



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

MOBILNÍ MANIPULAČNÍ PLOŠINA NOSNOST 300 KG

MOBILE LIFT TABLE CAPACITY 300 KG

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Mahel

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Petr Mahel**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Mobilní manipulační plošina nosnost 300 kg

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte mobilní manipulační zvedací plošinu pro manipulaci s materiálem s elektrohydraulickým pohonem.

Základní parametry:

maximální hmotnost břemene 300 kg
rozměry plošiny (šířka x délka)700 x 1500 mm,
pracovní výška (od podlahy) do 1000 mm.

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši obdobných zařízení,
- zdůvodněnou koncepci navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP.

Výkresová dokumentace obsahující:

- celkovou sestavu zařízení,
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP.

Seznam literatury:

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M., Mantič, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R. a Budynas, R.G.: Konstruování strojních součástí. Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0

Škopán, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

.....
prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

.....
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá mobilní manipulační plošinou o nosnosti 300 kg. Hlavním cílem je tuto manipulační plošinu navrhnout. Práce se zaměřuje na manipulační plošinu s nůžkovým mechanismem a s elektrohydraulickým pohonem. V první části je řešena technická zpráva pro navrhovanou plošinu a druhá část obsahuje výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hydraulický agregát, hydraulický obvod, hydromotor, manipulační plošina, nůžkový mechanismus, zvedáky

ABSTRACT

Bachelor's thesis is dealing with mobile lift table - capacity 300kg. The main target is to create mobile lift table. My work aims at the mobile scissor lift electro-hydraulic table. The first part handle technical documentation of the designed table, the second part contents the plot.

KEYWORDS

Hydraulic aggregate, hydraulic circuit, hydro engine, mobile table, scissor lift, lifts



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAHEL, P. *Mobilní manipulační plošina nosnost 300 kg*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 58 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc., a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Petr Mahel



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc., za cenné rady a připomínky v průběhu zpracování mé bakalářské práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Druhy obdobných zařízení	11
1.1 Typy konstrukcí manipulačních plošin a zvedacích zařízení	11
1.1.1 Pístové zvedáky	11
1.1.2 Plošinové vertikální zvedáky	12
1.1.3 Paralelogramové zvedáky	12
1.1.4 Pákové plošiny	13
1.1.5 Sloupové plošiny	13
1.1.6 Nůžkové plošiny	14
1.2 Typy pohonů manipulačních plošin	15
1.2.1 Ruční pohon	15
1.2.2 hydraulický pohon	16
1.2.3 Pneumatický pohon	16
1.2.4 Šroubové mechanismy	16
1.2.5 Tažné, tlačné řetězy	17
2 Koncepce navrženého řešení	18
2.1 Typ konstrukce	18
2.2 Spodní rám	18
2.3 Horní stůl	18
2.4 Profil ramen	18
2.5 Navržení vedení	18
2.6 Volba pohonu	19
2.7 Umístění pohonu	19
3 Funkční výpočet zařízení	20
3.1 Volba zatížení	20
3.1.1 Velikost zatížení	20
3.1.2 Umístění zatížení	20
3.2 Rozbor	20
3.3 Úplné uvolnění	21
3.3.1 Člen 2	22
3.3.2 Člen 3	22
3.3.3 Člen 4	24
3.3.4 Člen 5	25
3.3.5 Člen 6	25

3.3.6	Člen 7.....	26
3.4	Statický rozbor.....	26
3.4.1	Neznámé parametry.....	26
3.4.2	Počet neznámých parametrů.....	26
3.4.3	Počet použitelných podmínek statické rovnováhy.....	27
3.4.4	Podmínky statické určitosti.....	27
3.5	Určení hlavních rozměrů manipulační plošiny.....	28
3.6	Výpočet soustavy rovnic.....	29
3.7	Podmínka valení.....	29
4	Výsledné vnitřní účinky.....	31
4.1	Člen 2.....	31
4.2	Člen 3.....	32
4.3	Člen 4.....	34
4.4	Člen 5.....	37
5	Návrh jednotlivých komponentů.....	39
5.1	Návrh ramen nůžkového mechanismu.....	39
5.1.1	Volba rozměru profilu člen 3.....	39
5.1.2	Volba rozměru profilu člen 4.....	40
5.2	Návrh čepů.....	41
5.2.1	Výpočet zátěžné síly.....	41
5.2.2	Výpočet minimálního průměru.....	41
5.2.3	Kontrola na ohyb a otláčení.....	42
5.2.4	Kontrola čepu v místě G a F.....	43
5.3	Návrh přímočarého hydromotoru.....	44
5.3.1	Stanovení minimálního průměru pístu.....	44
5.3.2	Výpočet potřebného zdvihu.....	44
5.3.3	Volba přímočarého hydromotoru.....	45
5.3.4	Kontrola pístní tyče na vzpěrnou stabilitu.....	45
5.4	Návrh kladek nůžkového mechanismu.....	46
5.5	Návrh kladek pro mobilitu plošiny.....	46
5.6	Návrh hydraulického agregátu.....	47
5.7	Návrh zapojení hydraulického obvodu.....	48
	Závěr.....	50
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	54
	Seznam příloh.....	58



ÚVOD

Zdvížené stoly, rampy, zvedací plošiny jsou užitečné při manipulaci s materiálem a především při manipulaci s těžkými břemeny. Mohou sloužit k vyzvednutí lidské pracovní síly nebo pomáhají vozíčkářům zdotat schody. Obecně můžeme říct, že nám slouží k překonání výškových rozdílů.

Zvedací plošiny můžeme rozdělit do mnoha kategorií nejen podle způsobu použití, ale také podle konstrukce a způsobu pohánění.

Bakalářská práce se zabývá návrhem mobilní manipulační zvedací plošiny s elektrohydraulickým pohonem sloužící k manipulaci s materiálem. Hydraulické zvedací plošiny jsou dosti používané v průmyslovém odvětví, např. jako montážní stoly, zvedací plošiny pro překonání výškových rozdílů, nájezdové rampy, apod.



Obr. 1 Hydraulický zvedací stůl [13]



1 DRUHY OBDOBNÝCH ZAŘÍZENÍ

1.1 TYPY KONSTRUKCÍ MANIPULAČNÍCH PLOŠIN A ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ

V současné době je vyráběno velké množství konstrukčních provedení, která se liší celkovou velikostí, nosností, velikostí zdvihu a hlavně druhem použití.

1.1.1 PÍSTOVÉ ZVEDÁKY

Pístové zvedáky vyžadují komplikovanou montáž, jelikož bývají nejčastěji zabudovány do podlahy dílny. Umístění v podlaze nám nedovoluje jednoduchou manipulaci se zvedákem. Většinou jsou používány v autoservisech pro rychlé a snadné zvednutí auta. Výhodou této konstrukce je úspora místa. Z konstrukčního hlediska se pístové zvedáky vyrábějí v provedení jednopístovém a dvoupístovém.



Obr. 2 Jednopístový zvedák [15]



Obr. 3 Dvoupístový zvedák [16]



1.1.2 PLOŠINOVÉ VERTIKÁLNÍ ZVEDÁKY

Plošinový vertikální zvedák nemá sloupovou konstrukci. Zvedák vyniká stabilitou a při pohybu přesností a sladěním plošin. Výhodou je dostatečný prostor okolo zvedáku a pod plošinou.



Obr. 4 Plošinový vertikální zvedák [9]

1.1.3 PARALELOGRAMOVÉ ZVEDÁKY

Paralelogramové zvedáky se převážně používají pro zvedání předmětů s menší hmotností, například při opravě motocyklů, čtyřkolek a menší zemědělské techniky. Zvedáky jsou vyráběny s pojezdovými kladkami pro snadnou manipulaci se zvedacím zařízením, toto zařízení může být ovládáno pomocí nožního pedálu nebo pneumaticky (kompresorem).



Obr. 5 Paralelogramový hydraulický pojízdný zvedák [7]



1.1.4 PÁKOVÉ PLOŠINY

Pákové plošiny dokážou nejen zdvihnout, ale i naklopit, zvedaný materiál o 40° k operátorovi a 5° od operátora. Využívají se k zlepšení ergonomie na pracovišti (např. u obráběcích strojů) a k minimalizaci rizika úrazu na pracovišti.



Obr. 6 Páková plošina [25]

1.1.5 SLOUPOVÉ PLOŠINY

Sloupové plošiny jsou používány zejména pro zdvihání palet. Tyto plošiny vynikají volným přístupem k zvedanému předmětu ze třech stran a nezaplňným prostorem pod zdvižnou plošinou. Z ergonomického hlediska může být sloupová plošina vybavena hydraulickým válcem, který nám slouží k naklonění plošiny do stran. Konstrukce může být upevněna přímo do podlahy nebo na speciální rám, který nám dovoluje s plošinou manipulovat.



Obr. 7 Sloupová plošina TSLN 1002 [26]



1.1.6 NŮŽKOVÉ PLOŠINY

Nůžkové plošiny nachází využití zejména ve výrobě pro svou vynikající stabilitu. Při použití hydraulického agregátu plošiny vynikají výkonností, maximální nosností zdvihaného materiálu a plynulým chodem při zvedání i spouštění plošiny.

Podle uspořádání nůžkového mechanismu dělíme nůžkové plošiny na:

Jednonůžkové plošiny – zdvih je omezen rozpětím nůžkového mechanismu.



Obr. 8 Jednonůžková plošina [24]

Dvounůžkové a vícenůžkové plošiny – využití pro větší zdvihy, kterých docílíme znásobením nůžkového mechanismu nad sebou.



Obr. 9 Dvounůžková plošina [23]



Tandemové plošiny – vedle sebe postavíme dva nůžkové mechanismy, čímž dojde k prodloužení stolu pro manipulaci s dlouhým materiálem. Zároveň dosáhneme zvětšení maximální nosnosti plošiny.



Obr. 10 Tandemová plošina [12]

1.2 TYPY POHONŮ MANIPULAČNÍCH PLOŠIN

Typ pohonu nám udává důležitou informaci o možnosti využití plošiny pro danou operaci. Určuje nám nejen tuhost mechanismu, ale také rychlost zdvihu, způsob ovládání a maximální nosnost plošiny.

1.2.1 RUČNÍ POHON

Zdvih plošiny je prováděn pomocí nožního pedálu nebo ruční páky, které fungují na principu heveru. Používá se zejména při občasném zdvihu a tam, kde nepotřebujeme zvedat břemena do velké výšky. Ruční pohon je ekonomičtější, ale prováděný zdvih trvá delší dobu.



Obr. 11 Ruční pohon [19]



1.2.2 HYDRAULICKÝ POHON

Nejčastěji používaný pohon pro zdvižná zařízení. Pracovním médiem je hydraulická kapalina, která je teoreticky nestlačitelná. Tlakovou energii vytváří hydrogenerátor. Hydraulický pohon má bezrázový a plynulý chod. Robustní konstrukce nám umožňuje pracovat s vysokým tlakem a následně zvedat velká zatížení.



Obr. 12 Pevný hydraulický válec [20]

1.2.3 PNEUMATICKÝ POHON

Pracovní médium u pneumatických pohonů představuje stlačený vzduch, který nám vytváří kompresor. Zařízení může být napájeno z rozvodu stlačeného vzduchu nebo může být kompresor umístěn přímo u zařízení. Výhoda pneumatických pohonů spočívá v rychlosti mechanismu, čistotě provozu, ale také možnosti práce ve výbušném prostředí. Hlavní nevýhodou je cena výroby stlačeného vzduchu.



Obr. 13 Pneumatický válec [14]

1.2.4 ŠROUBOVÉ MECHANISMY

Přímočarý pohyb vzniká z přeměny rotačního pohybu. Hlavními částmi šroubového mechanismu jsou šroub a matice. Nejčastěji se používá jednochodý závit s lichoběžníkovým rovnoramenným profilem. Jednochodý závit nám udává samosvornost mechanismu. Tyto šroubové mechanismy mají poměrně malou účinnost.



