4158,45 \text{ J} \quad (5.25)$$

Je taktiež potrebné zistiť požadovaný moment na zdvíhanie bremena, pomocou ktorého môžeme následne zvoliť vhodnú prevodovku. Je preto použitý vzťah [7] (str. 426) pre lichobežníkový závit pohybovej skrutky.

$$M_{zv} = \frac{2 \cdot F_s \cdot d_2}{2} \cdot \left[ \frac{P_H \cdot \cos\left(\frac{\alpha_z}{2}\right) + \pi \cdot f \cdot d_2}{\pi \cdot \cos\left(\frac{\alpha_z}{2}\right) \cdot d_2 - f \cdot P_H} \right] = 219,95 \text{ Nm} \quad (5.26)$$

Kde:

$M_{zv}$	potrebný moment pre zdvihnutie bremena [Nm]
$W$	potrebná práca pre zdvihnutie bremena [J]
$\alpha_z$	uhol profilu lichobežníkového závitu [°]
$f$	súčiniteľ trenia v závitoch [-]

Podľa predbežných parametrov teda volíme elektromotor SMT9034 [10] v kombinácii so šnekovou prevodovkou CL070B14 [11] od výrobcu Transtecno. Táto prevodovka poskytuje výstupný moment 249 Nm pri 70 otáčkach za minútu, pričom motor ktorý ju poháňa, má výkon 2,2 kW. Následne spočítame rýchlosť a dobu zdvihu [7] (str. 429), z čoho dokážeme určiť, či je výkon elektromotora postačujúci pre náš prípad.



Obr. 33 Elektromotor SMT [10] v kombinácii s prevodovkou CL [11]

#### Parametre:

$$n_2 = 70 \text{ min}^{-1}$$

$$M_2 = 249 \text{ Nm}$$

$$P_1 = 2,2 \text{ kW}$$

$$v_z = P_H \cdot n_2 = 0,0082 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.27)$$

$$t_z = \frac{|DE|_2 - |DE|_1}{v_z} = 9,23 \text{ s} \quad (5.28)$$

$$P_p = \frac{W}{t_z} = 0,45 \text{ kW} \quad (5.29)$$

$$P_1 > P_p$$



Kde:

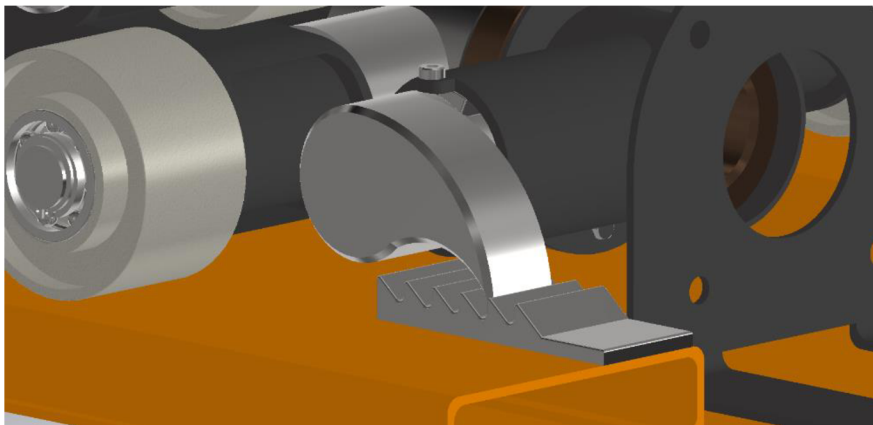
$n_2$	výstupné otáčky prevodovky [ $min^{-1}$ ]
$M_2$	výstupný moment prevodovky [Nm]
$P_1$	výkon elektromotora [kW]
$P_p$	potrebný výkon pre zdvihnutie bremena [kW]
$v_z$	rýchlosť zdvihu [ $m \cdot s^{-1}$ ]
$t_z$	doba zdvihu [s]

Z týchto výsledkov usudzujeme, že výkon elektromotora je viac než postačujúci pre naše použitie, pričom doba zdvihu 9,23 sekundy predstavuje výrazné zlepšenie oproti existujúcim zdvihákam na trhu.

