

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DÍLENSKÁ MANIPULAČNÍ PLOŠINA

MATERIAL HANDLING PLATFORM

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN ŠRAJER

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Šrajcr

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Dílenská manipulační plošina

v anglickém jazyce:

Material Handling Platform

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh dílenské manipulační plošiny hydraulicky poháněné. Základní technické
parametry:

nosnost 2500 kg

zdvih 1000 mm

půdorysný rozměr plošiny 1200 x 1600 mm

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 11.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu Děkan fakulty

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



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na funkční návrh dílenské manipulační plošiny, která má nosnost 2500 kg, půdorysné rozměry plošiny 1200 x 1600 mm, zdvih 1m a je proveden přímočarým hydromotorem. Cílem práce je výběr vhodné varianty plošiny a provést statické a pevnostní výpočty jednotlivých komponent, provést návrh použitého přímočarého hydromotoru a navrhnout schéma hydraulického obvodu.

KLÍČOVÁ SLOVA

zdvihací plošina, nůžkový mechanismus, přímočarý hydromotor, plošina

ABSTRACT

The thesis is focused on functional design workshop handling platform, which has a capacity of 2500 kg, dimensions platform 1200 x 1600 mm, stroke of 1 m and is made by linear hydraulic motor. The goal is to select a suitable variant of the platform and perform static and strength calculations of the individual components, to design the linear hydraulic motor and hydraulic circuit design diagram.

KEYWORDS

lifting platform, scissor mechanism, linear hydraulic motor, platform



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠRAJER, J. *Dílenská manipulační plošina*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 53 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2014

.....
Jan Šrajer



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za připomínky a rady týkající se zpracování bakalářské práce. A dále mé rodině za podporu během studia.



OBSAH

Úvod.....	11
1. Specifikace zadání.....	12
1.1 Vymezení cílů práce.....	12
2. Varianty konstrukčního řešení.....	13
2.1 Sloupový zvedák.....	13
2.2 Nůžkový mechanismus.....	13
2.3 Pístový zvedák.....	14
2.4 Y mechanismus.....	14
2.5 Paralelogram.....	15
3. Volba konstrukčního řešení.....	15
3.1 Volba materiálu.....	15
3.2 Volba profilu ramen.....	16
3.3 Volba ložisek.....	16
3.4 Způsob zatížení.....	17
3.4.1 Levá krajní poloha zatížení.....	17
3.4.2 Střední poloha zatížení.....	17
3.4.3 Pravá krajní poloha zatížení.....	18
3.5 Poloha zdvihu pro výpočet.....	19
4. Výpočet.....	20
4.1 Statický rozbor a určení vazeb.....	20
4.2 Úplné uvolnění.....	21
4.2.1 Těleso 2.....	21
4.2.2 Těleso 3.....	22
4.2.3 Těleso 4.....	23
4.2.4 Těleso 5.....	23
4.2.5 Těleso 6.....	24
4.2.6 Těleso 7.....	25
4.3 Neznámé parametry.....	25
4.4 Řešení soustavy rovnic.....	26
4.5 Podmínka valení.....	26
5. Výsledné vnitřní účinky.....	27
5.1 Těleso 2.....	27
5.2 Těleso 3.....	29
5.3 Těleso 4.....	31
5.4 Těleso 7.....	32



6. Pevnostní výpočty	33
6.2 Kontrola ramen	33
6.2.1 Kontrola tělesa 2	33
6.2.2 Kontrola tělesa 3	34
6.2.3 Kontrola tělesa 7	35
6.3 Návrh čepů	35
6.4 Kontrola čepů	36
7. Návrh hydraulického pohonu	38
7.1 Výpočet průměru pístu	38
7.2 Výpočet zdvihu	38
7.3 Zatížení hydromotoru	39
7.4 Kontrola vzpěrné stability pístnice hydromotoru	40
8. Návrh hydraulického obvodu	42
8.1 Prvky hydraulického obvodu	43
Závěr	44
Seznam použitých zkratk a symbolů	47
Seznam příloh	52



ÚVOD

Dílenská manipulační plošina patří do oblasti dopravní a manipulační techniky, která je rozsáhlým oborem ve strojním průmyslu, najdeme ji v technologických, výrobních i montážních částech výrobního procesu.

Zdvihací a manipulační technika má své charakteristické vlastnosti. Zrychluje průmyslovou výrobu, usnadňuje práci zaměstnancům, kteří jsou méně fyzicky namáháni při zdvihání břemen, což snižuje jejich únavu a zvyšuje jejich produktivitu. Ovlivňuje jak technologické parametry výrobního procesu, tak i ekonomické aspekty, a tím následně konečnou cenu výrobku.

Dílenská manipulační plošina má mnoho variant řešení. V této práci je cílem vybrat vhodné konstrukční řešení s hydraulickým pohonem zdvihu. Vybrané řešení má splňovat podmínky pro práci v praxi. Plošina musí být jednoduše ovladatelná, bezpečná, preferuje se minimalizace údržby.



1. Specifikace zadání

Při konstrukčním návrhu dílenské manipulační plošiny je důležité přizpůsobit návrh konkrétnímu případu. U řešení bakalářské práce bude dílenská manipulační plošina využita pro překonání výškového rozdílu v hale *obr. 1*. Břemeno bude paleta se zátěží 2000 kg. Plošina bude opatřena zábradlím a nájezdy.

Plošina bude umožňovat vertikální zdvih, pro tento pohyb je třeba vybrat nejvhodnější mechanismus. Samotný zdvih bude zprostředkován pístní tyčí hydromotoru. Dále je třeba zajistit plošinu vůči případné poruše hydromotoru, aby nedošlo k pádu, a tím poškození zdvihaného břemene.

Ovládání plošiny musí být co nejjednodušší, aby nebyly velké nároky na pracovníky obsluhy. Z důvodu bezpečnosti je možné plošinu opatřit bezpečnostními prvky jako je manžeta, která brání pracovníkovi pohybovat se pod plošinou, a zároveň chrání mechanismus a pohon zařízení od nečistot, což také snižuje množství údržby.

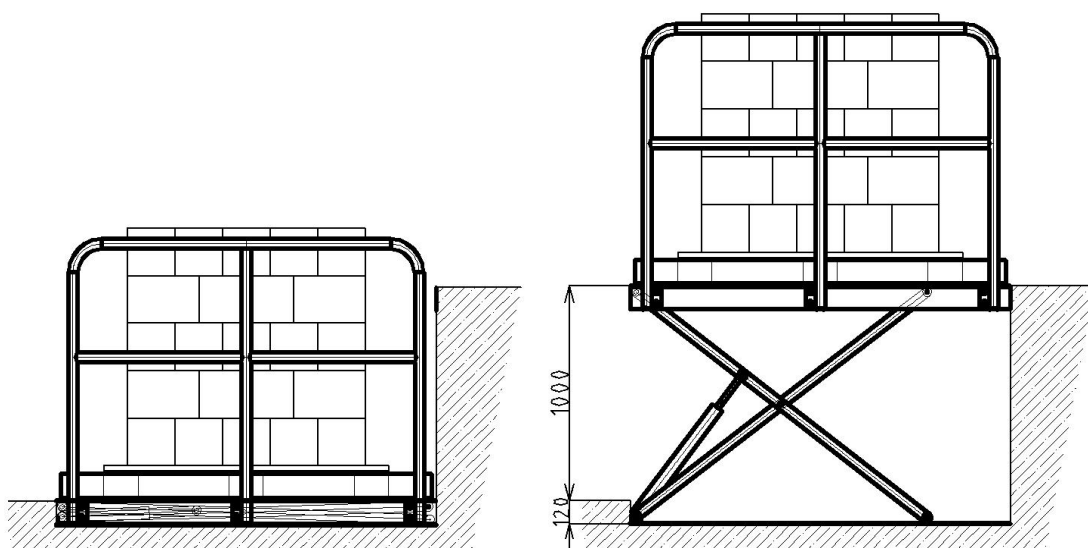
1.1 Vymezení cílů práce

Cílem této bakalářské práce je:

- navrhnout konstrukční řešení dílenské manipulační plošiny pro zadané parametry
- výběr vhodného mechanismu
- koncepce navrženého řešení
- na základě zadaných parametrů provést funkční výpočet zařízení
- návrh jednotlivých komponent
- pevnostní výpočet komponent
- návrh vhodného přímočarého hydromotoru a hydraulického obvodu
- pro kompletní návrh plošiny vytvořit výkres sestavy zařízení

Zadané parametry:

- nosnost: 2500 kg
- zdvih: 1000 mm
- půdorysný rozměr plošiny: 1200 x 1600 mm



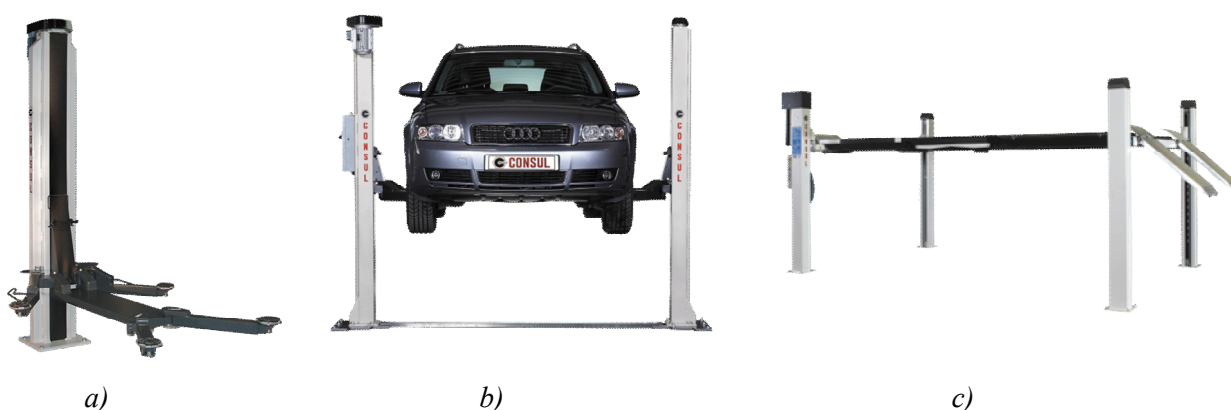
Obr. 1 Schéma dílenské manipulační plošiny



2. Varianty konstrukčního řešení

2.1 Sloupový zvedák

Hlavní nosnou částí je sloup nebo sloupy ze speciálního válcovaného profilu. Zvedaný rám leží na vodících vozíčkách, které jsou valivě uloženy ve sloupech. Zdvih je prováděn hydraulickým pohonem, který působí na vodící vozíky. Může být 1-sloupový, 2-sloupový nebo 4-sloupový.



Obr. 2 Sloupový zvedák a) 1-sloupový, b) 2-sloupový, c) 4-sloupový [1]

2.2 Nůžkový mechanismus

Nůžkový mechanismus se skládá ze dvou ramen, které jsou spojeny čepy. Ramena jsou na jedné straně uložena otočně a na druhé posuvně ve vodící dráze. Zdvih je prováděn hydraulickým pohonem. Mechanismus může být jednonůžkový nebo vícenůžkový. Nůžkový mechanismus má velký rozsah zdvihu a zatížení, díky své jednoduchosti.



Obr. 3 Nůžkový mechanismus [2]



2.3 Pístový zvedák

Píst působí přímo na zvedanou část plošiny. Zvedák má jednoduchou konstrukci, může být řešen s 1-pístovým, 2-pístovým nebo 4-pístovým uspořádáním. Nevýhodou tohoto řešení je potřeba prostoru pod úrovní země, odkud se vysouvá píst a také potřeba velkého hydromotoru.



Obr. 4 Pístový zvedák [3]

2.4 Y mechanismus

Mechanismus má podobnou konstrukci jako nůžkový mechanismus, ale zdvih proběhne rychleji. Skládá z hlavního ramene, které je uloženo otočně v základním i zvedaném rámu. Druhé rameno je vloženo do prvního ramene, kde je spojeno čepem a na druhé straně s hydromotorem. Hydromotor působí na vložené rameno silou a tím způsobuje změnu úhlu mezi rameny plošiny a následný zdvih plošiny.



Obr. 5 Y Mechanismus [4]



2.5 Paralelogram

Paralelogram je další typ čtyřkloubového mechanismu, skládá se z hlavního ramene, které je otočně uložené v základní i zvedaném rámu. Píst hydromotoru je uložena otočně v hlavním rameni a působí silou přímo na zvedaný rám, tím způsobuje změnu úhlu mezi hlavním ramenem a pístem hydromotoru a následný zdvih.



Obr. 6 Y Mechanismus [5]

3. Volba konstrukčního řešení

Pro volbu konstrukčního řešení je třeba porovnat výhody a nevýhody všech zmíněných variant mechanismů. U Paralelogramu a Y mechanismu je velkou nevýhodou velké zatížení hlavního ramene na vzpěr. Pístový zvedák má výhodu ve své jednoduché konstrukci, ale převyšuje ji nevýhoda potřeby zástavby pod úrovní dílny a dále je u této varianty nevýhodou, že břemeno musíme umístit na střed plošiny, abychom předešli namáhání na ohyb. Sloupový zvedák nevýhodu v potřebě válcovaného profilu, který je hlavní nosným prvkem zvedáku. Nejvhodnějším řešením je nůžkový mechanismus, který je jednoduchý na konstrukci, dostatečného rozsahu zdvihu a vyhovujícím zástavbovým rozměrům.