1.2.5 TAŽNÉ, TLAČNÉ ŘETĚZY

Využívají se pro lineární pohony jako náhrada za pneumatické a hydraulické pohony nebo šroubové mechanismy. Otáčky pohonu nám udávají přímo úměrně rychlost a dráhu řetězu. Výhodou tažných a tlačných řetězů jsou menší nároky na prostor a možnost pracovat v náročných podmínkách při použití ochranných krytů. [8]



2 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ

Při navrhování koncepce musíme brát v úvahu základní parametry zdvižné plošiny, které vyplývají ze zadání:

Navrhňte mobilní manipulační zvedací plošinu pro manipulaci s materiálem s elektro-hydraulickým pohonem.

Základní parametry:

- maximální hmotnost břemene 300 kg
- rozměry plošiny (šířka × délka) 700 × 1500 mm,
- pracovní výška (od podlahy) do 1000 mm.

2.1 TYP KONSTRUKCE

Po zvážení možných konstrukcí zdvižných plošin volím nůžkovou plošinu s jednonůžkovým mechanismem. Její výhoda spočívá v jednoduché konstrukci, dostačujícím rozsahu zdvihu pro uvedené zadání, vynikající stabilitě při zvedání a spouštění břemene. Jelikož nůžková plošina nemusí být připevněna k podlaze, tak nám splňuje podmínku mobility, která vyplývá ze zadání. Mobilita manipulační plošiny bude zaručena konstrukční úpravou. Tato konstrukční úprava spočívá v připevnění kladek k spodnímu rámu.

2.2 SPODNÍ RÁM

Pro spodní rám volím svařovanou konstrukci z tyčí průřezu nerovnoramenného L z konstrukční oceli 11 373.0 válcované za tepla.

2.3 HORNÍ STŮL

Pro horní stůl jsem zvolil plech válcovaný za tepla o jmenovité tloušťce 4 mm z konstrukční oceli třídy 11 373 [3].

2.4 PROFIL RAMEN

Pro profil ramen jsem se rozhodl použít konstrukci z profilu uzavřeného svařovaného s obdélníkovým průřezem z materiálu 11 375 normalizovaných rozměrů.

2.5 NAVRŽENÍ VEDENÍ

Pro vedení ramen navrhuji valivé vedení z důvodu menší citlivosti na nečistotu, výrobní přesnost a jednodušší konstrukci provedení než u kluzného vedení, levnější na výrobu.

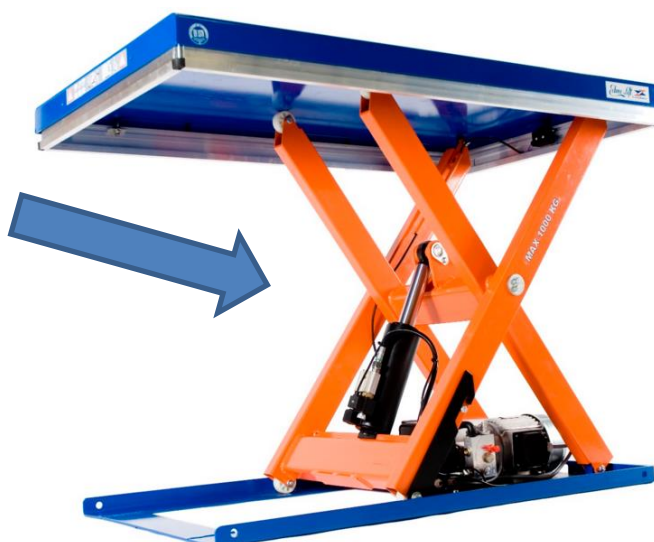


2.6 VOLBA POHONU

Podmínkou v zadání je navrhnout manipulační plošinu s elektrohydraulickým pohonem. Proto volím jednočinný hydraulický válec, který je poháněn elektrohydraulickým agregátem. Jednočinný hydraulický válec je výhodnější z důvodu možnosti jednoduššího ovládání při vysouvání pístu. Zasouvání pístnice bude prováděno pomocí vlastní váhy zdvižného stolu.

2.7 UMÍSTĚNÍ POHONU

Přímočarý hydraulický válec může být uložen několika způsoby. Volím uložení, kde jsou připevněny oba dva konce přímočarého hydraulického válce na nůžkový mechanismus. Rozhodnutí jsem učinil na základě lepšího rozložení sil a možnosti použití kratšího přímočarého hydraulického válce.



Obr. 14 Uložení hydraulického válce na nůžkové plošině [24]



3 FUNKČNÍ VÝPOČET ZAŘÍZENÍ

Za předpokladu, že mobilní manipulační plošina je symetrický konstruovaná, tak pro zjednodušení výpočtu převedeme mobilní manipulační plošinu na rovinou úlohu. Tím dojde k zanedbání síly kolmé na tento mechanismus.

3.1 VOLBA ZATÍŽENÍ

Evropská norma ČSN EN 1570-1+A1, která stanovuje bezpečnostní požadavky na průmyslové zvedací stoly, přímo neuvádí, kde máme plošinu zatěžovat. Pouze uvádí, že mobilní manipulační plošina má být stabilní v klidové poloze a také i za pohybu. [1]

3.1.1 VELIKOST ZATÍŽENÍ

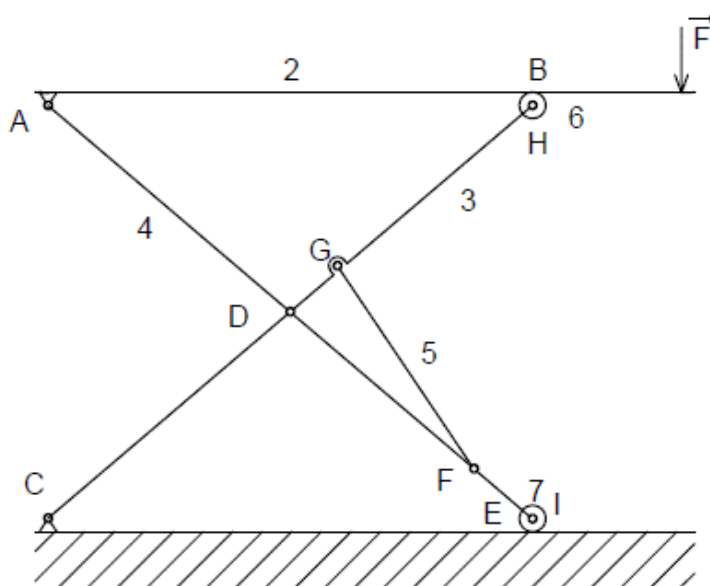
- Maximální nosnost 300 kg.
- Odhadovaná hmotnost zejména horní části mechanismu manipulační plošiny je 120 kg.

Volím přibližnou velikost zatížení $F = 4200 \text{ N}$.

3.1.2 UMÍSTĚNÍ ZATÍŽENÍ

Pro statické řešení je voleno zatížení v krajním bodu volného konce plošiny, v němž je z hlediska silového nejméně příznivé zatížení.

3.2 ROZBOR



Obr. 15 Schéma nůžkového mechanismu



ROZBOR ČLENŮ

- Člen 1: základní rám
 Člen 2: horní stůl (binární zatížený člen)
 Člen 3: rameno nůžkového mechanismu (vícenásobný nezatížený člen)
 Člen 4: rameno nůžkového mechanismu (vícenásobný nezatížený člen)
 Člen 5: přímočarý hydromotor (binární nezatížený člen)
 Člen 6 a 7: kladky mechanismu (binární nezatížené členy)

ROZBOR VAZEB

- A, B, C, D, E, F, G: rotační vazby (odebírají dva stupně volnosti)
 H, I: obecné vazby valení (odebírají dva stupně volnosti)

KINEMATICKÝ ROZBOR

Dle [11]

$$\begin{aligned}
 i &= (n-1) \cdot i_v - (\sum \xi_i - \eta) \\
 i &= (7-1) \cdot 3 - (18-0) \\
 i &= 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

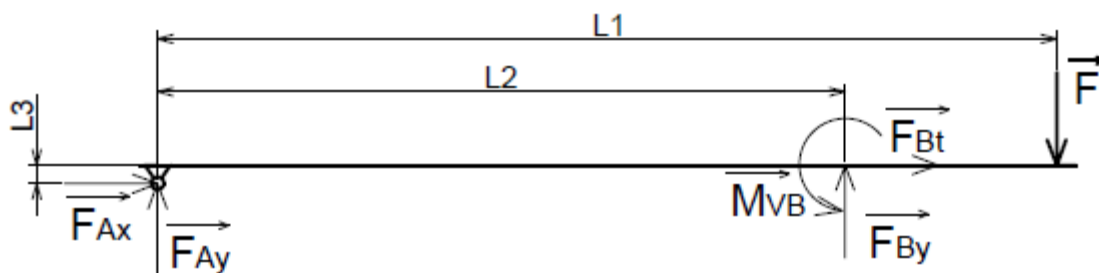
- kde i je počet stupňů volnosti soustavy těles
 n je počet těles soustavy
 i_v je počet stupňů volnosti volného tělesa
 $\sum \xi_i$ je počet složek mechanického pohybu odebraných vazbami
 η je počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami

3.3 ÚPLNÉ UVOLNĚNÍ

Pro úplné uvolnění těles je použit princip akce a reakce. Orientace sil na první těleso byly zvoleny. Na druhé těleso v důsledku principu akce a reakce síly působí opačným směrem. [11]



3.3.1 ČLEN 2



Obr. 16 Úplné uvolnění členu 2

SESTAVENÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\Sigma F_x = 0: F_{Ax} + F_{Bt} = 0 \quad (2)$$

$$\Sigma F_y = 0: F_{Ay} + F_{By} - F = 0 \quad (3)$$

$$\Sigma M_{AZ} = 0: -F \cdot L1 + F_{By} \cdot L2 - F_{Bt} \cdot L3 + M_{VB} = 0 \quad (4)$$

kde F jsou síly

M jsou ohybové momenty

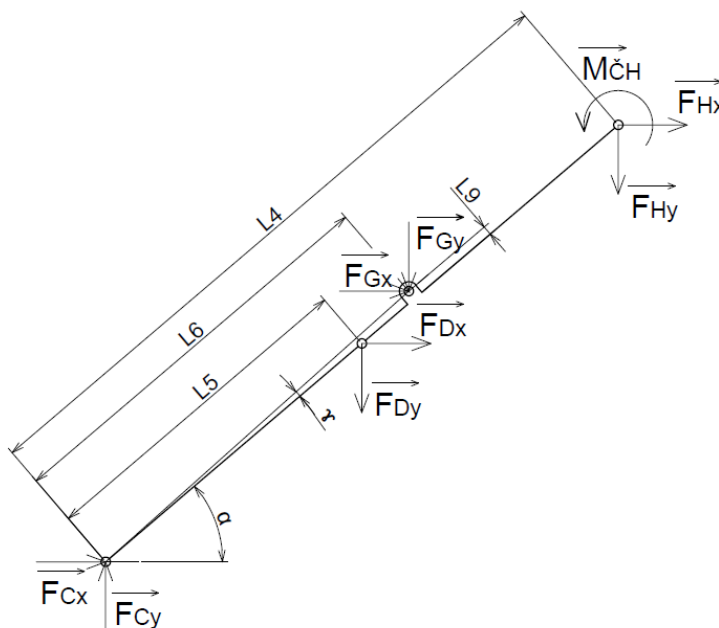
Dle [11]

$$M_{VB} = F_{By} \cdot e \quad (5)$$

kde M_{VB} je valivý odpor

e je rameno valivého odporu

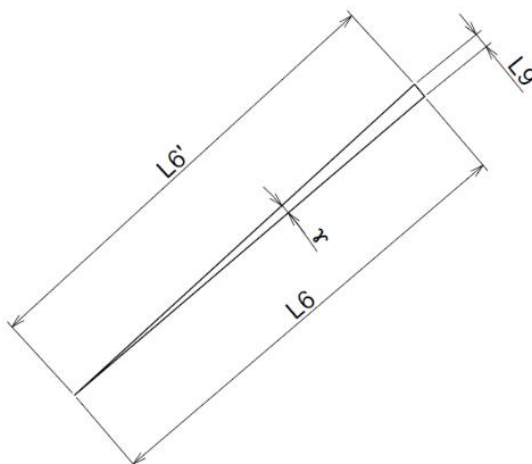
3.3.2 ČLEN 3



Obr. 17 Úplné uvolnění členu 3



Pro výpočet je nutné si dopočítat pomocný rozměr $L6'$ a úhel γ .