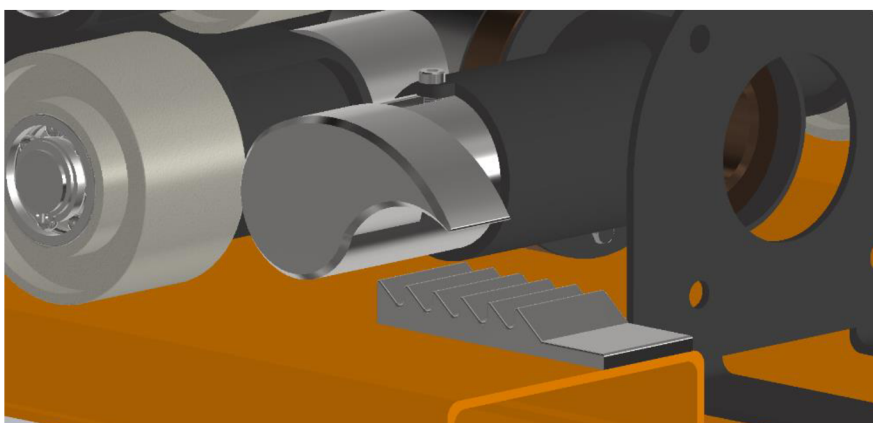
## 5.6 ZABEZPEČOVACIE ZARIADENIE

Zabezpečovacie prvky sú nutnou súčasťou každého zdvíhacieho zariadenia. Cieľom je navrhnúť zabezpečovacie zariadenie tak, aby zabránilo samovoľnému spusteniu bremena pri zlyhaní pohybovej skrutky či matice a tým predišlo ujme na zdraví používateľa, alebo hmotným škodám.

V norme pre zdvíhacie zariadenia ČSN EN1493 sa uvádza, že zabezpečovacie zariadenie musí byť navrhnuté tak, aby zabránilo zvislému poklesu o viac ako 100 mm. Pre náš prípad to znamená, že v rámci dráhy spodného pojazdu sa musí nachádzať 5 záchytných bodov, o ktoré sa zachytáva čap bezpečnostného mechanizmu pri zdvíhaní bremena. Akonáhle je nutné spustiť automobil späť na zem, používateľ čap bezpečnostného mechanizmu jednoducho vysunie mimo záchytné body, čím umožní spustenie bremena. Zotrvanie čapu v týchto polohách umožňuje vyfrézovaná drážka a skrutka.



*Obr.34 Zabezpečovacie zariadenie v chrániacej polohe*



*Obr.35 Zabezpečovacie zariadenie vo vysunutej nezabezpečenej polohe*

Je potrebné vypočítať bezpečnosť čapu, ktorého súčasťou je zub, na otláčenie a strih. Materiál čapu je volený rovnako, ako pri ostatných čapoch zdviháka, teda E335 (11 600).

**Parametre:**

$$D_z = 50 \text{ mm}$$

$$l_z = 60 \text{ mm}$$

$$F_s = 27590,56 \text{ N}$$

**Výpočet bezpečnosti voči otláčeniu:**

$$P_z = \frac{2 \cdot F_s}{D_z \cdot l_z} = \frac{2 \cdot 27590,56}{0,05 \cdot 0,06} = 18,4 \text{ MPa} \quad (5.30)$$

$$k_{oz} = \frac{P_{DOV}}{P_z} = \frac{75}{18,4} = 4,07 \quad (5.31)$$

**Výpočet bezpečnosti voči strihu:**

$$\tau_z = \frac{4 \cdot F_s}{D_z^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 27590,56}{0,05^2 \cdot \pi} = 28,1 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

$$k_{sz} = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_z} = \frac{50}{28,1} = 1,78 \quad (5.33)$$