Po zhodnocení výhod a nevýhod variant řešení konstrukčního návrhu dílenské manipulační plošiny, volím jako nejvhodnější nůžkový mechanismus se dvěma nůžkovými mechanismy vedle sebe.

3.1 Volba materiálu

Navržené zařízení se bude vyskytovat v kryté hale, kde nehrozí nízké teploty. Materiál ramen nůžkového mechanismu volím S355J2.

Parametry materiálu ramen z materiálového listu ČSN 41 1523. dle [13]

Ocel S355J2 :

- Mez kluzu $Re = 335 \text{ MPa}$
- Mez pevnosti $Rm = 510 \text{ MPa}$

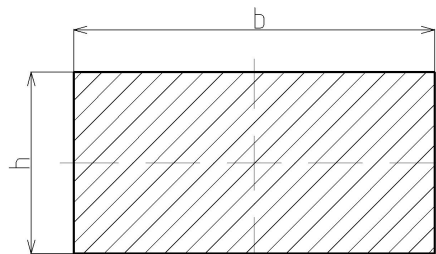


3.2 Volba profilu ramen

Profily ramen byly voleny s ohledem na danou nosnost plošiny a co nejvyšší pevnost materiálu. Volím širokou pásovou ocel třídy 11 válcovanou za tepla. dle [8]

Hlavní parametry:

- Šířka profilu $b = 140 \text{ mm}$
- Výška profilu $h = 60 \text{ mm}$
- Hmotnost $m_r = 51,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
- Plocha průřezu $S_r = 8,400 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$
- Kvadratický moment k ose z $I_{Rz} = 2,52 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
- Kvadratický moment k ose y $I_{Ry} = 1,372 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$
- Průřezový modul k ose ohybu z $W_{Rz} = 84 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$
- Průřezový modul k ose ohybu y $W_{Ry} = 196 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$



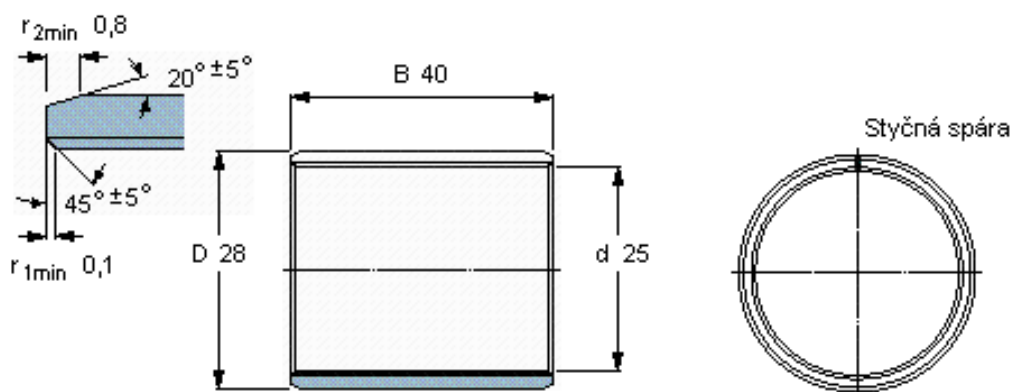
Obr. 7 Profil ramen

3.3 Volba ložisek

Pro zadané parametry použiji kluzná pouzdra s kompozitem od firmy SKF. Volím kluzné ložisko PCM 252840 B. [9]

Hlavní parametry:

- Vnitřní průměr $d_L = 25 \text{ mm}$
- Vnější průměr $D_L = 28 \text{ mm}$
- Šířka ložiska $B = 40 \text{ mm}$
- Hmotnost $m_l = 0,037 \text{ kg}$
- Statické zatížení $C_o = 245 \text{ kN}$
- Dynamické zatížení $C = 78 \text{ kN}$



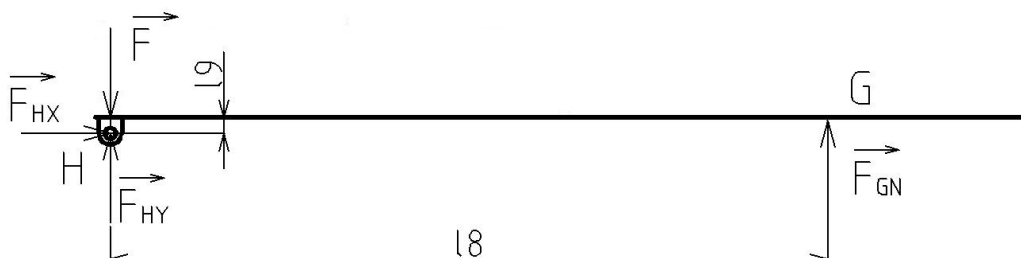
Obr. 8 Kluzné ložisko PCM 202330 M [9]



3.4 Způsob zatížení

Způsob zatížení mechanismu znamená v podstatě rozložení sil na pracovní ploše. Pro zvolené řešení budou porovnány tři způsoby.

3.4.1 Levá krajní poloha zatížení



Obr. 9 Levá krajní poloha

Rozměry: $l_8 = 1226,5\text{mm}$

$l_9 = 27\text{mm}$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_{HX} = 0 \quad (1)$$

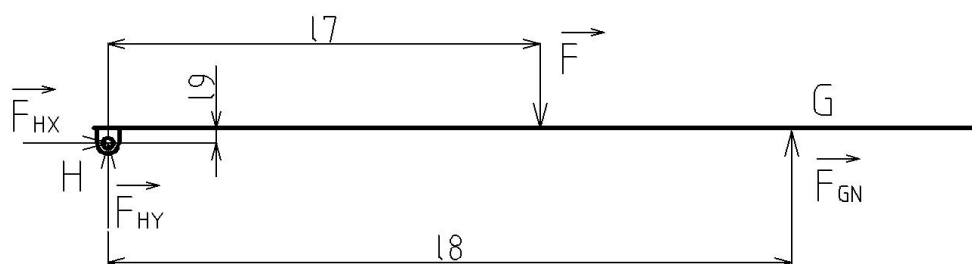
$$\sum F_y = F_{HY} - F + F_{GN} = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_H = F_{GN} \cdot \sqrt{l_8^2 + l_9^2} = 0 \quad (3)$$

Z rovnice (3) vyplývá že síla $F_{GN} = 0\text{N}$ a po dosazení do rovnice (2) se určí velikost síly F_{HY} :

$$F_{HY} = F = 25\text{kN} \quad (4)$$

3.4.2 Střední poloha zatížení



Obr. 10 Středí poloha zatížení

Rozměry: $l_7 = 775\text{mm}$

$l_8 = 1226,5\text{mm}$

$l_9 = 27\text{mm}$



Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_{HX} = 0 \quad (5)$$

$$\sum F_Y = F_{HY} - F + F_{GN} = 0 \quad (6)$$

$$\sum M_H = -F \cdot \sqrt{l7^2 + l9^2} + F_{GN} \cdot \sqrt{l8^2 + l9^2} = 0 \quad (7)$$

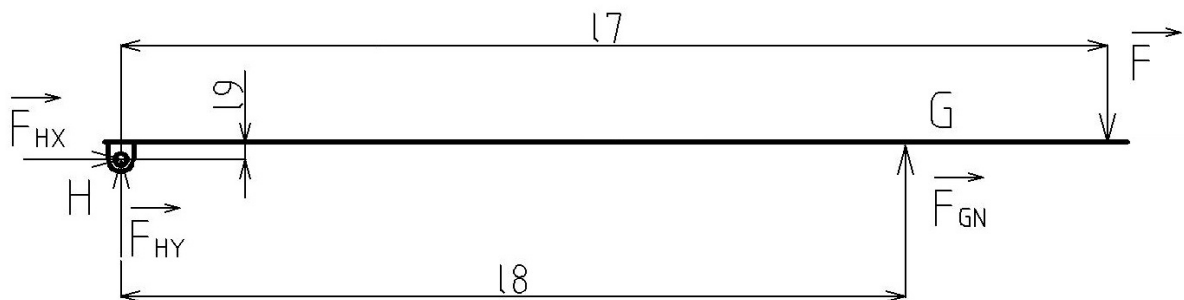
Z rovnice (7) se určí velikost síly F_{GN} :

$$F_{GN} = \frac{F \cdot \sqrt{l7^2 + l9^2}}{\sqrt{l8^2 + l9^2}} = \frac{25000 \cdot \sqrt{0,775^2 + 0,027^2}}{\sqrt{1,2265^2 + 0,027^2}} = 15,809 \text{ kN} \quad (8)$$

Po dosazení síly F_{GN} do rovnice (6) se určí velikost síly F_{HY} :

$$F_{HY} = F - F_{GN} = 25000 - 15809 = 9,190 \text{ kN} \quad (9)$$

3.4.3 Pravá krajní poloha zatížení



Obr. 11 Pravá krajní poloha zatížení

Rozměry: $l7 = 1500 \text{ mm}$
 $l8 = 1226,5 \text{ mm}$
 $l9 = 27 \text{ mm}$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_{HX} = 0 \quad (10)$$

$$\sum F_Y = F_{HY} - F + F_{GN} = 0 \quad (11)$$

$$\sum M_G = F_{HY} \cdot \sqrt{(l7 - l8)^2 + l9^2} + F \cdot (l7 - l8) = 0 \quad (12)$$



Z rovnice (12) se určí velikost síly F_{HY} :

$$F_{HY} = \frac{-F \cdot (l7 - l8)}{\sqrt{(l7 - l8)^2 + l9^2}} = \frac{-25000 \cdot (1,5 - 1,2265)}{\sqrt{(1,5 - 1,2265)^2 + 0,027^2}} = -21,376kN \quad (13)$$

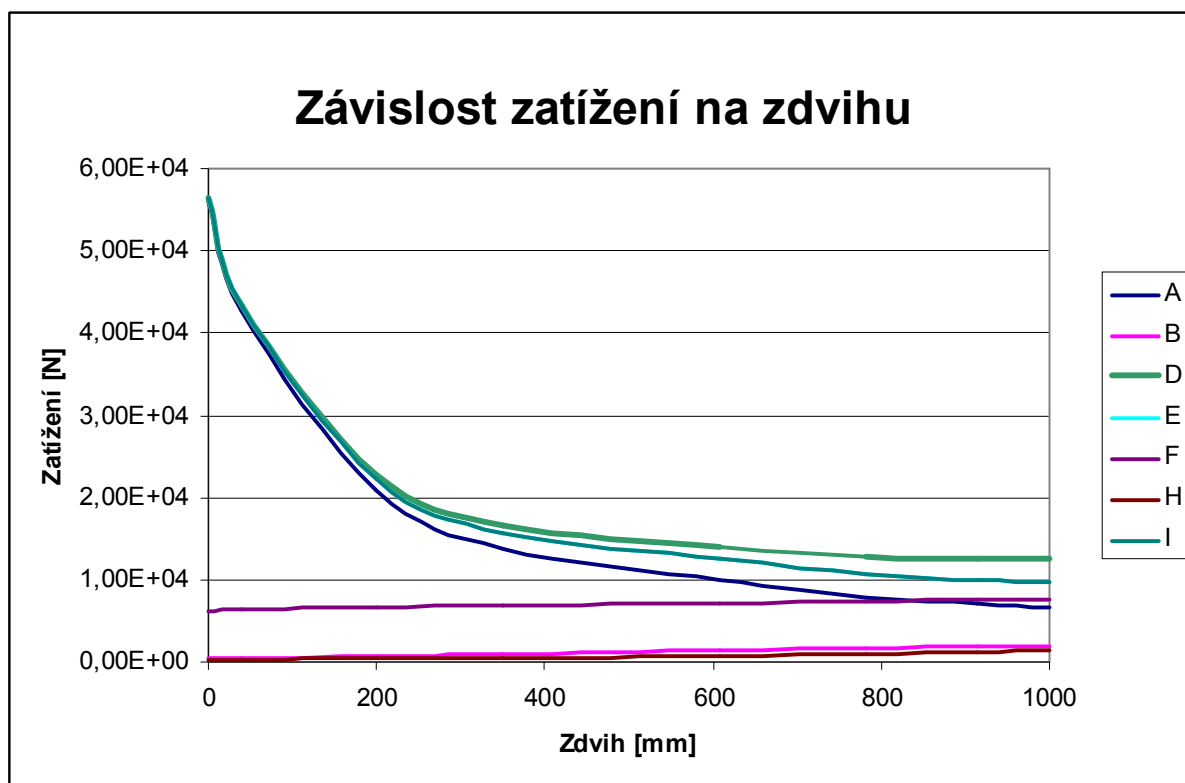
Po dosazení síly F_{GN} do rovnice (11) se určí velikost síly F_{GN} :

$$F_{GN} = F - F_{HY} = 25000 + 21376 = 46,376kN \quad (14)$$

Tento způsob zatížení je nejnebezpečnější a bude pro něj navrhován nůžkový mechanismus.

3.5 Poloha zdvihu pro výpočet

Zatížení v jednotlivých bodech plošiny se liší v závislosti na zdvihu. Výpočet je nutno provést v nejkritičtější poloze plošiny.