Obr. 18 Znáznornění rozměru $L6'$

$$L6' = \sqrt{L6^2 + L9^2} \quad (6)$$

$$\gamma = \sin^{-1} \frac{L9}{L6'} \quad (7)$$

SESTAVENÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\Sigma F_x = 0: F_{Cx} + F_{Dx} + F_{Gx} + F_{Hx} = 0 \quad (8)$$

$$\Sigma F_y = 0: F_{Cy} - F_{Dy} - F_{Gy} - F_{Hy} = 0 \quad (9)$$

$$\Sigma M_{Cz} = 0: -F_{Dx} \cdot \sin(\alpha) \cdot L5 - F_{Dy} \cdot \cos(\alpha) \cdot L5 - F_{Gx} \cdot \sin(\alpha + \gamma) \cdot L6' - F_{Gy} \cdot \cos(\alpha + \gamma) \cdot L6' - F_{Hx} \cdot \sin(\alpha) \cdot L4 - F_{Hy} \cdot \cos(\alpha) \cdot L4 + M_{\check{C}H} = 0 \quad (10)$$

Dle [11]

$$M_{\check{C}H} = r\check{c} \cdot f\check{c} \cdot \sqrt{F_{Hx}^2 + F_{Hy}^2} \quad (11)$$

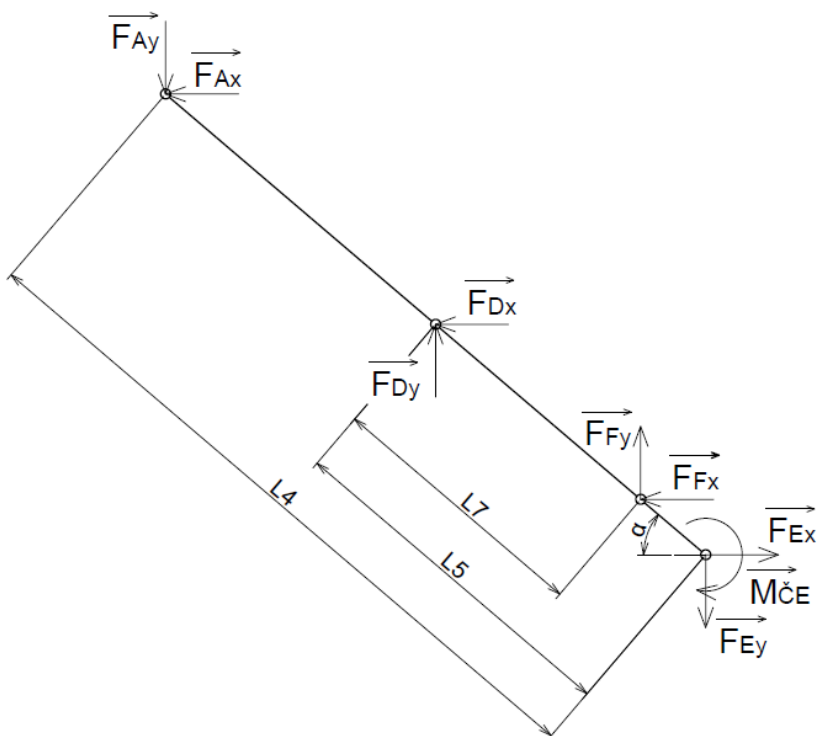
kde $M_{\check{C}H}$ je moment čepového tření

$r\check{c}$ je poloměr čepu

$f\check{c}$ je koeficient tření



3.3.3 ČLEN 4



Obr. 19 Úplné uvolnění členu 4

SESTAVENÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\Sigma F_x = 0: -F_{Ax} - F_{Dx} - F_{Fx} + F_{Ex} = 0 \quad (12)$$

$$\Sigma F_y = 0: -F_{Ay} + F_{Dy} + F_{Fy} - F_{Ey} = 0 \quad (13)$$

$$\Sigma M_{Ez} = 0: F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) \cdot (L5 - L7) - F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) \cdot (L5 - L7) + F_{Dx} \cdot \sin(\alpha) \cdot L5 - F_{Dy} \cdot \cos(\alpha) \cdot L5 + F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) \cdot L4 + F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) \cdot L4 - M_{CE} = 0 \quad (14)$$

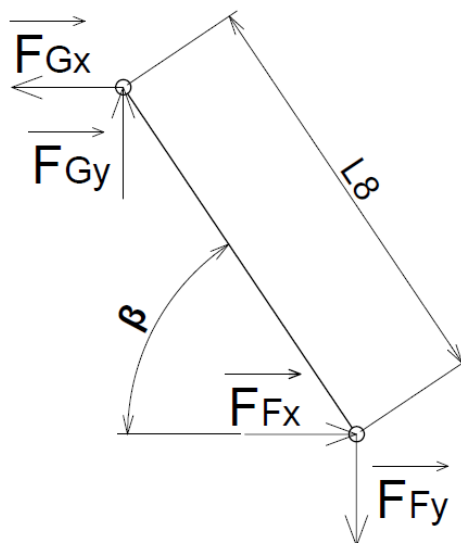
Dle [11]

$$M_{CE} = r\check{c} \cdot f\check{c} \cdot \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} \quad (15)$$

kde M_{CE} je moment čepového tření



3.3.4 ČLEN 5



Obr. 20 Úplné uvolnění členu 5

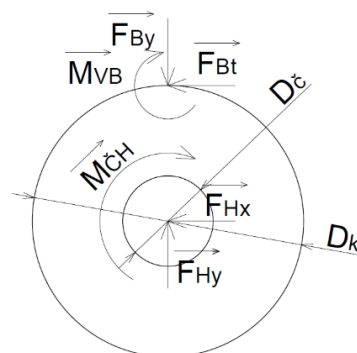
SESTAVENÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\Sigma F_x = 0: F_{Fx} - F_{Gx} = 0 \quad (16)$$

$$\Sigma F_y = 0: F_{Gy} - F_{Fy} = 0 \quad (17)$$

$$\Sigma M_{Fz} = 0: F_{Gx} \cdot \sin(\beta) \cdot L_8 - F_{Gy} \cdot \cos(\beta) \cdot L_8 = 0 \quad (18)$$

3.3.5 ČLEN 6



Obr. 21 Úplné uvolnění členu 6

SESTAVENÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

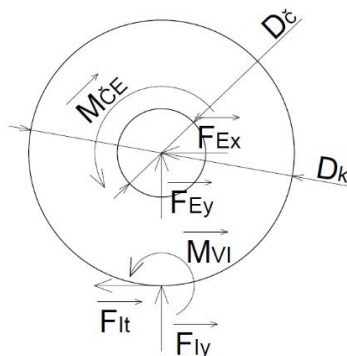
$$\Sigma F_x = 0: -F_{Hx} - F_{Bt} = 0 \quad (19)$$

$$\Sigma F_y = 0: F_{Hy} - F_{By} = 0 \quad (20)$$

$$\Sigma M_{Hz} = 0: F_{Bt} \cdot \frac{D_k}{2} - M_{CH} - M_{VB} = 0 \quad (21)$$



3.3.6 ČLEN 7



Obr. 22 Úplné uvolnění členu 7

SESTAVENÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\Sigma F_x = 0: -F_{Ex} - F_{It} = 0 \quad (22)$$

$$\Sigma F_y = 0: F_{Ey} + F_{Iy} = 0 \quad (23)$$

$$\Sigma M_{Ez} = 0: -F_{It} \cdot \frac{D_k}{2} + M_{\check{C}E} + M_{VI} = 0 \quad (24)$$

Dle [11]

$$M_{VI} = F_{Iy} \cdot e \quad (25)$$

kde M_{VI} je valivý odpor

3.4 STATICKÝ ROZBOR

Dle [11] byl proveden statický rozbor, který určil, zda bude úloha staticky určitá. Úloha je staticky určitá za předpokladu, že splňuje dvě podmínky statické určitosti.

3.4.1 NEZNÁMÉ PARAMETRY

$$NP = \{F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bt}, F_{By}, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Ex}, F_{Ey}, F_{Fx}, F_{Fy}, F_{Gx}, F_{Gy}, F_{Hx}, F_{Hy}, F_{It}, F_{Iy}\} \quad (26)$$

kde NP je množina neznámých nezávislých parametrů

3.4.2 POČET NEZNÁMÝCH PARAMETRŮ

$$\mu_F = 18 \quad (27)$$

$$\mu_M = 0 \quad (28)$$

$$\mu_r = 0 \quad (29)$$



$$\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_r = 18 + 0 + 0 = 18 \quad (30)$$

kde μ_F je počet neznámých silových parametrů

μ_M je počet neznámých momentových parametrů

μ_r je počet neznámých polohových parametrů

μ je celkový počet neznámých parametrů

3.4.3 POČET POUŽITELNÝCH PODMÍNEK STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$v_F = 12 \quad (31)$$

$$v_M = 6 \quad (32)$$

$$v = v_F + v_M = 12 + 6 = 18 \quad (33)$$

kde v_F je počet použitelných silových podmínek

v_M je počet použitelných momentových podmínek

v je celkový počet použitelných podmínek

3.4.4 PODMÍNKY STATICKÉ URČITOSTI

PRVNÍ PODMÍNKU STATICKÉ URČITOSTI

$$\begin{aligned} \mu &= v \\ 18 &= 18 \end{aligned} \quad (34)$$

Celkový počet neznámých parametrů se rovná počtu použitelných podmínek. Z toho plyne, že první podmínka statické určitosti je splněna.

DRUHÁ PODMÍNKU STATICKÉ URČITOSTI

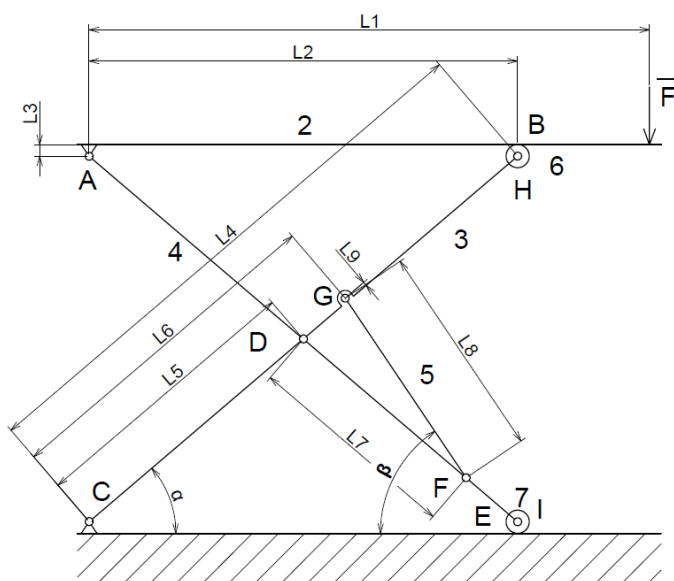
$$\begin{aligned} \mu_r + \mu_M &\leq v_M \\ 0 + 0 &\leq 6 \end{aligned} \quad (35)$$

Počet neznámých délkových a momentových parametrů je menší než počet použitelných momentových podmínek, tudíž i u druhé podmínky došlo ke splnění statické určitosti.