Kde:

$D_z$  priemer čapu zabezpečovacieho zariadenia [mm]

$l_z$  dĺžka dotyku čapu zabezpečovacieho zariadenia [mm]

$P_z$  napätie v tlaku v čape zabezpečovacieho zariadenia [MPa]

$k_{oz}$  bezpečnosť voči otláčeniu čapu zabezpečovacieho zariadenia [–]

$\tau_z$  šmykové napätie v čape zabezpečovacieho zariadenia [MPa]

$k_{sz}$  bezpečnosť voči strihu čapu zabezpečovacieho zariadenia [–]

## ZÁVER

Táto bakalárska práca bola venovaná problematike prenosných dielenských zdvíhacích zariadení pre osobné automobily, v tomto prípade s maximálnym zdvihom 500 mm a nosnosťou maximálne 2500 kg.

Úvodná časť sa zaoberala existujúcimi, na trhu dostupnými mobilnými zdvihákmi s rôznymi spôsobmi pohonu a zdvihu. Boli spomenuté parametre, ako aj jednotlivé výhody či nevýhody daných konštrukcií.

V nasledujúcej, konštrukčnej časti, boli postupne spočítané rozmerové parametre, silové predpoklady, reakčné účinky vo väzbách a nakoniec výsledné vnútorné účinky.

Zo záverov ktoré vyplynuli v tejto časti, mohli byť vhodne zvolené ocelové profily materiálu S355 a čapy materiálu E335 ako najdôležitejšie súčasti nosnej konštrukcie, pričom boli volené tak, aby bola bezpečnosť voči ohybu, otláčaniu a strihu v optimálnych hodnotách. Následne bola zvolená trapézová skrutka a matica, pri ktorých boli znova vykonané bezpečnostné výpočty na otláčanie. Záťažové kolesá boli zvolené a overené na základe jednoduchého výpočtu pôsobiacich síl. Nakoniec bola zvolená šneková prevodovka a elektromotor tak, aby dokázali aplikovať výkon a požadovaný krútiaci moment na pohybovú skrutku a maticu, pričom boli taktiež vykonané kontrolné výpočty.

Ako posledná súčasť zdvíhacieho zariadenia bolo navrhnuté jednoduché mechanické zabezpečovacie zariadenie, ktoré bráni vertikálnemu poklesu bremena o viac ako 100 mm. Tento dizajn dovoľuje v prípade potreby spustenia bremena posunúť bezpečnostné zariadenie do takej polohy, aby nezabráňovalo pohybu mechanizmu.

Nakoniec bola vypracovaná výkresová dokumentácia jednotlivých súčastí spolu s výkresovou dokumentáciou celej zostavy.

V závere môžeme konštatovať, že aj keď boli splnené jednotlivé bezpečnosti, celkové rozmery a hmotnosť zdviháka po použití profilov a komponentov značne sťažujú manipuláciu so zdvihákom samotným, ako aj zhoršujú jeho skladnosť. Použitím pojazďových koliesok by sa manipulácia so zdvihákom značne zjednodušila.

Väčšie vonkajšie rozmery môžeme vyvážiť použitím 120 mm vysokých nájazdových podložiek, vďaka ktorým sa zdvihák pod prahy vozidla zmestí. Napriek faktu, že spomedzi porovnávaných zariadení je tento návrh medzi poslednými, čo sa týka prenosnosti a celkovej hmotnosti, naopak, vyniká vo veľmi krátkej dobe zdvihu.

Riešením vzniknutých problémov s celkovými rozmermi a hmotnosťou môže byť použitie dvoch párov ramien nožnicového mechanizmu, čím by v sústave vznikali menšie ohybové momenty, teda nároky na rozmery ocelových profilov by sa zmenšili.

## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] *Zdvihák QuickJack BL5000EXT* [online]. [cit. 2022-5-11]. Dostupné z: <https://www.quickjack.com/car-lifts/bl-5000ext/>
- [2] *Zdvihák EZ Car Lift* [online]. [cit. 2022-5-11]. Dostupné z: [https://www.ezcarlift.com/ezcarlift\\_specifications.html](https://www.ezcarlift.com/ezcarlift_specifications.html)
- [3] *Zdvihák Autolift 3000* [online]. [cit. 2022-5-11]. Dostupné z: <https://www.autoliftproduction.com/en/autolift3000>
- [4] *Zdvihák Tyre On TSC2800E* [online]. [cit. 2022-5-11]. Dostupné z: <https://www.trucktyrechangershop.com/products/tyreon-tsc2800e-mobile-car-scissor-lift>
- [5] *Uzavretý oceľový profil* [online]. [cit. 2022-5-11]. Dostupné z: <https://www.koenigfrankstahl.sk/produkty/ocel/profily/>
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN isbn80-7361-033-7.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] *Pohybová skrutka a matica HIWIN* [online]. [cit. 2022-5-11]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/sk/produkty/gulickove-skrutky/trapezove-skrutky>
- [9] *Zátěžové koleso Cone Design* [online]. [cit. 2022-5-11]. Dostupné z: <https://www.conedesign.cz/kolecka-otocna--celokovova--vysokozatezova/kolecko-80mm-600kg/>
- [10] *Asynchronní elektromotor Transtecno SMT* [online]. [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/elektromotory/ac-motory/transtecno/serie-SM>
- [11] *Šneková převodovka Transtecno CL* [online]. [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/snekove-prevodovky-CL>

**ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV**

$ DE _1$	[mm]	vzdialenosť väzieb D a E v polohe maximálneho zdvihu
$ DE _2$	[mm]	Vzdialenosť väzieb D a E
$D_1$	[mm]	vnútorný priemer závitú matice
$D_4$	[mm]	vonkajší priemer závitú matice
$D_A$	[mm]	priemer čapu väzby A
$D_Z$	[mm]	priemer čapu zabezpečovacieho zariadenia
$F_A$	[N]	sila pôsobiaca na čap väzby A
$F_{Ax}, F_{Ay}$	[N]	reakčné sily vo väzbe A
$F_B$	[N]	reakčná sila vo väzbe B
$F_{Cx}, F_{Cy}$	[N]	reakčné sily vo väzbe C
$F_{Dx}, F_{Dy}$	[N]	reakčné sily vo väzbe D
$F_{Ex}, F_{Ey}$	[N]	reakčné sily vo väzbe E
$F_{Fx}, F_{Fy}$	[N]	reakčné sily vo väzbe F
$F_G$	[N]	reakčná sila vo väzbe G
$F_S$	[N]	polovica sily pôsobiacej na pohybovú skrutku
$F_Z$	[N]	zaťažovacia sila
$L_1$	[mm]	dĺžka telesa 2 a 3
$L_{TM}$	[mm]	dĺžka matice
$M_2$	[Nm]	výstupný moment prevodovky
$M_{omax2,3}$	[Nm]	maximálny ohybový moment v telese 2 a 3
$M_{omax4}$	[Nm]	maximálny ohybový moment v telese 4
$M_{zv}$	[Nm]	potrebný moment pre zdvihnutie bremena
$P_1$	[kW]	výkon elektromotora