Obr. 12 Závislost zatížení na zdvihu

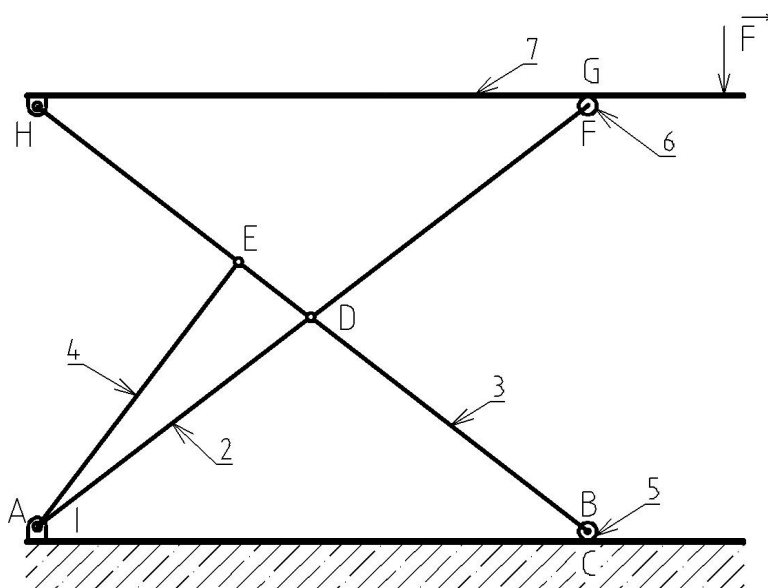
Z grafu vyplývá, že nejkritičtější poloha plošiny je v nejnižší poloze zdvihu a pro tuto polohu bude proveden výpočet.



4. Výpočet

Pro výpočet použijí uvolňovací metodu, která spočívá v uvolnění všech těles a nahrazení vazeb vazbovými silami. Tato metoda je zcela univerzální a je vhodná pro všechny druhy soustav. Pro jednotlivá tělesa si sepíší rovnice statické rovnováhy, které vyřeším pomocí programu Mathcad.

4.1 Statický rozbor a určení vazeb



Obr. 13 Statický rozbor

Rotační vazby (odebírají dva stupně volnosti): A, B, D, E, F, H, I

Vazba valení (odebírání dva stupně volnosti): C, G

Počet stupňů volnosti soustavy těles na úrovni kinematického rozboru určím ze vzorce [6]:

$$i = (n - 1) \cdot i_v - (\sum \xi_i - \eta) = (7 - 1) \cdot 3 - (18 - 0) = \underline{\underline{0}} \quad (15)$$

kde:

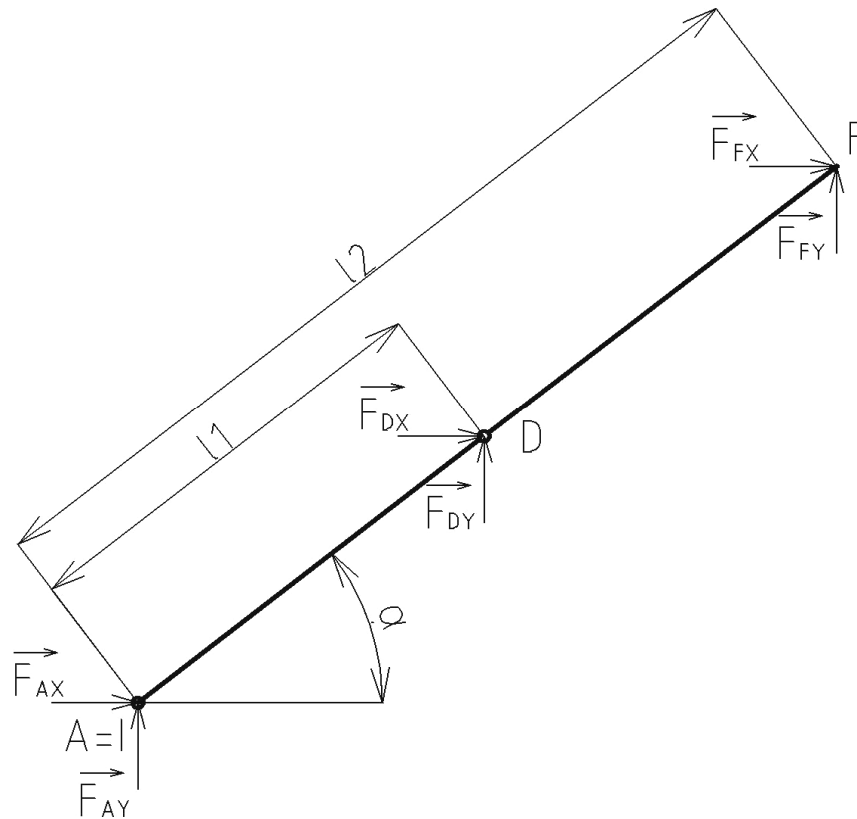
- i počet stupňů volnosti soustavy těles
- n počet součástí soustavy těles
- i_v počet stupňů volnosti volného tělesa
- $\sum \xi_i$ počet složek mechanického pohybu odebraného vazbami
- η počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami
- $(\sum \xi_i - \eta)$ počet stupňů volnosti odebraných stykovými vazbami

Po dosazení má soustava těles nula stupňů volnosti, což by znamenalo že je soustava nepohyblivá. Součástí číslo čtyři je hydraulický válec, který má proměnou délku a ten provádí pohyb celé soustavy.



4.2 Úplné uvolnění

4.2.1 Těleso 2



Obr. 14 Úplné uvolnění tělesa 2

Rozměry: $l_1 = 766,5\text{mm}$
 $l_2 = 1544\text{mm}$
 $\alpha = 4,8^\circ \div 37,4^\circ$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_{AX} + F_{DX} + F_{FX} = 0 \quad (16)$$

$$\sum F_y = F_{AY} + F_{DY} + F_{FY} = 0 \quad (17)$$

$$\sum M_A = F_{DY} \cdot (l_1 \cdot \cos \alpha) - F_{DX} \cdot (l_1 \cdot \sin \alpha) + F_{FY} \cdot (l_2 \cdot \cos \alpha) - F_{FX} \cdot (l_2 \cdot \sin \alpha) = 0 \quad (18)$$

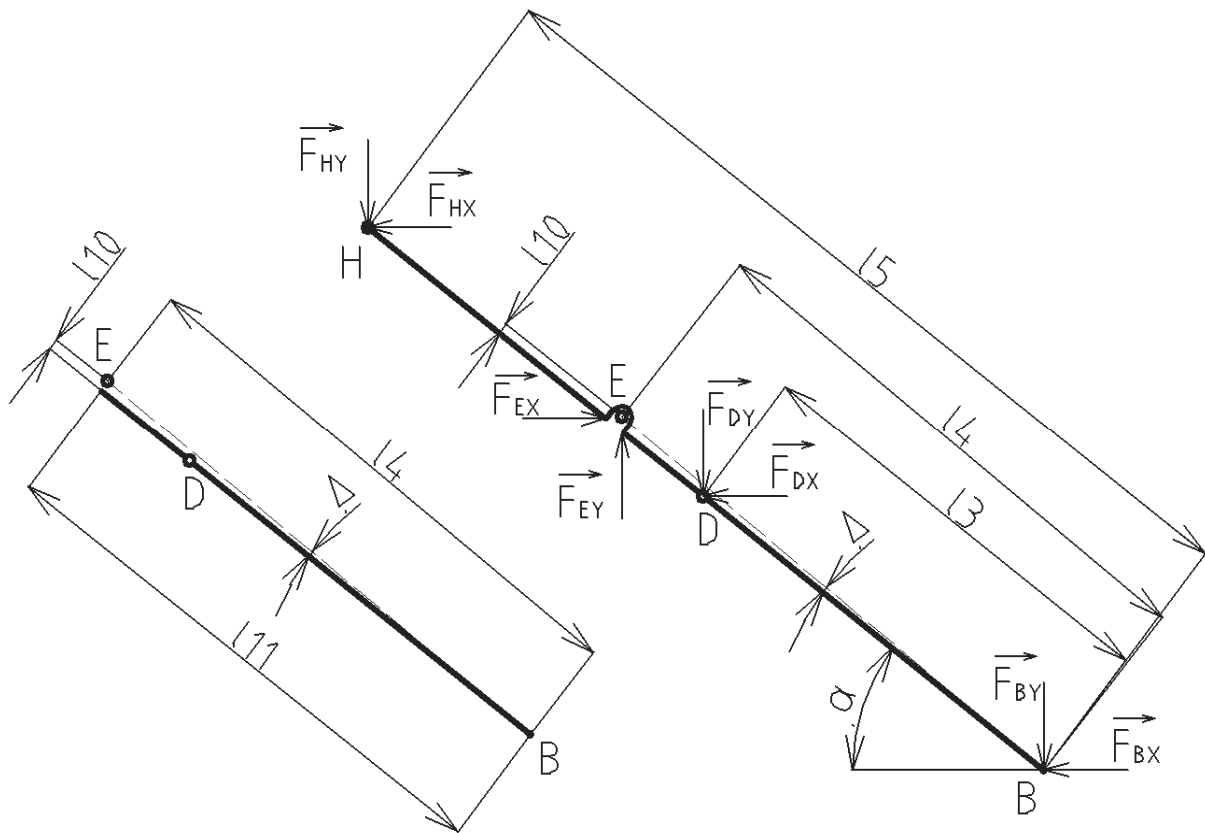
kde:

F jsou síly působící v jednotlivých bodech

M jsou ohybové momenty působící v tomto případě v bodě A.



4.2.2 Těleso 3



Obr. 15 Úplné uvolnění tělesa 3

Rozměry:

$$l3 = 781\text{mm}$$

$$l4 = 983,52\text{mm}$$

$$l5 = 1550\text{mm}$$

$$l10 = 20\text{mm}$$

$$l11 = 983,3\text{mm}$$

$$\alpha = 4,8^\circ \div 37,4^\circ$$

$$\Delta = 1,2^\circ$$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = -F_{HX} + F_{EX} - F_{DX} - F_{BX} = 0 \quad (19)$$

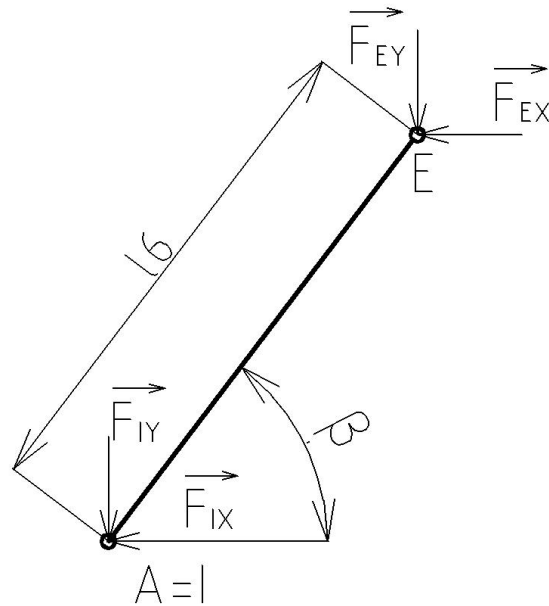
$$\sum F_y = -F_{HY} + F_{EY} - F_{DY} - F_{BY} = 0 \quad (20)$$

$$\sum M_B = F_{DY} \cdot (l3 \cdot \cos \alpha) + F_{DX} \cdot (l3 \cdot \sin \alpha) - F_{EY} \cdot (l4 \cdot \cos(\alpha + \Delta)) - \quad (21)$$

$$- F_{EX} \cdot (l4 \cdot \sin(\alpha + \Delta)) + F_{HY} \cdot (l5 \cdot \cos \alpha) + F_{HX} \cdot (l5 \cdot \sin \alpha) = 0$$



4.2.3 Těleso 4



Obr. 16 Úplné uvolnění tělesa 4

Rozměry: $l6 = 537,2 \div 760,5 \text{ mm}$
 $\beta = 8,4^\circ \div 52,7^\circ$

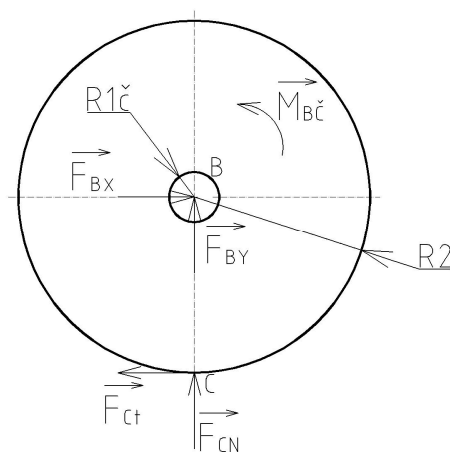
Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = -F_{IX} - F_{EX} = 0 \quad (22)$$

$$\sum F_y = -F_{IY} - F_{EY} = 0 \quad (23)$$

$$\sum M_A = F_{EY} \cdot (l6 \cdot \cos \beta) + F_{EX} \cdot (l6 \cdot \sin \beta) = 0 \quad (24)$$

4.2.4 Těleso 5



Obr. 17 Úplné uvolnění tělesa 5



Rozměry: $R1\check{c} = \phi 25mm$
 $R2 = \phi 140mm$
 $f\check{c} = 0,02$

Rovnice statické rovnováhy:

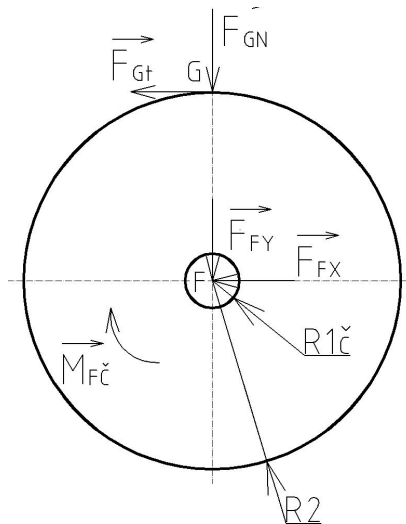
$$\sum F_x = F_{BX} - F_{Ct} = 0 \quad (25)$$

$$\sum F_Y = F_{BY} + F_{CN} = 0 \quad (26)$$

$$\sum M_B = M_{B\check{C}} - F_{Ct} \cdot R2 = 0 \quad (27)$$

$$M_{B\check{C}} = R1\check{c} \cdot f\check{c} \cdot \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BX}^2} \quad (28)$$

4.2.5 Těleso 6



Obr. 18 Úplné uvolnění tělesa 6

Rozměry:

$R1\check{c} = \phi 25mm$
 $R2 = \phi 140mm$
 $f\check{c} = 0,02$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = -F_{FX} - F_{Gt} = 0 \quad (29)$$

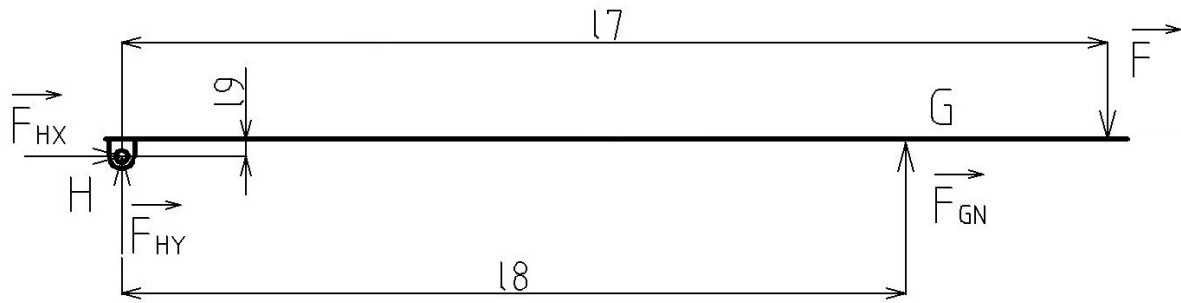
$$\sum F_Y = -F_{FY} - F_{GN} = 0 \quad (30)$$

$$\sum M_F = -M_{F\check{C}} + F_{Gt} \cdot R2 = 0 \quad (31)$$

$$M_{F\check{C}} = R1\check{c} \cdot f\check{c} \cdot \sqrt{F_{FY}^2 + F_{FX}^2} \quad (32)$$



4.2.6 Těleso 7



Obr. 19 Úplné uvolnění tělesa 7

Rozměry: $l7 = 1500\text{mm}$
 $l8 = 1470\text{mm}$
 $l9 = 70\text{mm}$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_{HX} = 0 \quad (33)$$

$$\sum F_Y = F_{HY} - F + F_{GN} = 0 \quad (34)$$

$$\sum M_H = -F \cdot \sqrt{l7^2 + l9^2} + F_{GN} \cdot \sqrt{l8^2 + l9^2} = 0 \quad (35)$$

4.3 Neznámé parametry

Pro všechny rovnice statické rovnováhy jsou neznámými parametry:

$$NP = \{F_{AX}, F_{AY}, F_{BX}, F_{BY}, F_{CX}, F_{CY}, F_{DX}, F_{DY}, F_{EX}, F_{EY}, F_{FX}, F_{FY}, F_{GN}, F_{GT}, F_{HX}, F_{HY}, F_{IX}, F_{IY}\}$$

$\mu = 18$, kde μ je počet neznámých parametrů

$\nu_F = 12$, kde ν_F je počet použitelných sílových podmínek statické rovnováhy

$\nu_M = 6$, kde ν_M je počet použitelných momentových podmínek statické rovnováhy

$\nu = \nu_F + \nu_M = 12 + 6 = 18$, kde ν je počet použitelných podmínek statické rovnováhy

$$\mu = \nu$$

Počet neznámých se rovná počtu podmínek, takže úloha je staticky určitá.



4.4 Řešení soustavy rovnic

Sestavením podmínek statické rovnováhy jednotlivých těles a po jejich zápisu v maticového tvaru. Jsem obdržel soustavu lineárních algebraických rovnic, kterou dále budu řešit na počítači v programu Mathcad.

$$x = A^{-1} \cdot b_1 \quad (36)$$

kde:

- x - jsou neznámé veličiny
- A - jsou koeficienty soustavy rovnic
- b₁ - jsou absolutní členy soustavy

Zápis soustavy osmnácti lineárních algebraických rovnic je v příloze č.1 a z výsledných si určím výsledné vnitřní účinky v jednotlivých tělesech.

Tab. 1 Výsledky řešení soustav rovnic

Síla	Velikost [kN]	Síla	Velikost [kN]	Síla	Velikost [kN]
F_{AX}	55,831	F_{DX}	-55,843	F_{GN}	6,125
F_{AY}	-1,667	F_{DY}	7,924	F_{Gt}	-0,012
F_{BX}	-0,857	F_{EX}	-55,844	F_{HX}	0
F_{BY}	0,446	F_{EY}	8,246	F_{HY}	-0,124
F_{CN}	-0,446	F_{FX}	0,012	F_{IX}	55,844
F_{Ct}	-0,023	F_{FY}	-6,256	F_{IY}	-8,246

4.5 Podmínka valení

Překonání hranice klidové stability nastane při běžných podmínkách ve styku valení. Podmínkou realizace je, aby tečná složka stykové síly, potřebná pro valení, byla menší než třecí síla t.j. $F_{Gt} < F_{GT}$, $F_{Ct} < F_{CT}$ (nepřekonána hranice klidové stability pro smýkání) [6].

Součinitel tření $f_G = 0,02$, $f_C = 0,025$.

$$F_{GT} = F_{GN} \cdot f_G = 6,125 \cdot 0,02 = 0,123kN \quad (37)$$

$$F_{CT} = F_{CN} \cdot f_C = (-0,446) \cdot 0,025 = -0,011kN \quad (38)$$

- kde:
- F_{GT} - třecí síla v bodě G
 - F_{GN} - normálová síla v bodě G
 - $f_{G,C}$ - součinitel tření

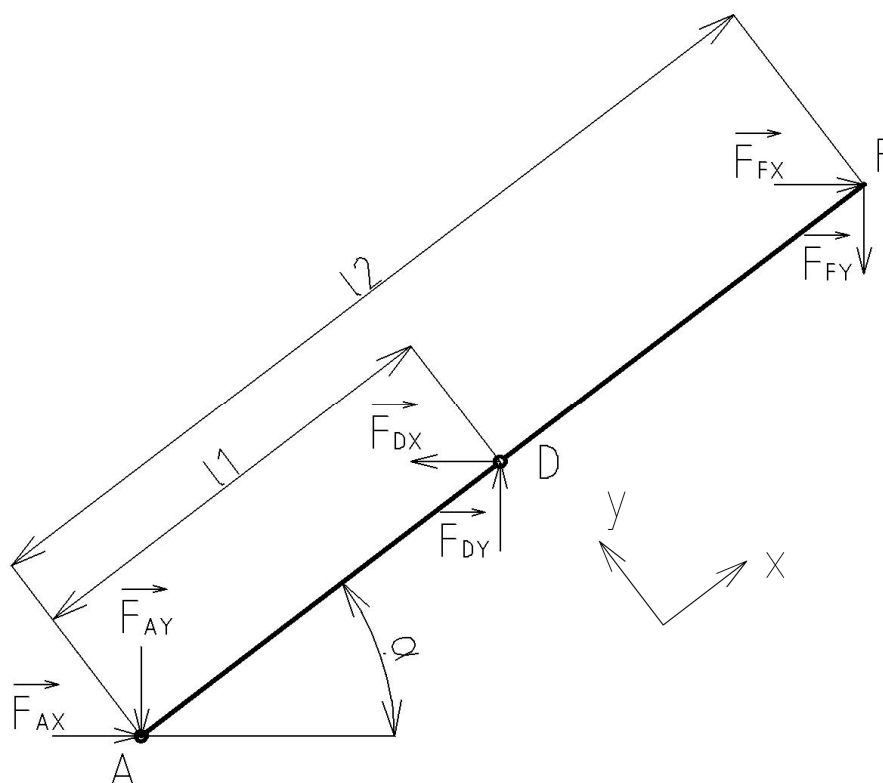
Podmínka valení je splněna u obou bodu G i C.



5. Výsledné vnitřní účinky

Určování výsledných vnitřních účinků (dále jen VVÚ) je nutné pro zvládnutí problému pružnosti prutu. VVÚ jsou pomocné veličiny, popisující namáhání prutu a umožňují nalézt předem nebezpečná místa prutu (tj. místa s největším namáháním) [7].

5.1 Těleso 2



Obr. 20 Rozložení sil tělesa 2

Tab.2 Rozložení sil do souřadného systému xy

Síla	Směr X [N]	Směr Y [N]	Síla	Směr X [N]	Směr Y [N]
F_{AX}	55640	4672	F_{DY}	663	7897
F_{AY}	-139	-1662	F_{FX}	10	1
F_{DX}	-55650	-4673	F_{FY}	-524	-6235

Normálové síly

$$N_{2A} = -F_{AX}' + F_{AY}' = -55640 + 139 = -55501N \quad (39)$$

$$N_{2D} = -F_{AX}' + F_{AY}' + F_{DX}' - F_{DY}' = -55640 + 139 + 55650 - 663 = -514N \quad (40)$$

$$N_{2F} = F_{FX}' - F_{FY}' = 10 - 524 = -514N \quad (41)$$



Posouvající síly

$$T_{2A} = -F_{AX}'' + F_{AY}'' = -4672 - 1662 = -6334N \quad (42)$$

$$T_{2D} = -F_{AX}'' + F_{AY}'' + F_{DX}'' + F_{DY}'' = -4672 - 1662 + 4673 + 7897 = \quad (43)$$

$$T_{2D} = 6236N$$

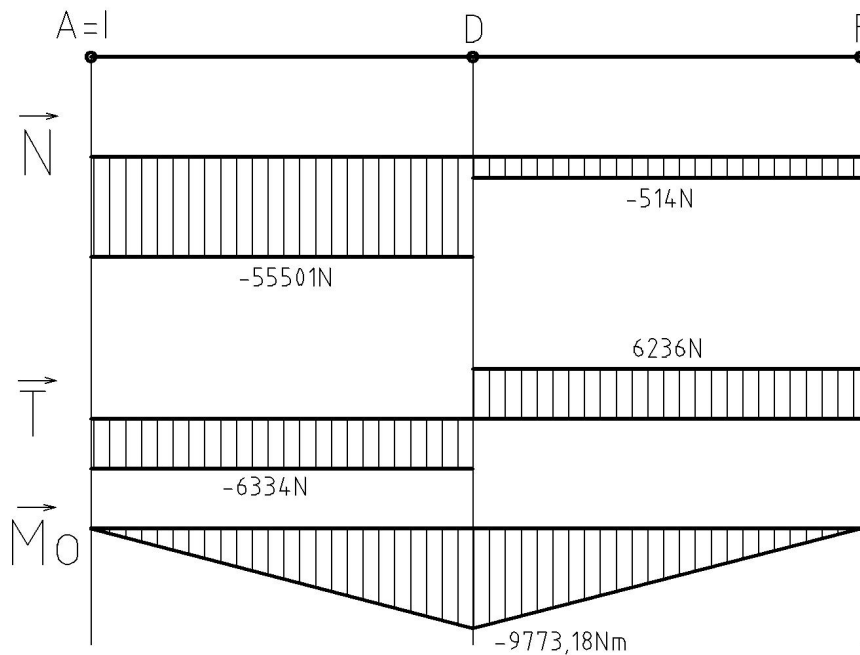
$$T_{2F} = F_{FX}'' + F_{FY}'' = 1 + 6235 = 6236N \quad (44)$$