Jelikož obě podmínky jsou splněny, lze říci, že soustava je staticky určitá.



3.5 URČENÍ HLAVNÍCH ROZMĚRŮ MANIPULAČNÍ PLOŠINY



Obr. 23 Hlavní rozměry manipulační plošiny

Tab. 1 Stálé parametry

Parametr	Délka [mm]
L1	1470
L3	30
L4	1447,8
L5	723,9
L6	873,9
L7	550
L9	30

MĚNÍCÍ SE PARAMETRY

Tab. 2 Parametry pro dolní polohu

Parametr	Délka [mm]	Parametr	Úhel [°]
L2	1440	α	6
L8	413,8	β	14,3

Tab. 3 Parametry pro horní polohu

Parametr	Délka [mm]	Parametr	Úhel [°]
L2	1101,1	α	40,5
L8	576,7	β	55,9



3.6 VÝPOČET SOUSTAVY ROVNIC

Po sestavení rovnic vyšlo 18 rovnic o 18 neznámých silových parametrech. Soustava rovnic byla vyřešena pomocí maticové metody z programu Microsoft Excel.

Dle [4]

$$Ax^T = b^T \quad (36)$$

kde A je matice soustavy

x je vektorem neznámých parametrů

b je vektor pravých stran rovnic

Tab. 4 Výsledné hodnoty síly pro dolní polohu

Síla	[N]	Síla	[N]	Síla	[N]
FAx	-71,5	FDx	36569,5	FGx	-36569,6
FAy	-87,5	FDy	4945,1	FGy	-9321,5
FBy	4287,5	FE _x	-71,5	FH _x	-71,5
FB _t	71,5	FE _y	-4288,8	FH _y	4287,5
FC _x	71,5	FF _x	-36569,6	FI _t	71,5
FC _y	-88,8	FF _y	-9321,5	FI _y	4288,8

Tab. 5 Výsledné hodnoty síly pro horní polohu

Síla	[N]	Síla	[N]	Síla	[N]
FA _x	-93,5	FD _x	8575,9	FG _x	-8576
FA _y	-1406,9	FD _y	5627,8	FG _y	-12647,2
F _B _y	5606,9	FE _x	-93,5	FH _x	-93,5
FB _t	93,5	FE _y	-5612,5	FH _y	5606,9
FC _x	93,5	FF _x	-8576	FI _t	93,5
FC _y	-1412,5	FF _y	-12647,2	FI _y	5612,5

3.7 PODMÍNKA VALENÍ

Na začátku výpočtů nikdy nevíme, zda se tělesa budou valit nebo smýkat. Za běžných podmínek předpokládáme valení, které je pravděpodobnější než smýkání. Vždy po výpočtu neznámých parametrů musíme zkontrolovat podmínku valení.

Dle [11]

$$F_{BT} = f \cdot F_{By} = 0,3 \cdot 4287,5 = 1286,25 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{Bt} = 71,5 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_{Bt} < F_{BT} \quad (39)$$

$$F_{IT} = f \cdot F_{Iy} = 0,3 \cdot 4288,8 = 1286,6 \text{ N} \quad (40)$$



$$F_t = 71,5 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_t < F_{IT} \quad (42)$$

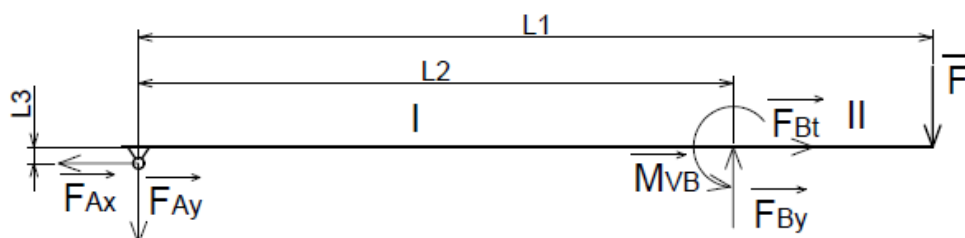
kde F_{BT} a F_{IT} jsou třecí síly
 f je součinitel tření

U obou bodů je podmínka valení splněna.



4 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

4.1 ČLEN 2



Obr. 24 Člen 2 – Orientace sil dle výpočtu

NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{2I} = F_{Ax} = 71,5 \text{ N} \quad (43)$$

$$N_{2II} = F_{Ax} - F_{Bt} = 0 \text{ N} \quad (44)$$

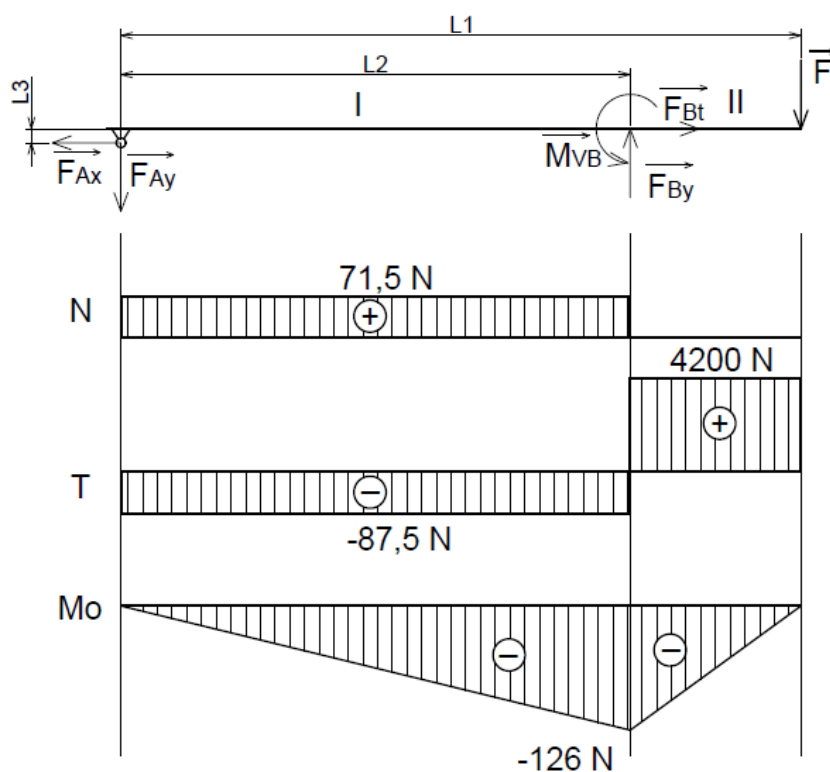
POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$T_{2I} = -F_{Ay} = -87,5 \text{ N} \quad (45)$$

$$T_{2II} = -F_{Ay} + F_{By} = 4200 \text{ N} \quad (46)$$

OHYBOVÝ MOMENT

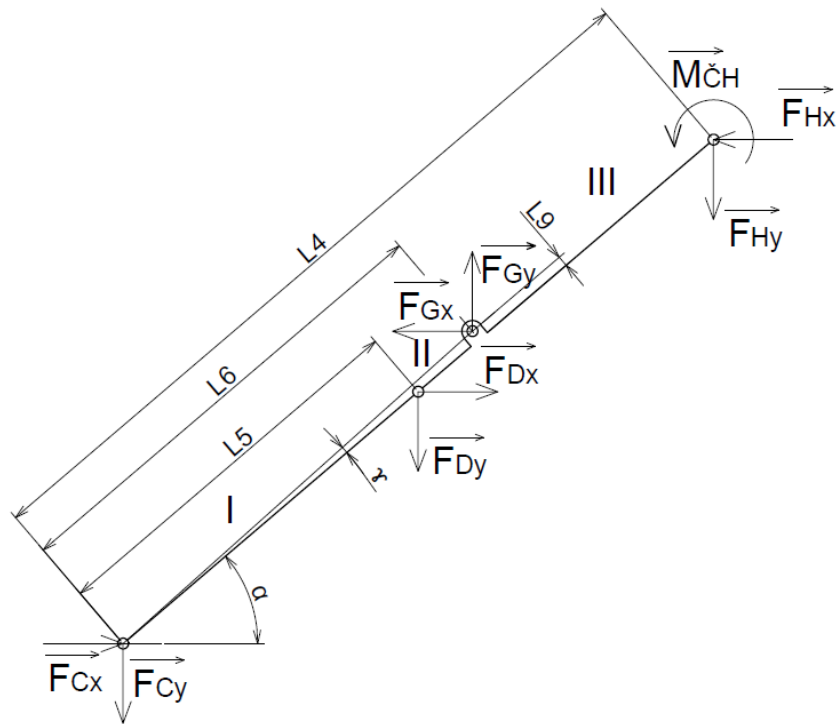
$$M_{o2} = -F \cdot (L1 - L2) = -126 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (47)$$



Obr. 25 Člen 2 – Výsledné vnitřní účinky

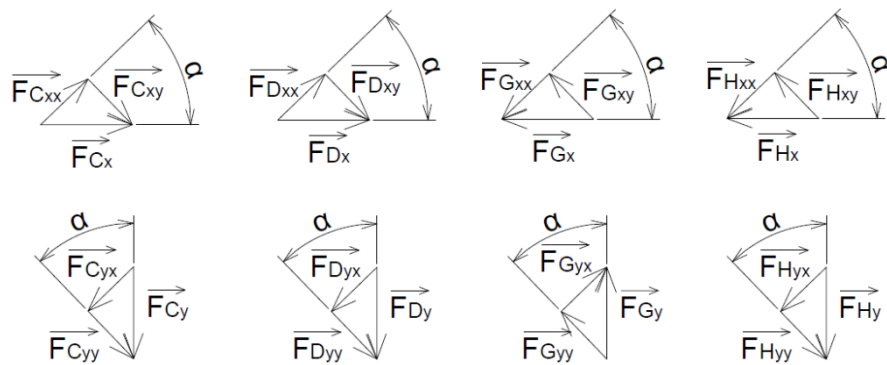


4.2 ČLEN 3



Obr. 26 Člen 3 – Orientace sil dle výpočtu

PŘEPOČET SIL



Obr. 27 Člen 3 – Grafické znázornění pro přepočet sil

$$FC_{xx} = FC_x \cdot \cos \alpha = 71,1 \text{ N} \quad (48)$$

$$FC_{xy} = FC_x \cdot \sin \alpha = 7,4 \text{ N} \quad (49)$$

$$FC_{yx} = FC_y \cdot \sin \alpha = 9,2 \text{ N} \quad (50)$$

$$FC_{yy} = FC_y \cdot \cos \alpha = 88,4 \text{ N} \quad (51)$$

$$FD_{xx} = FD_x \cdot \cos \alpha = 36373 \text{ N} \quad (52)$$

$$FD_{xy} = FD_x \cdot \sin \alpha = 3791 \text{ N} \quad (53)$$



$$F_{Dyx} = F_{Dy} \cdot \sin \alpha = 512,6 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_{Dyy} = F_{Dy} \cdot \cos \alpha = 4918 \text{ N} \quad (55)$$