$P_A$	[MPa]	napätie v tlaku vo väzbe A
$P_H$	[mm]	rozteč závitú
$P_p$	[kW]	potrebný výkon pre zdvihnutie bremena
$P_z$	[MPa]	napätie v tlaku v čape zabezpečovacieho zariadenia
$R_e$	[MPa]	medza klzu
$W$	[J]	potrebná práca pre zdvihnutie bremena
$W_{o1}$	[m <sup>3</sup> ]	modul prierezu profilu 1 v ohybe
$W_{o2}$	[m <sup>3</sup> ]	modul prierezu profilu 2 v ohybe
$a_1$	[mm]	dĺžka strany profilu 1
$a_2$	[mm]	dĺžka strany profilu 2
$d$	[mm]	vonkajší priemer závitú skrutky
$d_2, D_2$	[mm]	stredný priemer závitú
$d_3$	[mm]	vnútorný priemer závitú skrutky
$f$	[-]	súčiniteľ trenia v závitoch
$k_{2,3}$	[-]	bezpečnosť telesa 2 a 3 voči MSP
$k_4$	[-]	bezpečnosť telesa 4 voči MSP
$k_{oA}$	[-]	bezpečnosť voči otláčeniu čapu vo väzbe A
$k_{oz}$	[-]	bezpečnosť voči otláčeniu čapu zabezpečovacieho zariadenia
$k_{sA}$	[-]	bezpečnosť voči strihu vo väzbe A
$k_{sz}$	[-]	bezpečnosť voči strihu čapu zabezpečovacieho zariadenia
$l_A$	[mm]	dĺžka dotyku čapu väzby A
$l_z$	[mm]	dĺžka dotyku čapu zabezpečovacieho zariadenia
$m_n$	[kg]	maximálne zaťaženie kolesa
$m_r$	[kg]	reálne zaťaženie kolesa
$m_z$	[kg]	polovica maximálnej zaťažovacej hmotnosti
$n_2$	[min <sup>-1</sup> ]	výstupné otáčky prevodovky

---

$n_Z$	[-]	počet závitov v matici
$p_D$	[MPa]	maximálny dovolený tlak v závitoch matice
$p_{TM}$	[MPa]	skutočný tlak v závitoch matice
$q_Z$	[N·m <sup>-1</sup> ]	líniové zaťaženie hornej plošiny
$t_1$	[mm]	hrúbka steny profilu 1
$t_2$	[mm]	hrúbka steny profilu 2
$t_Z$	[s]	doba zdvihu
$v_Z$	[m · s <sup>-1</sup> ]	rýchlosť zdvihu
$\alpha$	[°]	uhol telesa 2 a 3 s podstavou zdviháku v polohe maximálneho zdvihu
$\alpha_Z$	[°]	uhol profilu lichobežníkového závitu
$\beta$	[°]	Uhol telesa 2 a 3 s podstavou zdviháku v polohe minimálneho zdvihu
$\sigma_{omax2,3}$	[MPa]	maximálne ohybové napätie v telese 2 a 3
$\sigma_{omax4}$	[MPa]	maximálne ohybové napätie v telese 4
$\tau_A$	[MPa]	šmykové napätie vo väzbe A
$\tau_Z$	[MPa]	šmykové napätie v čape zabezpečovacieho zariadenia



## ZOZNAM PRÍLOH

Kusovník HORNÁ PLOŠINA BP-001KS-RK

Kusovník ZDVIHÁK 2 BP-005KS-RK

Kusovník DOLNÁ PLOŠINA BP-002KS-RK

Kusovník RAMENO BP-003KS-RK

Kusovník ZDVIHÁK 1 BP-004KS-RK

Výkres súčasti ČAP F BP-003S-RK

Výkres súčasti ČAP A BP-002S-RK

Výkres súčasti ČAP C BP-001S-RK

Výkres súčasti DOLNÝ POJAZD BP-004S-RK

Výkres súčasti PRÍRUBA BP-006S-RK

Výkres súčasti PUZDRO ČAPU BP-005S-RK

Výkres zostavy ZDVIHÁK BP-001Z-RK

Výkres zvarku RAMENO BP-003Z-RK

Výkres zvarku DOLNÁ PLOŠINA BP-002Z-RK

Výkres zvarku HORNÁ PLOŠINA BP-001Z-RK