Ohybové momenty

$$M_{2F} = -F_{DX}'' \cdot (l_2 - l_1) - F_{DY}'' \cdot (l_2 - l_1) \quad (45)$$

$$M_{2F} = -4673 \cdot (1,544 - 0,766) - 7897 \cdot (1,544 - 0,766)$$

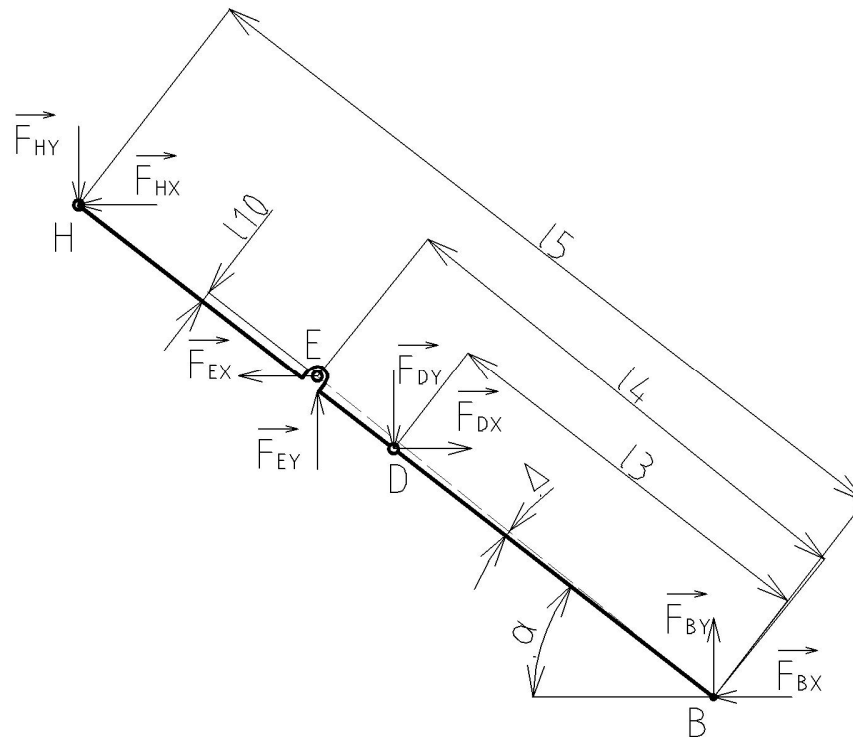
$$M_{2F} = -9773,18N \cdot m$$



Obr. 21 Výsledné vnitřní účinky tělesa 2



5.2 Těleso 3



Obr. 22 Rozložení sil tělesa 3

Tab.3 Rozložení sil do souřadného systému xy

Síla	Směr X [N]	Směr Y [N]	Síla	Směr X [N]	Směr Y [N]
F_{BX}	-0,85	-0,072	F_{EX}	-55650	-4673
F_{BY}	37,38	455,25	F_{EY}	689,30	8208,28
F_{DX}	-55650	-4673	F_{HX}	0	0
F_{DY}	663	7897	F_{HY}	-10,45	-124,46

Normálové síly

$$N_{3B} = -F_{BX}' - F_{BY}' = -0,85 - 37,38 = -38,23N \quad (46)$$

$$N_{3D} = N_{3B} - F_{DX}' - F_{DY}' = -38,23 + 55650 - 663 = 54948,77N \quad (47)$$

$$N_{3E} = N_{3D} - F_{EX}' - F_{EY}' = 54948,77 + 55650 + 689,3 = -10,45N \quad (48)$$

$$N_{3H} = F_{HY}' = -10,45N \quad (49)$$



Posouvající síly

$$T_{3B} = -F_{BY}'' + F_{BX}'' = 0,072 - 455,25 = -455,18N \quad (50)$$

$$T_{3D} = T_{3B} + F_{DX}'' - F_{DY}'' = -455,18 - 4673 - 7897 = -13025,18N \quad (51)$$

$$T_{3E} = T_{3D} - F_{EX}'' + F_{EY}'' = -13025,18 + 4673 + 8208,28 = -124,46N \quad (52)$$

$$T_{3H} = F_{HY}'' = -124,46N \quad (53)$$

Ohybové momenty

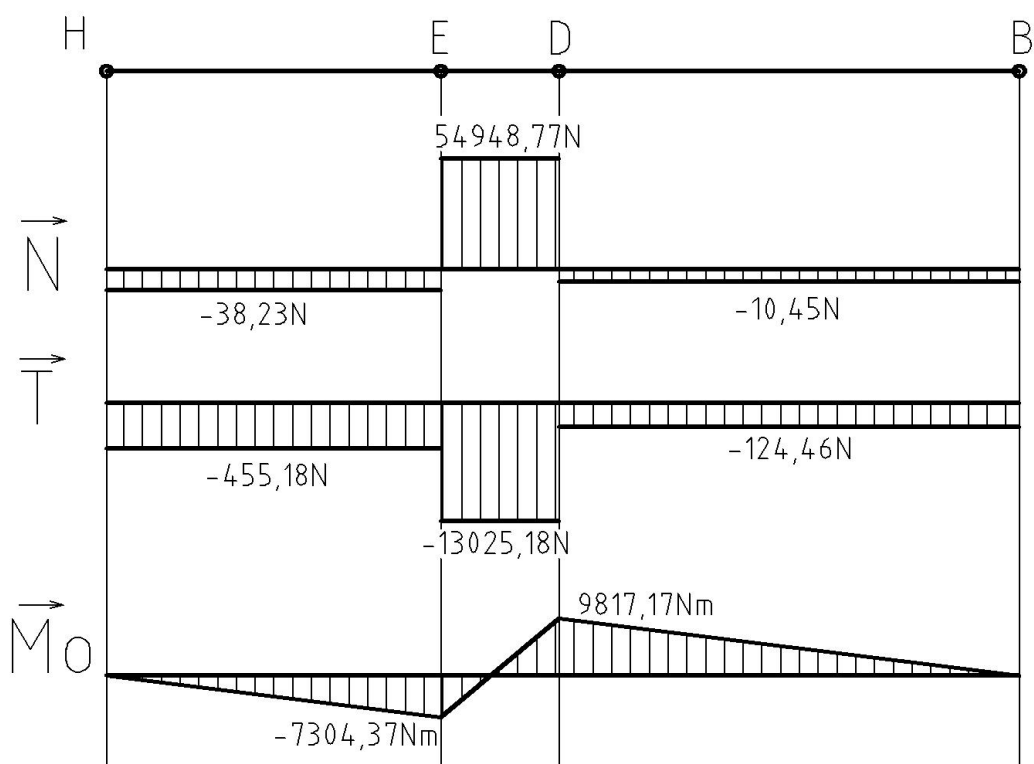
$$M_{3H} = -F_{EY}'' \cdot \sqrt{(l5 - l11)^2 + l10^2} + F_{EX}'' \cdot \sqrt{(l5 - l11)^2 + l10^2} \quad (54)$$

$$M_{3H} = -8208,28 \cdot \sqrt{(1,55 - 0,983)^2 + 0,02^2} - 4673 \cdot \sqrt{(1,55 - 0,983)^2 + 0,02^2}$$

$$M_{3H} = -7304,37N \cdot m$$

$$M_{3B} = -F_{DX}'' \cdot l3 + F_{DY}'' \cdot l3 = 4673 \cdot 0,781 + 7897 \cdot 0,781 = \quad (55)$$

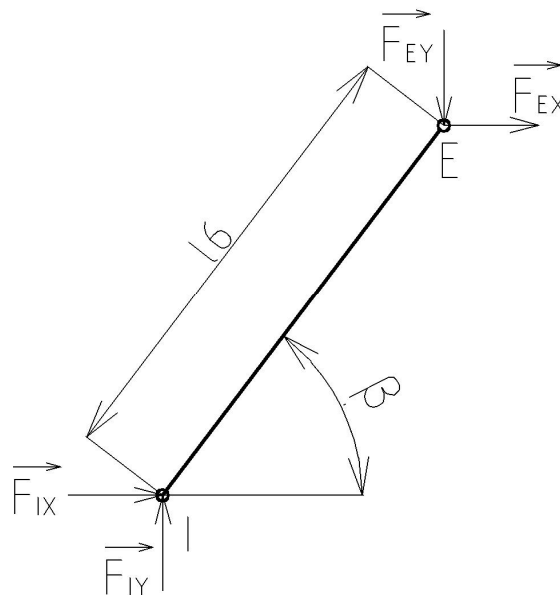
$$M_{3B} = 9817,17N \cdot m$$



Obr. 23 Výsledné vnitřní účinky tělesa 3



5.3 Těleso 4



Obr. 24 Rozložení sil tělesa 4

Tab.4 Rozložení sil do souřadného systému xy

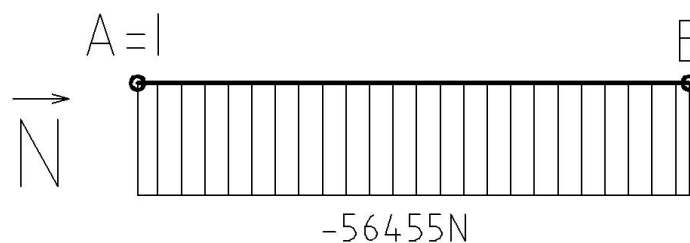
Síla	Směr X [N]	Směr Y [N]	Síla	Směr X [N]	Směr Y [N]
F_{EX}	-55650	-4673	F_{IX}	55250	8158
F_{EY}	689,30	8208,28	F_{IY}	-1205	-8158

Normálové síly

$$N_{4I} = -F'_{IX} + F'_{IY} = -55250 - 1205 = -56455 \text{ N} \quad (56)$$

Posouvající síly

$$T_{4I} = -F''_{IY} - F''_{IX} = 8158 - 8158 = 0 \text{ N} \quad (57)$$

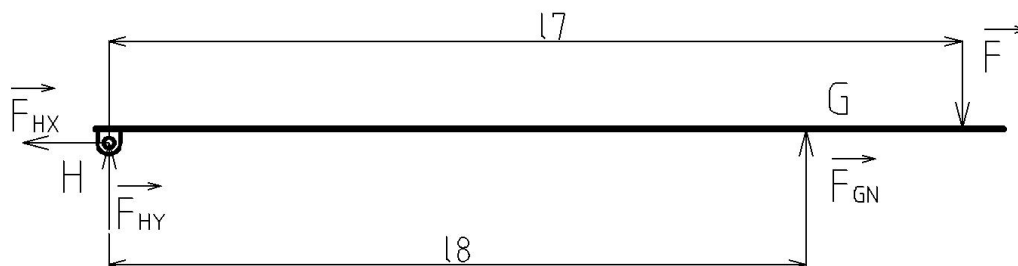


Obr. 25 Výsledné vnitřní účinky tělesa 4 – průběh posouvajících sil

Těleso 4 je přímočarý hydromotor a je namáhán pouze normálovými silami.



5.4 Těleso 7



Obr. 26 Rozložení sil tělesa 7

Normálové síly

Normálové síly se u tělesa 7 nevyskytují, protože jedinou normálovou silou je síla F_{HX} která je nulová.

Posouvající síly

$$T_{7H1} = F_{HY} = -124,90N \quad (58)$$

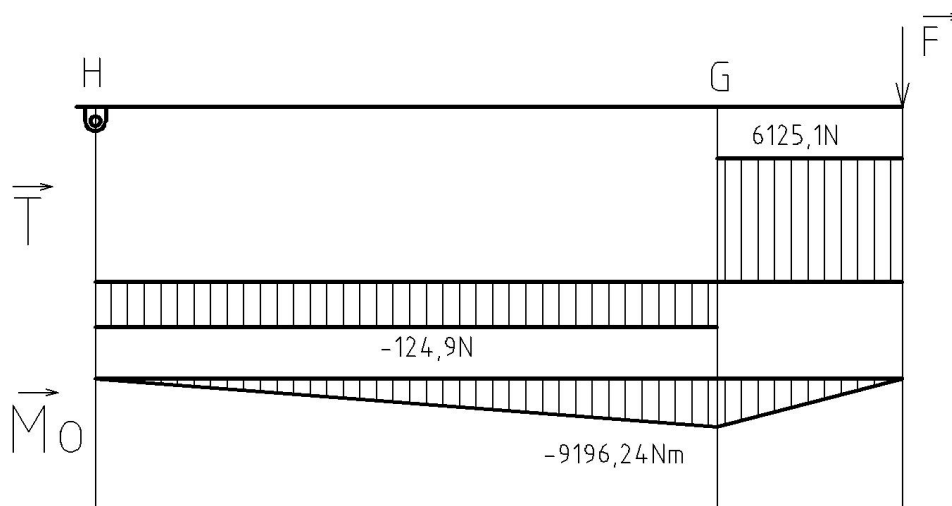
$$T_{7H2} = F_{HY} - F = -124,90 + 6250 = 6125,1N \quad (59)$$

$$T_{7G} = F_{GN} = 6125,1N \quad (60)$$

Ohybové momenty

$$M_{7G} = F_{HY} \cdot l9 - F_{GN} \cdot l8 = \quad (61)$$

$$M_{7G} = -124,90 \cdot 0,07 - 6250 \cdot 1,47 = -9196,24Nm$$



Obr. 27 Výsledné vnitřní účinky tělesa 7

Výsledky výsledných vnitřních účinků budou použity pro pevnostní výpočet jednotlivých komponent a výpočtu průměru jednotlivých čepů.



6. Pevnostní výpočty

V pevnostním výpočtu bude provedena kontrola jednotlivých komponentů na základní druhy namáhání a pevnostní výpočet čepů.