$$F_{Hxx} = F_{Hx} \cdot \cos \alpha = 71,1 \text{ N} \quad (56)$$

$$F_{Hxy} = F_{Hx} \cdot \sin \alpha = 7,4 \text{ N} \quad (57)$$

$$F_{Hyx} = F_{Hy} \cdot \sin \alpha = 444,5 \text{ N} \quad (58)$$

$$F_{Hyy} = F_{Hy} \cdot \cos \alpha = 4264 \text{ N} \quad (59)$$

$$F_{Gxx} = F_{Gx} \cdot \cos \alpha = 36373 \text{ N} \quad (60)$$

$$F_{Gxy} = F_{Gx} \cdot \sin \alpha = 3791 \text{ N} \quad (61)$$

$$F_{Gyx} = F_{Gy} \cdot \sin \alpha = 966,3 \text{ N} \quad (62)$$

$$F_{Gyy} = F_{Gy} \cdot \cos \alpha = 9271 \text{ N} \quad (63)$$

$$F_{Cx}' = F_{Cxx} - F_{Cyx} = 61,8 \text{ N} \quad (64)$$

$$F_{Cy}' = -F_{Cxy} - F_{Cyy} = -95,8 \text{ N} \quad (65)$$

$$F_{Dx}' = F_{Dxx} - F_{Dyx} = 35860 \text{ N} \quad (66)$$

$$F_{Dy}' = -F_{Dxy} - F_{Dyy} = -8709 \text{ N} \quad (67)$$

$$F_{Gx}' = -F_{Gxx} + F_{Gyx} = -35406 \text{ N} \quad (68)$$

$$F_{Gy}' = F_{Gxy} + F_{Gyy} = 13062 \text{ N} \quad (69)$$

$$F_{Hx}' = -F_{Hxx} - F_{Hyx} = -515,5 \text{ N} \quad (70)$$

$$F_{Hy}' = F_{Hxy} - F_{Hyy} = -4257 \text{ N} \quad (71)$$

NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{3I} = -F_{Cx}' = -61,9 \text{ N} \quad (72)$$

$$N_{3II} = -F_{Cx}' - F_{Dx}' = -35922 \text{ N} \quad (73)$$

$$N_{3III} = -F_{Hx}' = -515,5 \text{ N} \quad (74)$$

POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$T_{3I} = -F_{Cy}' = -95,8 \text{ N} \quad (75)$$

$$T_{3II} = -F_{Cy}' - F_{Dy}' = -8805 \text{ N} \quad (76)$$

$$T_{3III} = F_{Hy}' = 4257 \text{ N} \quad (77)$$

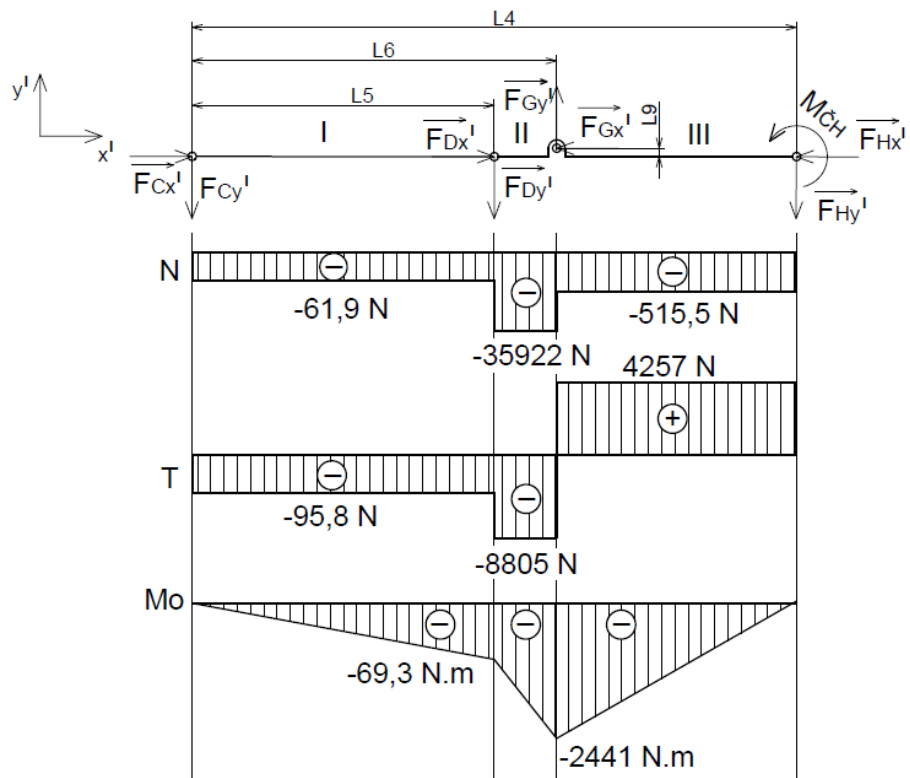
OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{O3_C} = -F_{Cy}' \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (78)$$

$$M_{O3_D} = -F_{Cy}' \cdot L5 = -69,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (79)$$

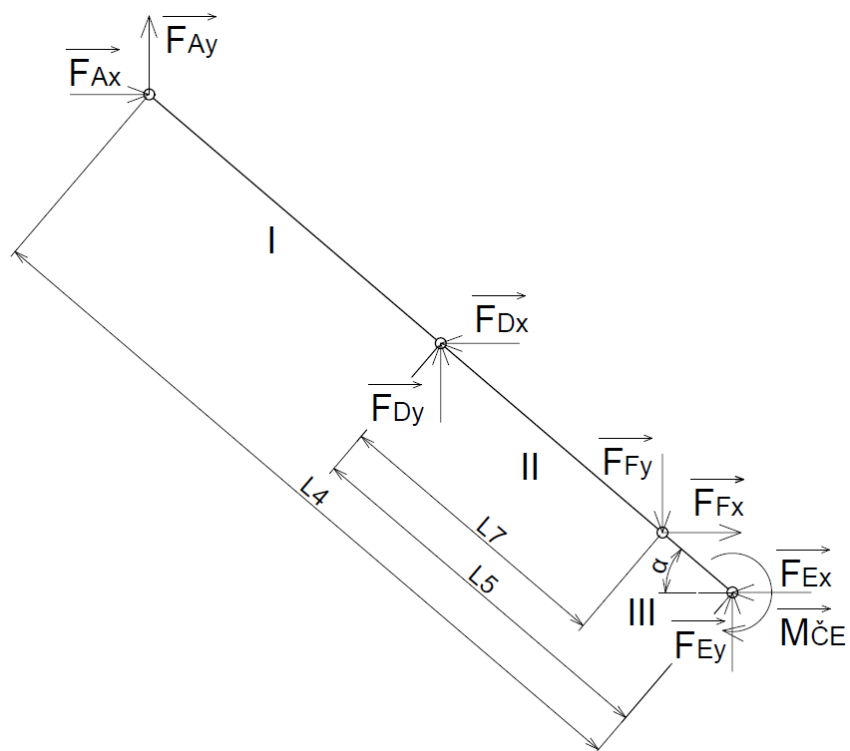
$$M_{O3_G} = -F_{Hy}' \cdot (L4 - L6) + M_{\check{C}H} = -2441 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (80)$$

$$M_{O3_H} = -F_{Hy}' \cdot 0 + M_{\check{C}H} = 1,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (81)$$



Obr. 28 Člen 3 – Výsledné vnitřní účinky

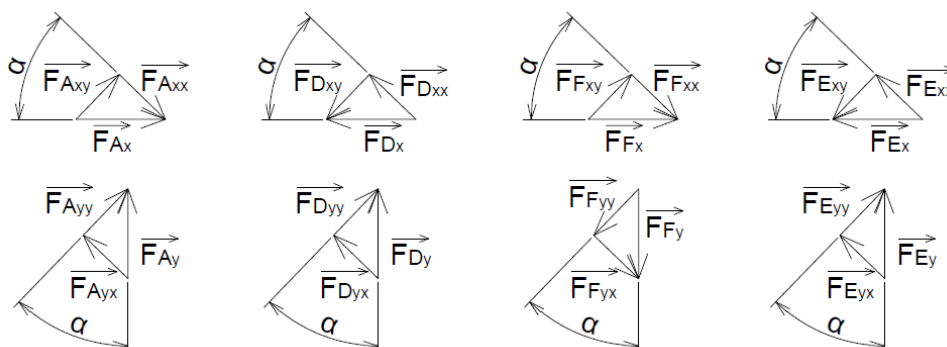
4.3 ČLEN 4



Obr. 29 Člen 4 – Orientace sil dle výpočtu



PŘEPOČET SIL



Obr. 30 Člen 4 – Grafické znázornění pro přepočítání sil

$$F_{Axx} = F_{Ax} \cdot \cos \alpha = 71,1 \text{ N} \quad (82)$$

$$F_{Axy} = F_{Ax} \cdot \sin \alpha = 7,4 \text{ N} \quad (83)$$

$$F_{Ayx} = F_{Ay} \cdot \sin \alpha = 9,1 \text{ N} \quad (84)$$

$$F_{Ayy} = F_{Ay} \cdot \cos \alpha = 87 \text{ N} \quad (85)$$

$$F_{Dxx} = F_{Dx} \cdot \cos \alpha = 36373 \text{ N} \quad (86)$$

$$F_{Dxy} = F_{Dx} \cdot \sin \alpha = 3791 \text{ N} \quad (87)$$

$$F_{Dyx} = F_{Dy} \cdot \sin \alpha = 512,6 \text{ N} \quad (88)$$

$$F_{Dyy} = F_{Dy} \cdot \cos \alpha = 4918 \text{ N} \quad (89)$$

$$F_{Fxx} = F_{Fx} \cdot \cos \alpha = 36373 \text{ N} \quad (90)$$

$$F_{Fxy} = F_{Fx} \cdot \sin \alpha = 3791 \text{ N} \quad (91)$$

$$F_{Fyx} = F_{Fy} \cdot \sin \alpha = 966,3 \text{ N} \quad (92)$$

$$F_{Fyy} = F_{Fy} \cdot \cos \alpha = 9271 \text{ N} \quad (93)$$

$$F_{Exx} = F_{Ex} \cdot \cos \alpha = 71,1 \text{ N} \quad (94)$$

$$F_{Exy} = F_{Ex} \cdot \sin \alpha = 7,4 \text{ N} \quad (95)$$

$$F_{Eyx} = F_{Ey} \cdot \sin \alpha = 444,6 \text{ N} \quad (96)$$

$$F_{Eyy} = F_{Ey} \cdot \cos \alpha = 4266 \text{ N} \quad (97)$$

$$F_{Ax}' = F_{Axx} - F_{Ayx} = 62 \text{ N} \quad (98)$$

$$F_{Ay}' = F_{Axy} + F_{Ayy} = 94,4 \text{ N} \quad (99)$$

$$F_{Dx}' = -F_{Dxx} - F_{Dyx} = 36885 \text{ N} \quad (100)$$

$$F_{Dy}' = -F_{Dxy} + F_{Dyy} = 1128 \text{ N} \quad (101)$$

$$F_{Fx}' = F_{Fxx} + F_{Fyx} = 37339 \text{ N} \quad (102)$$

$$F_{Fy}' = F_{Fxy} - F_{Fyy} = -5480 \text{ N} \quad (103)$$

$$F_{Ex}' = -F_{Exx} - F_{Eyx} = -515,7 \text{ N} \quad (104)$$

$$F_{Ey}' = -F_{Exy} + F_{Eyy} = 4258 \text{ N} \quad (105)$$



NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{4I} = -F_{Ax}' = -62 \text{ N} \tag{106}$$

$$N_{4II} = -F_{Ax}' + F_{Dx}' = 36823 \text{ N} \tag{107}$$

$$N_{4III} = -F_{Ex}' = -515,7 \text{ N} \tag{108}$$

POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$T_{4I} = F_{Ay}' = 94,4 \text{ N} \tag{109}$$

$$T_{4II} = F_{Ay}' + F_{Dy}' = 1222 \text{ N} \tag{110}$$

$$T_{4III} = -F_{Ey}' = -4258 \text{ N} \tag{111}$$

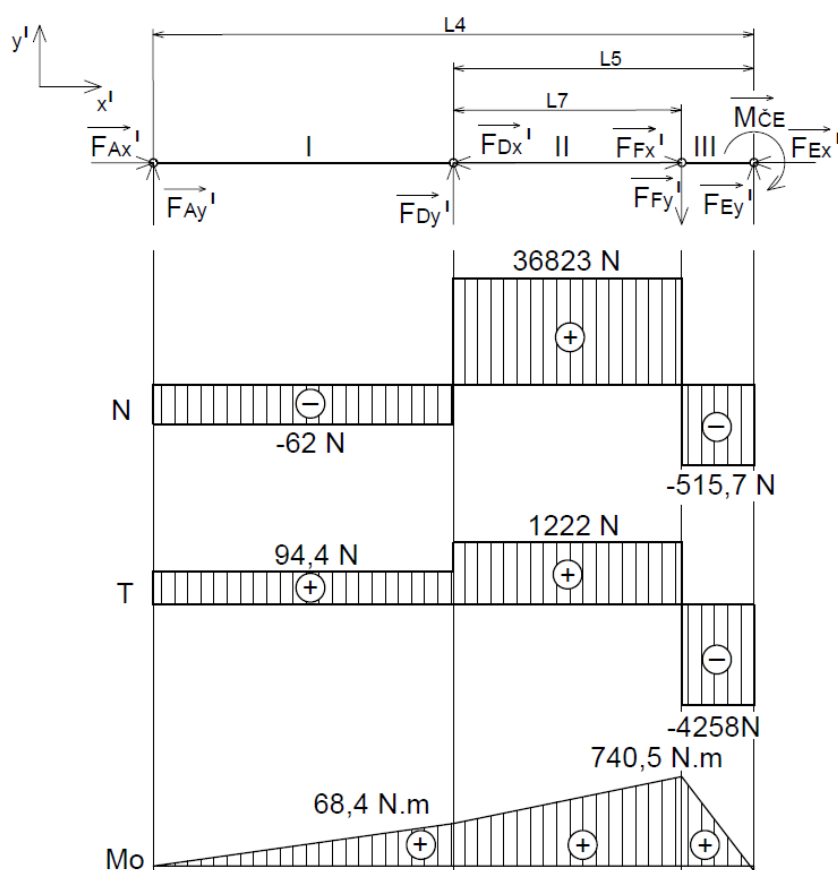
OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{O4_A} = F_{Ay}' \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \tag{112}$$

$$M_{O4_D} = F_{Ay}' \cdot (L4 - L5) = 68,4 \text{ N} \cdot \text{m} \tag{113}$$

$$M_{O4_F} = F_{Ay}' \cdot (L4 - L5 + L7) + F_{Dy}' \cdot L7 = 740,5 \text{ N} \cdot \text{m} \tag{114}$$

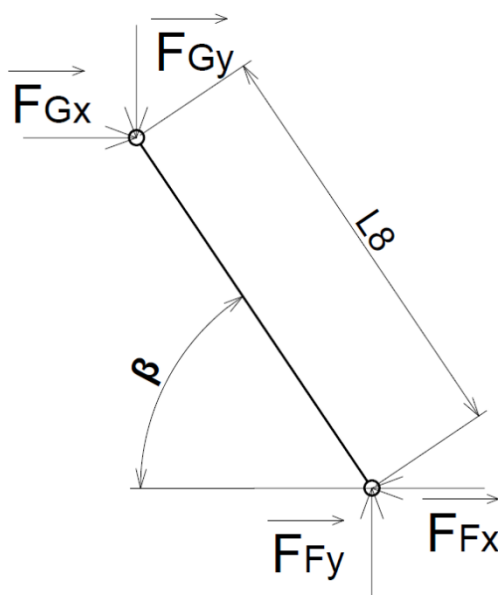
$$M_{O4_E} = F_{Ey}' \cdot 0 - M_{\check{C}E} = 1,7 \text{ N} \cdot \text{m} \tag{115}$$



Obr. 31 Člen 4 – Výsledné vnitřní účinky

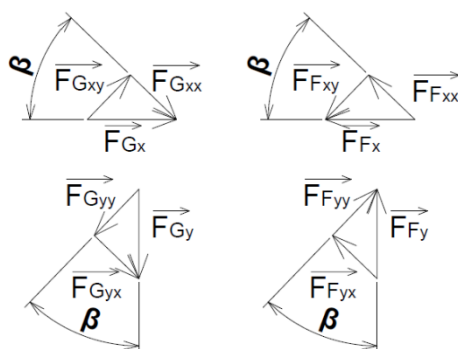


4.4 ČLEN 5



Obr. 32 Člen 5 – Orientace sil dle výpočtu

PŘEPOČET SIL



Obr. 33 Člen 5 – Grafické znázornění pro přepočet sil

$$F_{Gxx} = F_{Gx} \cdot \cos \beta = 35436 \text{ N} \quad (116)$$

$$F_{Gxy} = F_{Gx} \cdot \sin \beta = 9033 \text{ N} \quad (117)$$

$$F_{Gyx} = F_{Gy} \cdot \sin \beta = 2302 \text{ N} \quad (118)$$

$$F_{Gyy} = F_{Gy} \cdot \cos \beta = 9033 \text{ N} \quad (119)$$

$$F_{Fxx} = F_{Fx} \cdot \cos \beta = 35436 \text{ N} \quad (120)$$

$$F_{Fxy} = F_{Fx} \cdot \sin \beta = 9033 \text{ N} \quad (121)$$

$$F_{Fyx} = F_{Fy} \cdot \sin \beta = 2302 \text{ N} \quad (122)$$

$$F_{Fyy} = F_{Fy} \cdot \cos \beta = 9033 \text{ N} \quad (123)$$

$$F_{Gx'} = F_{Gxx} + F_{Gyx} = 37739 \text{ N} \quad (124)$$



$$F_{Gy}' = -F_{Gxy} + F_{Gyy} = 0 \text{ N} \quad (125)$$

$$F_{Fx}' = F_{Fxx} + F_{Fyx} = 37739 \text{ N} \quad (126)$$

$$F_{Fy}' = -F_{Fxy} + F_{Fyy} = 0 \text{ N} \quad (127)$$

NORMÁLOVÉ SÍLY

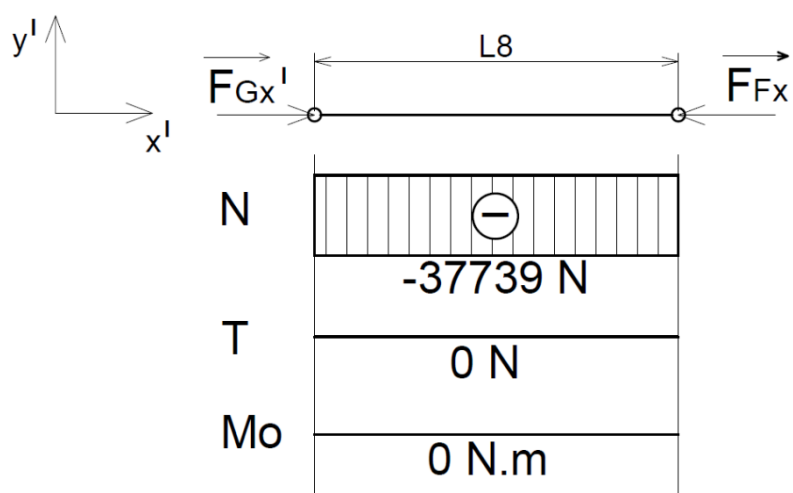
$$N_{5I} = -F_{Gx}' = -37739 \text{ N} \quad (128)$$

POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$T_{5I} = 0 \text{ N} \quad (129)$$

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o5} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (130)$$



Obr. 34 Člen 5 – výsledné vnitřní účinky

Člen 5, který nahrazuje přímočarý hydromotor, není zatížen posouvající silou, tím pádem na něj nepůsobí ohybový moment, čímž splňuje podmínku pro funkci přímočarého hydromotoru, jenž smí být zatížen pouze normálovou silou.



5 NÁVRH JEDNOTLIVÝCH KOMPONENTŮ

5.1 NÁVRH RAMEN NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Dle normy ČSN EN 10219-2 [10] je volena konstrukce z profilu uzavřeného, svařovaného s obdélníkovým průřezem z materiálu 11 375 (S235JRH).

Mez kluzu $R_e = 235 \text{ MPa}$

Mez pevnosti $R_m = 510 \text{ MPa}$

Dle [1]

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{s} = \frac{235}{1,5} = 156,7 \text{ MPa} \quad (131)$$

kde σ_{DOV} je dovolené normálové napětí

s je součinitel bezpečnosti pro danou kombinaci namáhání

$$\tau_{DOV} = \frac{\sigma_{DOV}}{\sqrt{3}} = \frac{156,7}{\sqrt{3}} = 90,5 \text{ MPa} \quad (132)$$

kde τ_{DOV} je dovolené tečné napětí

5.1.1 VOLBA ROZMĚRU PROFILU ČLEN 3

Dle ČSN EN 10219-2 [10] je volen TR OB $80 \times 60 \times 4$.

Tab. 6 Hodnoty pro příčný průřez profilu

H [mm]	80
B [mm]	60
T [mm]	4
S [mm²]	1010
I_{yy} [mm⁴]	879200
W_o [mm³]	21980

Dle [5]

TAH/TLAK

$$N_{3\max} = N_{3II} = 35922 \text{ N} \quad (133)$$

$$\sigma_{3\max} = \frac{N_{3\max}}{S} = \frac{35922}{1010} = 35,6 \text{ MPa} \quad (134)$$

SMYK

$$T_{3\max} = T_{3II} = 8805 \text{ N} \quad (135)$$

$$\tau_{3\max} = \frac{T_{3\max}}{S} = \frac{8805}{1010} = 8,7 \text{ MPa} \quad (136)$$



OHYB

Pomocí Steinerovy věty [2] bylo provedeno přepočítání kvadratického momentu k centrálnímu systému. K posunu dochází z toho důvodu, že nositelka ohybového momentu je posunuta vůči centrálnímu souřadnému systému.

$$I_{yy'} = I_{yy} + S \cdot a^2 = 879200 + 1010 \cdot 30^2 = 1788200 \text{ mm}^4 \quad (137)$$

$$W_{o'} = \frac{I_{yy'}}{e} = \frac{1788200}{50} = 35764 \text{ mm}^3 \quad (138)$$

$$M_{O3\max} = M_{O3G} = 2441 \text{ N} \cdot \text{m} = 2441000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (139)$$

$$\sigma_{O3\max} = \frac{M_{O3\max}}{W_{o'}} = \frac{2441000}{35764} = 68,25 \text{ MPa} \quad (140)$$

kde S je plocha průřezu

I_{yy} je kvadratický moment průřezu k centrálnímu systému

$I_{yy'}$ je kvadratický moment průřezu k posunuté nositelce

$W_{o'}$ je modul průřezu v ohybu k posunuté nositelce

Žádný z vypočtených parametrů nebyl větší než dovolené napětí, zvolený profil vyhovuje.

5.1.2 VOLBA ROZMĚRU PROFILU ČLEN 4

Dle ČSN EN 10219-2 [10] je volen TR OB $80 \times 60 \times 4$.

Tab. 7 Hodnoty pro příčný průřez profilu

H [mm]	80
B [mm]	60
T [mm]	4
S [mm²]	1010
I_{yy} [mm⁴]	879200
W_o [mm³]	21980

Dle [5]

TAH/TLAK

$$N_{4\max} = N_{4II} = 36823 \text{ N} \quad (141)$$

$$\sigma_{4\max} = \frac{N_{4\max}}{S} = \frac{36823}{1010} = 36,5 \text{ MPa} \quad (142)$$

SMYK

$$T_{4\max} = T_{4III} = 4258 \text{ N} \quad (143)$$

$$\tau_{4\max} = \frac{T_{4\max}}{S} = \frac{4258}{1010} = 4,2 \text{ MPa} \quad (144)$$

**OHYB**

$$M_{O4\max} = M_{O4F} = 740,5 \text{ N} \cdot \text{m} = 740500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (145)$$

$$\sigma_{O4\max} = \frac{M_{O4\max}}{W_o} = \frac{740500}{21980} = 33,7 \text{ MPa} \quad (146)$$

kde W_o je modul průřezu v ohybu

Žádný z vypočtených parametrů nebyl větší než dovolené napětí, zvolený profil vyhovuje.