Parametry materiálu ramen z materiálového listu ČSN 41 1523. dle [13]

- Ocel 11 523 (S355J2):**
- Mez kluzu $Re = 335 \text{ MPa}$
 - Mez pevnosti $Rm = 510 \text{ MPa}$

Výpočet návrhového normálového napětí dle normy ČSN EN 1570-1: [15]

$$\sigma_{DOV} = 0,5 \cdot Rm = 0,5 \cdot 510 = 255 \text{ MPa} \quad (62)$$

Výpočet návrhového tečného napětí:

$$\tau_{DOV} = \frac{\sigma_{DOV}}{\sqrt{3}} = \frac{255}{\sqrt{3}} = 147,22 \text{ MPa} \quad (63)$$

6.2 Kontrola ramen

Ramena dílenské plošiny budou kontrolovány na základní druhy namáhání tah/tlak, ohyb a smyk. dle [7]

6.2.1 Kontrola tělesa 2

Parametry:

- Šířka profilu $b = 140 \text{ mm}$
- Výška profilu $h = 60 \text{ mm}$
- Délka $m_r = 51,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
- Plocha průřezu $S_r = 8,400 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$
- Kvadratický moment k ose z $I_{Rz} = 2,52 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
- Kvadratický moment k ose y $I_{Ry} = 1,372 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$
- Průřezový modul k ose ohybu z $W_{Rz} = 84 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$
- Průřezový modul k ose ohybu y $W_{Ry} = 196 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$

Tah – maximální normálové napětí je v místě D = -55,501 kN

$$\sigma_2 = \frac{|N_{2D}|}{S_r} = \frac{55,501 \cdot 10^3}{8,400 \cdot 10^3} = 6,607 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$\sigma_2 = 6,607 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 255 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Ohyb - maximální moment je v místě D = -9,773 N.m

$$\sigma_{O2} = \frac{|M_{2F}|}{W_{Ry}} = \frac{9,773 \cdot 10^6}{196,000 \cdot 10^3} = 49,86 \text{ MPa} \quad (65)$$

$$\sigma_{O2} = 49,86 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 255 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$



Smyk - maximální tečné napětí je v místě D = -6,334 kN

$$\tau_2 = \frac{|T_{2A}|}{S_r} = \frac{6,334 \cdot 10^3}{8,400 \cdot 10^3} = 0,75 \text{ MPa} \quad (66)$$

$$\tau_2 = 0,75 \text{ MPa} < \tau_{DOV} = 147,22 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

U tělesa 2 vyšlo ve všech případech namáhání napětí nižší než dovolené, takže zvolený profil vyhovuje.

6.2.2 Kontrola tělesa 3

Parametry:

- Šířka profilu $b = 140 \text{ mm}$
- Výška profilu $h = 60 \text{ mm}$
- Délka $m_r = 51,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
- Plocha průřezu $S_r = 8,400 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$
- Kvadratický moment k ose z $I_{Rz} = 2,52 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
- Kvadratický moment k ose y $I_{Ry} = 1,372 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$
- Průřezový modul k ose ohybu z $W_{Rz} = 84 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$
- Průřezový modul k ose ohybu y $W_{Ry} = 196 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$

Tah – maximální normálové napětí je v místě B = 54,948 kN

$$\sigma_3 = \frac{|N_{3B}|}{S_r} = \frac{54,948 \cdot 10^3}{8,400 \cdot 10^3} = 6,54 \text{ MPa} \quad (67)$$

$$\sigma_3 = 6,54 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 255 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Ohyb - maximální moment je v místě D = 9,817 kN.m

$$\sigma_{O3} = \frac{|M_{3D}|}{W_{Ry}} = \frac{9,817 \cdot 10^6}{196,000 \cdot 10^3} = 50,08 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$\sigma_{O3} = 50,08 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 255 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Smyk - maximální tečné napětí je v místě D = -13,025 kN

$$\tau_3 = \frac{|T_{3D}|}{S_r} = \frac{13,025 \cdot 10^3}{8,400 \cdot 10^3} = 1,55 \text{ MPa} \quad (69)$$

$$\tau_3 = 1,55 \text{ MPa} < \tau_{DOV} = 255 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

U tělesa 3 vyšlo ve všech případech namáhání napětí nižší než dovolené, takže zvolený profil vyhovuje.



6.2.3 Kontrola tělesa 7

Parametry:

- Šířka profilu $b = 140 \text{ mm}$
- Výška profilu $h = 60 \text{ mm}$
- Délka $m_r = 51,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
- Plocha průřezu $S_r = 8,400 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$
- Kvadratický moment k ose z $I_{Rz} = 2,52 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
- Kvadratický moment k ose y $I_{Ry} = 1,372 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$
- Průřezový modul k ose ohybu z $W_{Rz} = 84 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$
- Průřezový modul k ose ohybu y $W_{Ry} = 196 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$

Tah – Normálové napětí je u toho tělesa nulové.

Ohyb - maximální moment je v místě $G = 9,178 \text{ kN.m}$

$$\sigma_{07} = \frac{|M_{7G}|}{W_{Ry}} = \frac{9,178 \cdot 10^6}{196,000 \cdot 10^3} = 46,83 \text{ MPa} \quad (70)$$

$$\sigma_{07} = 46,83 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 255 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Smyk - maximální tečné napětí je v místě $G = -6,374 \text{ kN}$

$$\tau_7 = \frac{|T_{7G}|}{S_r} = \frac{6,374 \cdot 10^3}{8,400 \cdot 10^3} = 0,76 \text{ MPa} \quad (71)$$

$$\tau_7 = 0,76 \text{ MPa} < \tau_{DOV} = 147,22 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

U tělesa 7 vyšlo ve všech případech namáhání napětí nižší než dovolené, takže zvolený profil vyhovuje.

6.3 Návrh čepů

Jednotlivé čepy jsou nejvíce namáhány na stříh, průměry čepů vypočteme podle pevnostní rovnice na stříh. [7]

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_{DOV} \quad (72)$$

Parametry materiálu čepů z materiálového listu ČSN 41 1600. dle [17]

- Ocel 11 600 (E355):**
- Mez kluzu $Re = 335 \text{ MPa}$
 - Mez pevnosti $Rm = 510 \text{ MPa}$

Jednotlivé čepy jsou namáhány tečnou silou např. pro čep v místě D se tato síla vypočte:

$$F_D = \sqrt{F_{DX}^2 + F_{DY}^2} = \sqrt{(-55,840 \cdot 10^3)^2 + (7,925 \cdot 10^3)^2} = 56,403 \text{ kN} \quad (73)$$



Tab. 5 Maximální síly v jednotlivých čepech

Síla	Velikost [kN]	Síla	Velikost [kN]
F_A	55,857	F_F	6,257
F_B	0,447	F_H	0,125
F_D	56,403	F_I	56,450
F_E	56,450		

Průměr jednotlivých čepů vyjádříme z rovnice na střih.

$$d_D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_D}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 56,403 \cdot 10^3}{\pi \cdot 147,22}} = 23,6 \text{ mm} \quad (74)$$

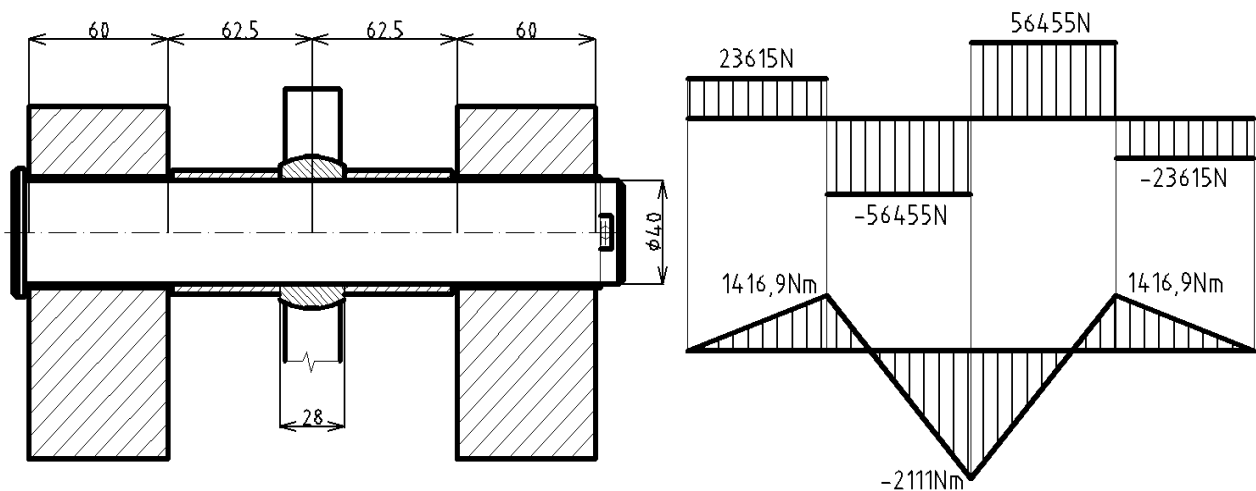
Tab. 6 Průměry jednotlivých čepů

Čep	Velikost [mm]	Čep	Velikost [mm]
d_A	23,485	d_F	7,860
d_B	2,101	d_H	1,111
d_D	23,600	d_I	23,610
d_E	23,610		

Průměr čepu v bodě E a I volím 40mm a ostatní čepy volím průměr 25 mm, pod průměru čepu a zvoleného profilu vyhovují zvolená kluzná pouzdra s kompozitem PCM 252840 B. [9]

6.4 Kontrola čepů

Čepy E a I přenášejí sílu z přímočarého hydromotoru na ramena mechanismu. Přenášejí největší síly a jsou tedy nejvíce namáhány. Provedu kontrolu čepu E a kontrolu provedu na ohyb, střih a otláčení.



Obr. 28 Řez a průběh sil v bodě E

**Kontrola na střih**

$$\tau_E = \frac{4 \cdot 2 \cdot |N_{4I}|}{S_E} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 56,455 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^2} = 89,85 \text{ MPa} \quad (75)$$

$$\tau_E = 89,85 \text{ MPa} < \tau_{DOV} = 147,22 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na ohyb

$$\sigma_E = \frac{|M_{EMAX}|}{W_{KE}} = \frac{2,111 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{2,111 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 335,98 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$\sigma_E = 335,98 \text{ MPa} > \sigma_{DOV} = 255 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Nevyhovuje}$$

Čep E neprošel kontrolou na ohyb. Průměr čepu nelze zvětšit, protože je omezen velikostí oka přímočarého hydromotoru. Pro tuto situaci je vhodné použít jiný materiál čepu.

Parametry materiálu čepu z materiálového listu ČSN 41 2071. dle [16]

- Ocel 12 061 (C60):**
- Mez kluzu $R_e = 500 - 570 \text{ MPa}$
 - Mez pevnosti $R_m = 800 - 1000 \text{ MPa}$

$$\sigma_{DOV} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 800 = 400 \text{ MPa} \quad (77)$$

$$\sigma_E = \frac{|M_{EMAX}|}{W_{KE}} = \frac{2,11 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{2,111 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 335,98 \text{ MPa} \quad (78)$$

$$\sigma_E = 335,98 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 400 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na otláčení – volím $p_{DOV} = 120 \text{ MPa}$

$$p_E = \frac{2 \cdot |N_{4I}|}{d_E \cdot 28} = \frac{2 \cdot 56,455 \cdot 10^3}{40 \cdot 28} = 100,81 \text{ MPa} \quad (79)$$

$$p_E = 100,81 \text{ MPa} < p_{DOV} = 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$



7. Návrh hydraulického pohonu

Konstrukce přímočarých hydromotorů je velmi rozmanitá podle účelů a způsobu použití, tomu odpovídá průměr válce a zdvih. Pro zvolené zařízení použijeme dvojčinný přímočarý hydromotor, který jednoduše docílí přímočarý pohyb za požadované síly. Dle [10]

7.1 Výpočet průměru pístu

V tomto výpočtu je přímočarý hydromotor těleso 4. Z výsledných vnitřních účinků těleso 4 je namáhána normálovou silou $N_{4I} = 56,455kN$. Z této normálové síly vypočtu průměr pístu a následně zvolím vhodný přímočarý hydromotor.

Jmenovitý tlak je stanoven výrobcem na 16 MPa pro náš případ, síla kterou vyvine musí být dle normy ČSN EN 1570-1 dvojnásobná oproti normálové síle N_{4I} . [15]

$$2 \cdot N_{4I} = S_p \cdot p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p \quad (80)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot N_{4I}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 56,455 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16}} = 94,786mm \quad (81)$$

kde:

N_{4I}	[N]	normálová síla v ose hydromotoru
S_p	[mm ²]	plocha pístu
p	[MPa]	jmenovitý tlak v hydromotoru
d	[mm]	průměr hydromotoru

7.2 Výpočet zdvihu

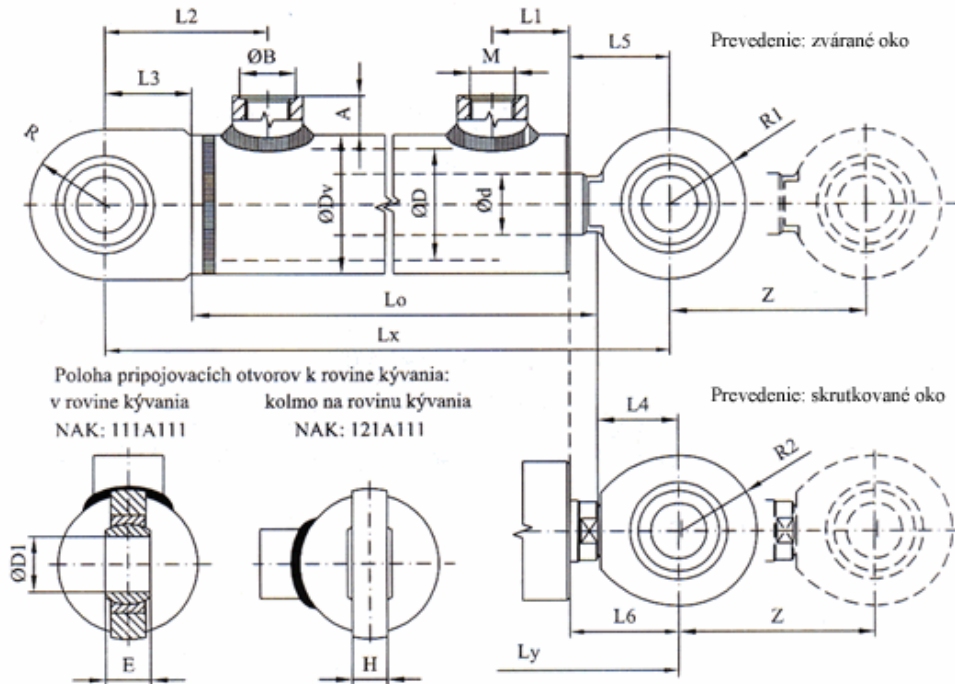
Zdvih vypočtu z maximální a minimální hodnoty těleso 4 a zvolím dle parametrů mechanismu.