5.2 NÁVRH ČEPŮ**5.2.1 VÝPOČET ZÁTĚŽNÉ SÍLY**

Pro výpočet čepů nejprve musíme provést výpočet největší tečné síly, která nám určí tečné zatížení čepu, pro následovné výpočty průměru čepů.

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{93,5^2 + 1406,9^2} = 1410 \text{ N} \quad (147)$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{73,5^2 + 1412,5^2} = 1415,6 \text{ N} \quad (148)$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{36569,5^2 + 4945,1^2} = 36872,6 \text{ N} \quad (149)$$

$$F_E = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} = \sqrt{71,5^2 + 4288,8^2} = 5613,2 \text{ N} \quad (150)$$

$$F_F = \sqrt{F_{Fx}^2 + F_{Fy}^2} = \sqrt{36569,6^2 + 9321,5^2} = 37738,9 \text{ N} \quad (151)$$

$$F_G = \sqrt{F_{Gx}^2 + F_{Gy}^2} = \sqrt{36569,6^2 + 9321,5^2} = 37738,9 \text{ N} \quad (152)$$

$$F_H = \sqrt{F_{Hx}^2 + F_{Hy}^2} = \sqrt{93,5^2 + 5606,9^2} = 5607,7 \text{ N} \quad (153)$$

5.2.2 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU

Výpočet je proveden z pevnostní rovnice pro stříh [2], z které je vyjádřena rovnice pro minimální průměr čepu.

$$\tau_s = \frac{T}{S} = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{sDov} \quad (154)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sDov}}} \quad (155)$$

kde T je zátěžná síla

d je průměr čepu

τ_{sDov} je dovolené smykové napětí

Materiál 11109 (automatová ocel) je volen dle ČSN EN 22341. [3]

V místech A, C, E, H bude umístěn stejný typ čepu, čímž dojde k zjednodušení jeho výroby a následné montáže. Pro výpočet průměru je uvažováno největší zatížení, které se nachází v místě E.



$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sDov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5613,2}{\pi \cdot 146}} = 7 \text{ mm} \quad (156)$$

Výpočet průměru čepu pro středový čep v místě D.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sDov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 36872,6}{\pi \cdot 146}} = 17,9 \text{ mm} \quad (157)$$

Výpočet průměru čepu pro upevnění přímočarého hydromotoru.

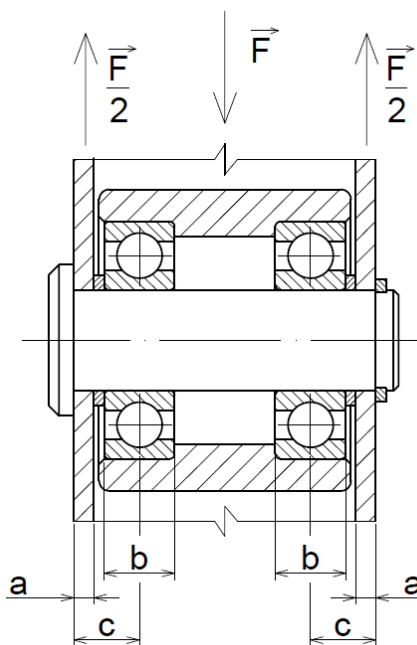
$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sDov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 37738,9}{\pi \cdot 146}} = 18,1 \text{ mm} \quad (158)$$

5.2.3 KONTROLA NA OHYB A OTLAČENÍ

KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ A, C, E A H

Z konstrukčních důvodů pojezdového kola na nůžkovém mechanismu volíme průměr čepu 20 mm.

Výpočet je proveden pro čep v pojezdové kladce, kde nacházíme nejméně příznivé silové zatížení.



Obr. 35 Uložení čepu v pojezdové kladce



Kontrola na ohyb

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_F}{8} (2a+b)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{4F_E \cdot (2a+b)}{\pi \cdot d^3} = \frac{4 \cdot 37738,9(2 \cdot 6 + 21)}{\pi \cdot 25^3} = 101 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} \quad (164)$$

Kontrola na otláčení

- Tlak na rám

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_F}{d \cdot 2a} = \frac{37738,9}{25 \cdot 2 \cdot 6} = 125,8 \text{ MPa} < 247,5 \text{ MPa} \quad (165)$$

- Tlak na hydromotor

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_E}{d \cdot b} = \frac{37738,9}{25 \cdot 20} = 75,5 \text{ MPa} < 247,5 \text{ MPa} \quad (166)$$

5.3 NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Z výpočtu silového působení v horní a spodní poloze vyplývá, že největší zátěžná síla na přímočarý hydromotor bude působit ve spodní poloze. Proto je tato síla uvažována pro návrh přímočarého hydromotoru.

5.3.1 STANOVENÍ MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU PÍSTU

Dle [5] pro výpočet minimálního průměru pístu se vychází z rovnice pro výpočet tlaku.

$$p = \frac{F}{S} \quad (167)$$

Tuto rovnici si upravíme pro výpočet minimálního průměru.

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_F}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 37738,9}{\pi \cdot 20}} = 49 \text{ mm} \quad (168)$$

kde d_{\min} je minimální průměr pístu

p je jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru (dle katalogu)

5.3.2 VÝPOČET POTŘEBNÉHO ZDVIHU

Zdvih je dán rozdílem parametru L8 v horní a dolní poloze.

$$Z = L8_{\max} - L8_{\min} = 576,7 - 413,8 = 162,9 \text{ mm} \quad (169)$$

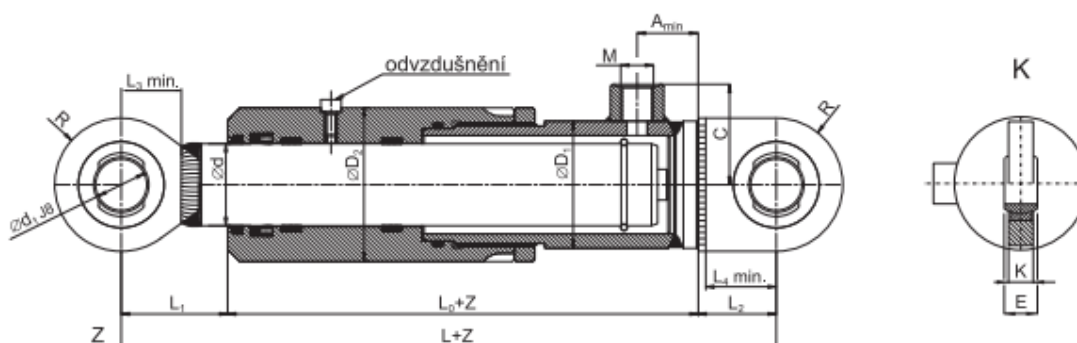
kde Z je potřebná délka zdvihu přímočarého hydromotoru



5.3.3 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Podle vypočtených rozměrů byl volen jednočinný přímočarý hydromotor od firmy HYDRAULICS s.r.o z výrobní série ZH-PL. [21]

Označení přímočarého hydromotoru: **ZH-PL 50 × 170-K**



Obr. 37 Přímocharý jednočinný hydromotor série ZH-PL [21]

Tab. 8 Rozměry přímočarého hydraulického motoru [21]

Ød	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	ØD ₁	ØD ₂	Ød ₁	E	K	R	M	A _{min}	C	Z
50	240	140	58	42	37	37	78	95	25	20	18	35	16x1,5	30	57	170

5.3.4 KONTROLA PÍSTNÍ TYČE NA VZPĚRNOU STABILITU

Dle [2] je proveden výpočet na vzpěrnou stabilitu. V tomto stavu se mění charakter podstatné deformace.

Výrobce v katalogu uvádí, že k výrobě pístní tyče přímočarého hydromotoru používá ocel 20MnV6. [21]

$$R_e = 390 \text{ MPa} \quad (170)$$

$$E = 210000 \text{ MPa} \quad (171)$$

Pro zvolený způsob uložení redukovaná délka l_{red} odpovídá délce pístnice.

$$l_{red} = Z = 170 \text{ mm} \quad (172)$$

VÝPOČET ŠTÍHLOSTI PÍSTNÍ TYČE

$$\lambda = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{S_p}{J_p}} = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot d^2}{\pi \cdot d^4}} = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{16}{d^2}} = 170 \cdot \sqrt{\frac{16}{50^2}} = 13,6 \quad (173)$$

kde λ je štíhlost pístní tyče



S_p je plocha průřezu pístní tyče

J_p je kvadratický moment průřezu pístní tyče

VÝPOČET KRITICKÉ ŠTÍHLosti PÍSTNÍ TYČE

$$\lambda_{krit} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{390}} = 72,9 \quad (174)$$

Pro $\lambda < \lambda_{krit}$ je důležitým kritériem řešení v oblasti prostého tlaku.

BEZPEČNOST K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{R_e \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot F_F} = \frac{390 \cdot \pi \cdot 50^2}{4 \cdot 37738,9} = 20 \quad (175)$$

Pístní tyč vyhovuje.

5.4 NÁVRH KLADEK NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Jelikož žádná firma nevyrábí potřebný rozměr kladek pro pojezd nůžkového mechanismu, bylo rozhodnuto, že kladky budeme vyrábět sami.

Dle [3] je volen materiál kladek Polyamid PA6 (silon, černý), jenž je pevný, odolný proti opotřeбенí a dobře tlumí rázy a chvění. Dále jsou pro uložení kladek volena dvě ložiska 6204 sloužící snadnějšímu otáčení kladek. Ty pak následně unesou zatížení, které vytváří břemeno.



Obr. 38 Kladka pojezdu

5.5 NÁVRH KLADEK PRO MOBILITU PLOŠINY

Při volbě kladek se bralo v úvahu jejich dovolené maximální zatížení a zástavbové rozměry. Přední část mobilní manipulační plošiny musí být pro lepší manipulaci otočná a bržděná.

Kladky byly zvoleny od společnosti Wicke. Jedná se o zesílené kladky s litinovými koly a polyurethanovým běhounem. [22]



Pro přední část jsou vybrány kladky s označením PG LG 1/125/50 K, jedná se o kladky s brzdou a zakaleným dvojitým kuličkovým věncem.



Obr. 39 Otočná kladka s brzdou [22]

Pro zadní kladky jsou použity kladky s pevnou vidlicí pod označením PG BG 1/8125/50 K.



Obr. 40 Pevná kladka [22]

5.6 NÁVRH HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

Hydraulický agregát je volen z řady malých hydraulických agregátů SMA 05 od obchodního dodavatele ARGO-HYTOS s.r.o..