$$Z = l6_{MAX} - l6_{MIN} = 760,5 - 537,2 = 223,3mm \quad (82)$$

Z katalogu firmy REROSA – HYDRAULIKA, s.r.o. použiji přímočarý hydromotor HM1.2 dvojčinný, který vyhovuje zatížení i potřebnému zdvihu s rozměry z tab.4. [11]

Tab. 7 Parametry přímočarého hydromotoru (rozměry v [mm]) [11]

ϕD	ϕd	ϕDv	Lx	Ly	Lo	L1	L2	L3	L4	L5
100	50	115	286+Z	286+Z	161+Z	50	88	57	68	83
L6	H	E	$\phi D1$	M	ϕB	A	R	R1	R2	
83	25	28	40	27x2	32	19	51	51	51,5	



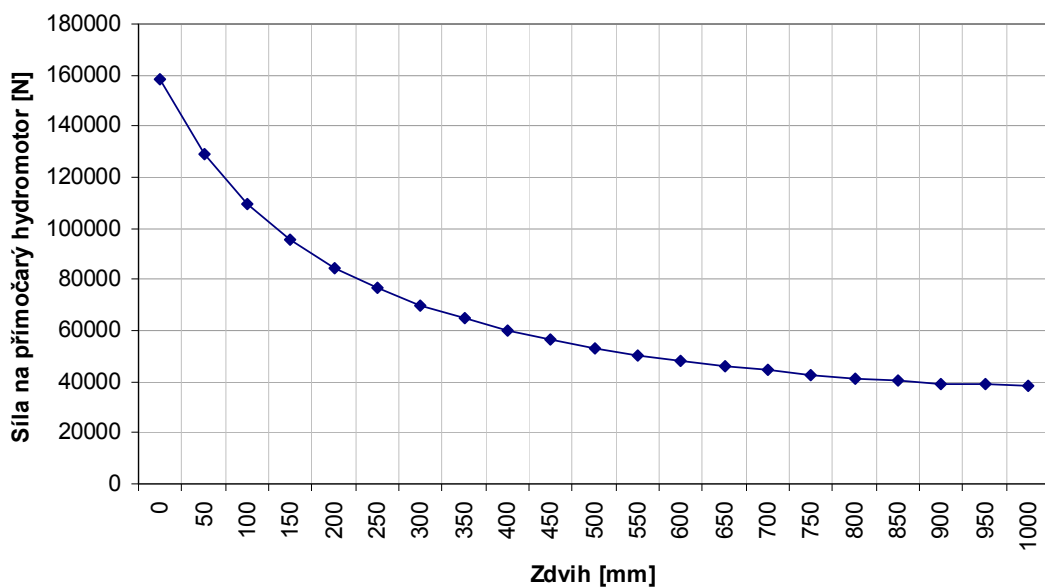
Obr. 29 Přímočarý hydromotor HM1.2 dvojčinný [11]

Vybraný přímočarý hydromotor vyhovuje zadaným parametrům a také zástavbovým rozměrům.

7.3 Zatížení hydromotoru

Z obrázku č.26, kde je zobrazena závislost síly na přímočarý hydromotor a zdvihu vyplývá, že kritická poloha mechanismu je v okamžiku kdy je plošina v dolní poloze.

Závislost zatížení přímočarého hydromotoru v procesu zdvihu

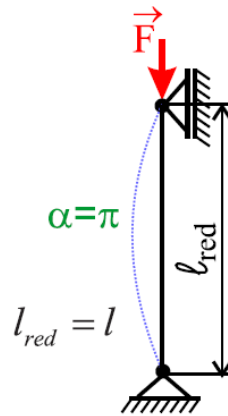


Obr. 30 Zatížení hydromotoru



7.4 Kontrola vzpěrné stability pístnice hydromotoru

Kontrola mezního stavu vzpěrné stability což je stav, ve které se mění charakter podstatné deformace. [7]



Obr. 31 Redukovaná délka dle uložení [7]

V katalogu firmy REROSA – HYDRAULIKA, s.r.o. je uveden materiál pístnice přímočarého hydromotoru: Ck45, 20MnV6. [12]

Parametry materiálu pístnice z materiálového listu ČSN 41 2050. dle [14]

Ocel 12 050.2 (Ck45): Mez kluzu $Re = 390 \text{ MPa}$
Modul pružnosti $E = 210\,000 \text{ MPa}$

Pro zvolený případ odpovídá druhá varianta uložení, takže použijí redukovanou délku l_{RED} stejnou jako délka l .

$$l = 230 \text{ mm} \quad (83)$$

$$d_p = 50 \text{ mm} \quad (84)$$

Štíhlost pístnice:

$$\lambda = l_{RED} \cdot \sqrt{\frac{S_{HM}}{J_{HM}}} = l_{RED} \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot d_p^2}{\frac{4}{\pi \cdot d_p^4} \cdot \frac{16}{64}}} = l_{RED} \cdot \sqrt{\frac{16}{d_p^2}} = 230 \cdot \sqrt{\frac{16}{50^2}} \quad (85)$$

$$\lambda = 18,4$$

kde:

λ	[-]	štíhlost pístnice
S_{HM}	[mm^2]	plocha pístnice
J_{HM}	[mm^4]	kvadratický moment plochy pístnice
d_p	[mm]	průměr pístnice



Kritická štíhlost:

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{21 \cdot 10^4}{390}} = 72,9 \quad (86)$$

kde:

λ_m	[-]	kritická štíhlost pístnice
E	[MPa]	modul pružnosti
R_e	[MPa]	mez kluzu

Pro výsledek $\lambda = 18,4 < \lambda_m = 72,9$ pro zadané hodnoty jako první nastává mezní stav pružnosti.

Prostý tlak:

$$\sigma_{HM} = \frac{4 \cdot 2 \cdot N_{4I}}{\pi \cdot d_p^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 56,455 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50^2} = 57,50 \text{ MPa} \quad (87)$$

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti je:

$$k_{HM} = \frac{R_e}{\sigma_{HM}} = \frac{390}{57,50} = 6,78 \quad (88)$$

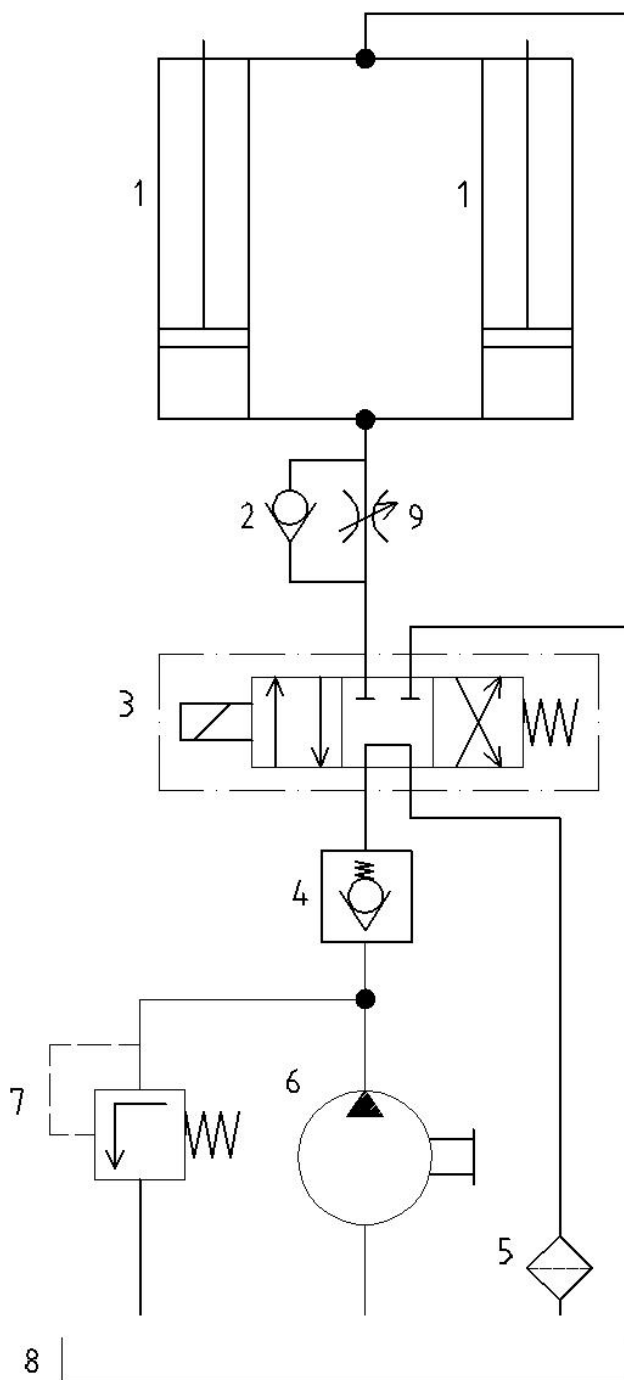
Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti je vysoká, z toho vyplývá že vybraná pístnice vyhovuje.



8. Návrh hydraulického obvodu

Přenos a řízení parametrů energie v hydraulických mechanismech umožňují různé druhy hydraulických prvků. Svým konstrukčním uspořádáním a zapojením v mechanismu zabezpečují přestup energie mezi pevnými členy a kapalinou, transformaci parametrů přenášené energie, hrazení a větvení proudu kapaliny. [10]

V tomto případě mám dva nůžkové mechanismy vedle se spojeny čepy a každé nůžky jsou zvedány jedním dvojčinným přímočarým hydromotorem s jednostrannou pístnicí.



Obr. 32 Hydraulický obvod



8.1 Prvky hydraulického obvodu

1. Přímočarý hydromotor HM1.2 dvojčinný
2. Jednosměrný ventil
3. Šoupátkový rozvaděč – ovládaný elektromagnetem
4. Jednosměrný ventil
5. Odpadní filtr
6. Hydrogenerátor
7. Pojistný ventil
8. Nádrž
9. Škrťací ventil



ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývala návrhem dílenské manipulační plošiny, pro zadané parametry zdvih 1 metr, nosnost 2 500 kg a půdorysné rozměry 1 200 x 1 600 mm. Pro řešení jsem si zvolil aplikaci plošiny v provozu, kde bude využita k překonání výškového rozdílu v hale a břemenem bude paleta se zátěží 2 000 kg.

Cílem bylo provést výběr vhodného mechanismu pro dané zadání. Zvolen byl nůžkový mechanismus pro svoji jednoduchost, univerzálnost a vyhovující zástavbové rozměry. Dále jsem pro zvolený mechanismus provedl volbu polohy zatížení, aby následující výpočet byl počítán pro nejnebezpečnější polohu plošiny.

Pro silový výpočet jsem použil uvolňovací metodu, která spočívá v uvolnění všech těles a nahrazení vazeb vazbovými silami. Tato metoda je zcela univerzální a je vhodná pro tento druh soustav. Pro jednotlivá tělesa jsem si sepsal rovnice statické rovnováhy, které jsem vyřešil a použil pro výpočet výsledných vnitřních účinků.

Pomocnými veličinami výsledných vnitřních účinků jsem popsal namáhání prutu a našel nebezpečná místa prutu (tj. místa s největším namáháním). Výsledků výsledných vnitřních účinků byly použity pro pevnostní výpočet jednotlivých komponent, výpočet průměrů jednotlivých čepů a jejich kontrolu.

V poslední řadě byl proveden výpočet přímočarého hydromotoru pro zadané parametry a vypočtené síly. Podle výpočtu byl zvolen odpovídající dvojčinný přímočarý hydromotoru s potřebným průměrem válce a zdvihem, který docílí přímočarý pohyb za požadované síly. Pro zvolenou pístnici jsem provedl kontrolu vzpěrné stability a navrhl hydraulický obvod, který svým konstrukčním uspořádáním a zapojením v mechanismu zabezpečuje chod zařízení.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] 1-Post-Lifts. *Consul Werkstattausrüstung GmbH* [online]. Halver, 2013 [cit. 2013-12-03]. Dostupné z: <http://www.consul-gmbh.com/produkte/consul-1-post-lift-125?language=en>
- [2] Zvedací stůl/plošina - Hymo Optima AX. *ALTO SYSTEMS* [online]. Plzeň, 2013 [cit. 2013-12-03]. Dostupné z: [http://www.altosystems.cz/303-zvedaci_stul/plosina_-_hymo_optima_ax#!prettyPhoto\[foto\]/0/](http://www.altosystems.cz/303-zvedaci_stul/plosina_-_hymo_optima_ax#!prettyPhoto[foto]/0/)
- [3] Dvoupístový podlahový zvedák 3,5t SPACE SDI 125. *AP PROGRESS CZ* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2013-12-03]. Dostupné z: <http://www.approgress.cz/servisnitechika/eshop/15-1-Zvedaky-osobni/0/5/178-Dvoupistovy-podlahovy-zvedak-3-5t-SPACE-SDI-125>
- [4] Vehicle alignment lift. *Rotary Lift* [online]. Madison, 2013 [cit. 2013-12-03]. Dostupné z: http://www.rotarylif.com/uploadedFiles/Products/Light_Duty_Lifts_-_Under_14,000_lbs/Y-Lift/YA12_4pg_VIEW_2012.07.pdf
- [5] Mohawk Lifts [online]. Amsterdam, 2014 [cit. 2014-2-09]. Dostupné z: <http://www.mohawklifts.com/wp/consumer/automotive-lifts/parallelogram-vehicle-lifts/>
- [6] FLORIAN, Zdeněk, Emanuel Ondráček a Karel Přikryl. *Mechanika těles: Statika Vyd. 7.* Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007, 182 s. ISBN 978802143300 [cit. 2014-03-05]./
- [7] JANÍČEK, Přemysl. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I. 3.*, přeprac. vyd., v Akademickém nakl. CERM 1. Brno: CERM, 2004, 287 s. ISBN 80-214-2592-x.
- [8] DRASLÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu.* MONTANEX a.s.: Ostrava, 2002, 722 s. ISBN 80-85780-90-X.
- [9] PCM 202330 M, *SKF CZ, a.s.*[Online]. Praha, 2014 [cit. 2014-4-11]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/spherical-plain-bearings-bushings-rod-ends/composite-dry-sliding-bearings-fw-bushings/composite-dry-sliding-bushings-metric/index.html?prodid=1850090255&imperial=false>
- [10] KOPÁČEK, Jaroslav. *Mechanické a hydraulické převody: Hydraulické převody. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 1996, iv, 179 s. ISBN 80-7078-413-x.*
- [11] Přímočarý hydromotor HM1.2 dvojjinný. *REROSA - HYDRAULIKA, s.r.o.* [online]. Hustopeče u Brna, 2014 [cit. 2014-20-04]. Dostupné z: <http://www.rerosa.cz/hm12dvojciny.html>
- [12] Chromované tyče. *REROSA - HYDRAULIKA, s.r.o.* [online]. Hustopeče u Brna, 2014 [cit. 2014-20-04]. Dostupné z: <http://www.rerosa.cz/tyce.html>
- [13] ČSN 41 1523. *Ocel 11 523.* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1978.



- [14] ČSN 41 2050. *Ocel 12 050 Mn-Si*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1978.
- [15] ČSN EN 1570-1. *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly Část1: Zdvihací stoly sloužící do úrovně dvou pevných nákladních míst*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 2012.
- [16] ČSN 41 2071. *Ocel 12 061*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1978.
- [17] ČSN 41 1600. *Ocel 11 600*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1978.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	matice koeficientů soustavy rovnic
b	[mm]	šířka profilu ramen
B	[mm]	šířka ložiska
b_1	[-]	matice absolutních členů soustavy
C	[N]	statická únosnost ložiska
C_0	[N]	dynamická únosnost ložiska
D	[mm]	průměr válce přímočarého hydromotoru
D_L	[mm]	vnější průměr ložiska
d_A	[mm]	minimální průměr čepu v místě A
d_B	[mm]	minimální průměr čepu v místě B
d_D	[mm]	minimální průměr čepu v místě D
d_F	[mm]	minimální průměr čepu v místě F
d_H	[mm]	minimální průměr čepu v místě H
d_I	[mm]	minimální průměr čepu v místě I
d_L	[mm]	vnitřní průměr ložiska
d_P	[mm]	průměr pístnice přímočarého hydromotoru
E	[MPa]	modul pružnosti
F	[N]	síla zatížení od břemene
F_A	[N]	celková síla v místě A
F_{Ax}	[N]	síla bodě A a ve směru osy x
F_{Ax}'	[N]	průmět síly F_{Ax} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{Ax}''	[N]	průmět síly F_{Ax} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_{Ay}	[N]	síla bodě A a ve směru osy y
F_{Ay}'	[N]	průmět síly F_{Ay} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{Ay}''	[N]	průmět síly F_{Ay} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_B	[N]	celková síla v místě B
F_{Bx}	[N]	síla bodě B a ve směru osy x
F_{Bx}'	[N]	průmět síly F_{Bx} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{Bx}''	[N]	průmět síly F_{Bx} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_{By}	[N]	síla bodě B a ve směru osy y
F_{By}'	[N]	průmět síly F_{By} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{By}''	[N]	průmět síly F_{By} do lokálního souřadného systému ve směru osy y



F_{CN}	[N]	normálová síla v bodě C
F_{Ct}	[N]	tečná síla v bodě C
F_{CT}	[N]	třecí síla v bodě C
f_C	[-]	součinitel tření v bodě C
$f_{\check{C}}$	[-]	součinitel čepového tření
f_G	[-]	součinitel tření v bodě G
F_D	[N]	celková síla v místě D
F_{DX}	[N]	síla bodě D a ve směru osy x
F_{DX}'	[N]	průmět síly F_{Dx} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{DX}''	[N]	průmět síly F_{Dx} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_{DY}	[N]	síla bodě D a ve směru osy y
F_{DY}'	[N]	průmět síly F_{Dy} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{DY}''	[N]	průmět síly F_{Dy} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_E	[N]	celková síla v místě E
F_{EX}	[N]	síla bodě E a ve směru osy x
F_{EX}'	[N]	průmět síly F_{Ex} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{EX}''	[N]	průmět síly F_{Ex} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_{EY}	[N]	síla bodě E a ve směru osy y
F_{EY}'	[N]	průmět síly F_{Ey} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{EY}''	[N]	průmět síly F_{Ey} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_F	[N]	celková síla v místě F
F_{FX}	[N]	síla bodě F a ve směru osy x
F_{FX}'	[N]	průmět síly F_{Fx} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{FX}''	[N]	průmět síly F_{Fx} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_{FY}	[N]	síla bodě F a ve směru osy y
F_{FY}'	[N]	průmět síly F_{Fy} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{FY}''	[N]	průmět síly F_{Fy} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_{GN}	[N]	normálová síla v bodě G
F_{Gt}	[N]	tečná síla v bodě G
F_{GT}	[N]	třecí síla v bodě G
F_H	[N]	celková síla v místě H
F_{HX}	[N]	síla bodě H a ve směru osy x
F_{HX}'	[N]	průmět síly F_{Hx} do lokálního souřadného systému ve směru osy x



F_{HX}''	[N]	průmět síly F_{Hx} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_{HY}	[N]	síla bodě H a ve směru osy y
F_{HY}''	[N]	průmět síly F_{Hy} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{HY}''	[N]	průmět síly F_{Hy} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_I	[N]	celková síla v místě I
F_{IX}	[N]	síla bodě I a ve směru osy x
F_{IX}'	[N]	průmět síly F_{Ix} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{IX}''	[N]	průmět síly F_{Ix} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
F_{IY}	[N]	síla bodě I a ve směru osy y
F_{IY}''	[N]	průmět síly F_{Iy} do lokálního souřadného systému ve směru osy x
F_{IY}''	[N]	průmět síly F_{Iy} do lokálního souřadného systému ve směru osy y
h	[mm]	výška profilu ramen
i	[-]	počet stupňů volnosti soustavy těles
i_v	[-]	počet stupňů volnosti volného tělesa
I_{RZ}	[mm^4]	kvadratický moment profilu ramen k ose z
I_{RY}	[mm^4]	kvadratický moment profilu ramen k ose y
J_{HM}	[mm^4]	kvadratický moment plochy pístnice
k_{HM}	[-]	bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti
11	[mm]	vzdálenost mezi body AD
12	[mm]	vzdálenost mezi body AF
13	[mm]	vzdálenost mezi body BD
14	[mm]	vzdálenost mezi body BE
15	[mm]	vzdálenost mezi body BH
16	[mm]	vzdálenost mezi body IE
16 _{MIN}	[mm]	minimální délka přímočarého hydromotoru
16 _{MAX}	[mm]	maximální délka přímočarého hydromotoru
17	[mm]	vzdálenost mezi bodem H a působící silou
18	[mm]	vzdálenost mezi bodem H a horní plochou plošiny
19	[mm]	vzdálenost mezi body AD
110	[mm]	vzdálenost bodu E od osy tělesa 3
111	[mm]	vzdálenost mezi body EB kolmá na těleso 3
m_r	[$kg \cdot m^{-1}$]	hmotnost profilu ramen
m_i	[kg]	hmotnost ložiska



M_A	[N.mm]	ohybové momenty působící v bodě A
M_B	[N.mm]	ohybové momenty působící v bodě B
$M_{B\dot{C}}$	[N.mm]	moment čepového tření
M_{EMAX}	[N.mm]	maximální ohybový moment působící na čep E
M_F	[N.mm]	ohybové momenty působící v bodě F
M_H	[N.mm]	ohybové momenty působící v bodě H
M_{2F}	[N.mm]	Moment na tělese 2 v bodě F
M_{3B}	[N.mm]	Moment na tělese 3 v bodě B
M_{3H}	[N.mm]	Moment na tělese 3 v bodě H
M_{7G}	[N.mm]	Moment na tělese 7 v bodě G
M_{7H}	[N.mm]	Moment na tělese 7 v bodě H
n	[-]	počet součástí soustavy těles
N_{2A}	[N]	Normálová síla na tělesa 2 v bodě A
N_{2D}	[N]	Normálová síla na tělesa 2 v bodě D
N_{2F}	[N]	Normálová síla na tělesa 2 v bodě F
N_{3B}	[N]	Normálová síla na tělesa 3 v bodě B
N_{3D}	[N]	Normálová síla na tělesa 3 v bodě D
N_{3E}	[N]	Normálová síla na tělesa 3 v bodě E
N_{3H}	[N]	Normálová síla na tělesa 3 v bodě H
N_{4I}	[N]	Normálová síla na tělesa 4 v bodě I
p	[MPa]	provozní tlak přímočarého hydromotoru
p_{DOV}	[MPa]	dovolené otláčení na čepu E
p_E	[MPa]	otlačení na čepu E
$R1\check{c}$	[mm]	poloměr čepu
$R2$	[mm]	poloměr kola
S_E	[mm ²]	plocha průřezu čepu E
S_{HM}	[mm ²]	plocha pístnice přímočarého hydromotoru
S_r	[mm ²]	plocha průřezu ramen
S_P	[mm ²]	plocha pístu přímočarého hydromotoru
T_{2A}	[N]	Posouvající síla na tělesa 2 v bodě A
T_{2D}	[N]	Posouvající síla na tělesa 2 v bodě D
T_{2F}	[N]	Posouvající síla na tělesa 2 v bodě F
T_{3E}	[N]	Posouvající síla na tělesa 3 v bodě E



T_{3H}	[N]	Posouvající síla na tělesa 3 v bodě H
T_{4I}	[N]	Posouvající síla na tělesa 4 v bodě I
T_{7G}	[N]	Posouvající síla na tělesa 7 v bodě G
T_{7H1}	[N]	Posouvající síla na tělesa 7 v bodě H
T_{7H2}	[N]	Posouvající síla na tělesa 7 v bodě H
W_E	[mm^4]	průřezový modul čepu E
W_{RZ}	[mm^4]	průřezový modul k ose ohybu z
W_{RY}	[mm^4]	průřezový modul k ose ohybu y
x	[-]	neznámé veličiny
Z	[mm]	zdvih přímočarého hydromotoru
α	[°]	úhel mezi tělesem 2 a základnou
β	[°]	úhel mezi tělesem 4 a základnou
Δ	[°]	úhel mezi tělesem 3 a bodem E
μ	[-]	počet neznámých parametrů
λ	[-]	štíhlost pístnice
λ_m	[-]	kritická štíhlost pístnice
ν	[-]	celkový počet použitelných podmínek statické rovnováhy
ν_F	[-]	počet použitelných silových podmínek statické rovnováhy
ν_M	[-]	počet použitelných momentových podmínek statické rovnováhy
ξ_i	[-]	počet složek mechanického pohybu odebraného vazbami
σ_{DOV}	[MPa]	dovolené normálové napětí
σ_{HM}	[MPa]	prostý tlak na pístnici přímočarého hydromotoru
σ_{O2}	[MPa]	maximální ohybové napětí na tělesa 2
σ_{O3}	[MPa]	maximální ohybové napětí na tělesa 3
σ_{O7}	[MPa]	maximální ohybové napětí na tělesa 7
σ_2	[MPa]	maximální normálové napětí na tělese 2
σ_3	[MPa]	maximální normálové napětí na tělese 3
σ_E	[MPa]	normálové napětí na čepu E
τ_{DOV}	[MPa]	dovolené tečné napětí
τ_2	[MPa]	maximální tečné napětí na tělese 2
τ_3	[MPa]	maximální tečné napětí na tělese 3
τ_7	[MPa]	maximální tečné napětí na tělese 7
τ_E	[MPa]	tečné napětí na čepu E



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1

- Maticový zápis soustavy lineárních rovnic.

Příloha 2

- Sestavný výkres celého zařízení.
- Číslo dokumentu 0-A-BP-001