Dle katalogu firmy byl vybrán hydraulický agregát, jenž nese označení SMA 05-08/-5.M-A-20S.F-A14/23050. [17]

Volbu hydraulického agregátu omezovalo mnoho vstupních parametrů. Mezi rozhodující parametry se řadí:

- malé zástavbové rozměry,
- elektrický motor, jenž je konstruován na střídavé napětí 230 V,
- hydraulické čerpadlo, které je charakterizováno průtokem kapaliny v litrech za minutu,
- objem nádrže



VÝPOČET OBJEMOVÉHO PRŮTOKU

Dle [6]

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}{t} = \frac{0,17 \cdot \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4}}{25} = 1,34 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (176)$$

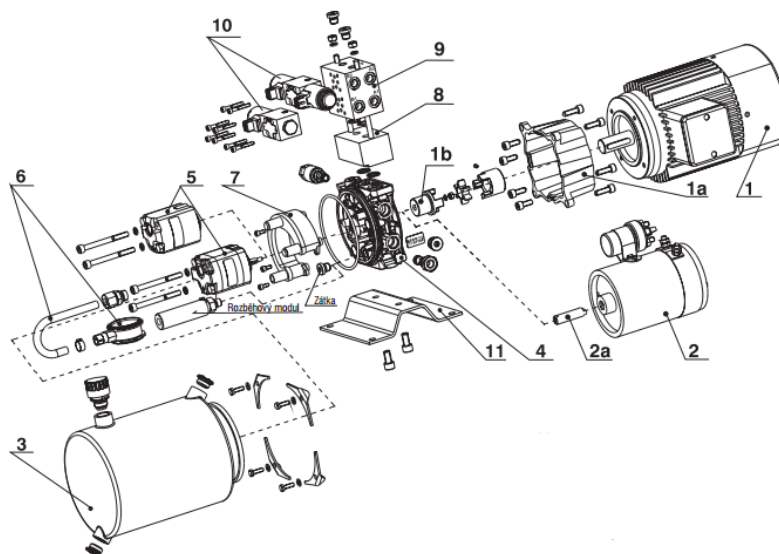
kde Q je objemový průtok kapaliny
 dV je změna objemu
 dt je potřebný čas zdvih plošiny

VÝPOČET TLAKOVÉHO SPÁDU NA HYDROMOTORU

Dle [6]

$$\Delta p = \frac{F}{S} = \frac{F_F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 37738,9}{\pi \cdot 50^2} = 19,2 \text{ MPa} \quad (177)$$

kde Δp je tlakový spád



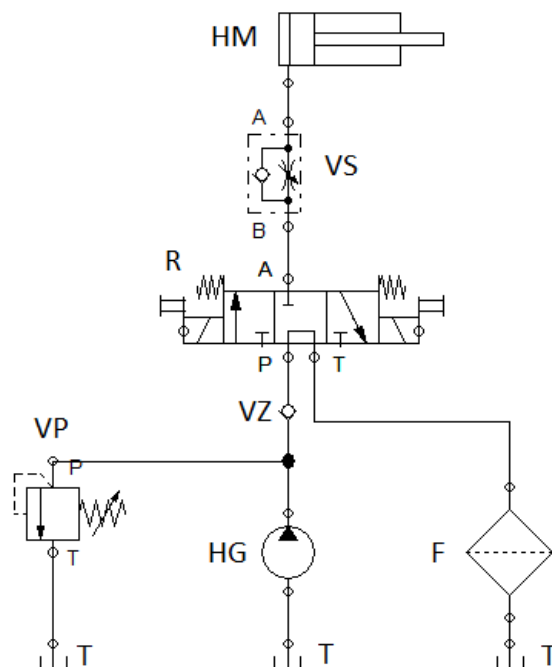
Obr. 41 Ilustrační obrázek hydraulického agregátu. 1) AC elektromotor, 1a) Distanční mezipříruba AC elektromotoru, 1b) Spojka AC elektromotoru, 2) DC elektromotor, 2a) Spojka DC elektromotoru, 3) Nádrž s příslušenstvím, 4) Centrální blok, 5) Čerpadlo, 6) Sací filtr s vedením, 7) Sdružené odpadní vedení, 8) Převodní deska pro různé typy nastavby obvodu, 9) Deska horizontálního sdružování, 10) Ventily rozšířeného hydraulického obvodu [17]

5.7 NÁVRH ZAPOJENÍ HYDRAULICKÉHO OBVODU

V dnešní době se vyrábí mnoho hydraulických komponentů, kterými můžeme řídit hydraulické prvky. Proto navržené schéma řešení je jen jednou možností z mnoha, jak může být hydraulický motor, jenž nám bude ovládat zdvih zdvižné plošiny, řízen.



Navržené řízení hydromotoru se skládá z nádrže pro hydraulickou kapalinu, filtru, hydraulického generátoru, přetlakového ventilu, rozvaděče, škrťacího ventilu, zpětného ventilu a hydromotoru.



Obr. 42 Schéma zapojení hydraulického obvodu.

T-nádrž, *F*-filtr, *H*-hydraulický generátor, *VP*-přepouštěcí ventil, *VZ*-zpětný ventil, *R*-rozvaděč 3/3, *VS*-škrťací ventil, *HM*-jednočinný přímočarý hydromotor

ŘÍZENÍ HYDRAULICKÉHO OBVODU

Řízení hydraulického obvodu bude prováděno pomocí bezdrátového dálkového ovladače typu Call 03/3.1 [18] od firmy PIREOS. Ovladač je vybaven tlačítkem s aretací, jež je používáno jako STOP tlačítko. Dále má dvě tlačítka sloužící k ovládání hydraulického rozvaděče, který se přestaví do požadované polohy, a píst se bude vysouvat nebo zasouvat.



Obr. 43 Dálkový ovladač Call 03/3.1 [18]



ZÁVĚR

Cíl bakalářské práce spočíval ve vypracování konstrukčního návrhu mobilní manipulační plošiny o nosnosti 300 kg. Manipulační plošina musela splňovat maximální zdvih 1 metr a rozměry 700 × 1500 mm. Dílčími cíli bylo zhotovit technickou zprávu a výkresovou dokumentaci. Dle názoru autora práce došlo k naplnění stanovených cílů práce.

V technické zprávě je provedeno rozdělení manipulačních plošin a zvedáků dle typu konstrukce a typu pohonu. Poté došlo k navržení koncepce řešení manipulační plošiny, kde byl z konstrukčního hlediska vybrán nůžkový mechanismus pro svoji jednoduchou konstrukci. Následuje předběžné stanovení materiálů a normalizovaných profilů, z kterých by mohla být plošina vyráběna, a je navržen způsob pohánění jednočinným přímočarým hydromotorem. Následně byl proveden funkční výpočet zařízení, kde se nejprve stanovily parametry – velikost zatížení a působení síly. V krajní poloze nůžkového mechanismu nad otevřeným koncem se nachází nejméně příznivé místo působení síly. Řešení pokračovalo ve statickém rozboru úlohy a v úplném uvolnění jednotlivých členů manipulační plošiny. Ke každému členu jsou sestaveny rovnice statické rovnováhy a úloha splňovala obě dvě podmínky statické rovnováhy. Výpočet velikosti zatížení v jednotlivých bodech pro spodní polohu zdvihu a pro horní polohu zdvihu byl proveden pomocí maticové metody v programu Microsoft Excel. Největší zatížení vznikalo ve spodní poloze na hydromotoru. Aby bylo patrné, kde vzniká největší normálová, posouvající síla a ohybový moment, tak byly sestaveny grafy výsledných vnitřních účinků. Z výsledných vnitřních účinků na člen 5, který znázorňuje hydromotor, jde určit jeho nutnou podmínku, a to že je zatížen pouze normálovou silou v ose pístu. Poté následoval návrh jednotlivých komponentů. Ramena nůžkového mechanismu budou vyráběna z uzavřeného svařovaného profilu s obdélníkovým průřezem, který je značen TR OB 80 × 60 × 4 a vyroben z oceli 11 375. Kontrola ramen byla provedena výpočtem na tah/tlak, smyk a ohyb. Pro návrh čepů se nejprve vypočítal minimální průměr čepu, který byl následně zvětšen z konstrukčních důvodů ostatních částí. Kontrola čepů se provedla na ohyb a otláčení. Při návrhu přímočarého hydromotoru se nejprve vypočítal nejmenší potřebný průměr pístu a následně potřebný zdvih. Podle těchto vypočtených parametrů padla volba na jednočinný přímočarý hydromotor ZH_PL 50 × 170-K. Pojezdové kladky mechanismu budou vyrobeny z Polyamidu PA6 a budou uloženy pomocí dvou ložisek 6204. Mobilnost plošiny nám budou zaručovat kladky od společnosti Wicke. Hydraulický agregát byl navrhnout dle objemového průtoku, tlakového spádu, zástavbových rozměrů, objemu nádrže a elektrického motoru. Poslední část práce obsahuje návrh schématu zapojení hydraulického obvodu a zvolení způsobu ovládání, které bude prováděno bezdrátovým ovladačem Call 03/3.1.

V části výkresové dokumentace je narýsován celkový výkres sestavy. Dále dle pokynů vedoucího bakalářské práce byl zhotoven výkres svarku vnějšího ramene nůžkového mechanismu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN EN 1570-1+A1. *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015
- [2] JANÍČEK, P. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I. 3.*, přeprac. vyd., v Akademickém nakl. CERM 1. Brno: CERM, 2004, 287 s. ISBN 80-214-2592-X.
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4.*, dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [4] NEDOMA, J. *Matematika I: Shrnutí a přehled.*, Brno: CERM, 2008. 267 s. ISBN 978-80-214-3690-9
- [5] Shigley, J.E., Mischke, Ch.R. a Budynas, R.G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUT IUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
- [6] Škopán, M. *Hydraulické pohony strojů. Studijní text – sylabus*. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2009. 166 s.
- [7] AUTOTECH-VT. *Paralelogramový hydraulický pojízdný zvedák pro motocykly: Váš Dodavatel kompletního vybavení pro autoservisy, pneuservisy a STK*. [online]. © 2013. [citováno 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.autotech-chotebor.cz/produkty/detail/paralelogramovy-hydraulicky-pojizdny-zvedak-pro-motocykly>>
- [8] CEDETKV. *Konstrukční kancelář | CADET KARLOVY VARY, s.r.o.* [online]. © 2010 [citováno 2016-03-14]. Dostupné z WWW: <<http://www.cadetkv.cz/tazne-tlacny-retez.htm>>
- [9] EDB. *Dodávka, prodej, plošinové zvedáky pro vozidla – vertikální*. [online]. © 2016. [citováno 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://nabidky.edb.cz/Nabidka-31934-Dodavka-prodej-plostinove-zvedaky-pro-vozidla-vertikalni>>
- [10] FERONA. *Profil uzavřený svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219, rozměr 80x60x4 - Feron a.s. - hutní materiál, velkoobchod s hutním materiálem*. [online]. © 2004 – 2016 [citováno 2016-04-07]. Dostupné z WWW: <<http://www.feron.cz/cze/katalog/detail.php?id=29308>>
- [11] FLORIAN, Z., PELLANT, K. a SUCHÁNEK, M. *Technická mechanika I: Statika* [online]. Brno, 2004 [citováno 2016-03-17]. Dostupné z WWW: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Tech_mech_I.pdf>



- [12] HANSELIFTER. *Tandemové zdvihací plošiny TASHT*. [online]. [citováno 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <http://www.hanselifter.cz/tandemove_zdvihaci_plosiny.html>
- [13] HEAVYTECH. *ZVEDACÍ STŮL*. [online]. 2016. [citováno 2016-02-03]. Dostupné z WWW: <<http://www.naradi-pro.cz/hydraulicky-zvedaci-stul-sht-1000>>
- [14] KOMFI. *Reference dodavatelů | KOMFI spol. s r. o.* [online]. © 2016 [citováno 2016-03-14]. Dostupné z WWW: <http://www.komfi.cz/reference-dodavatelu>
- [15] MAHA-CZ. *ES SQUARE II 3.0 FT :: Maha-cz.cz*. [online]. © 2010. [citováno 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.maha-cz.cz/cz/produkty/zvedaky/jednopistove-zvedaky/es-square-ii-3-0-ft/>>
- [16] MAHA-CZ. *ES SQUARE II 3.5 FT :: Maha-cz.cz*. [online]. © 2010. [citováno 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.maha-cz.cz/cz/produkty/zvedaky/dvoupistove-zvedaky/zs-square-ii-3-5-ft/>>
- [17] *Malý hydraulický agregát*. [online]. Vrchlabí: ARGO-HYTOS, 2016. 18 s. [citováno 2016-04-29]. Dostupné z WWW: <http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SMA_05_hc7212_CZ.pdf>
- [18] PIREOS. *Vrátek, Lanový naviják, Řetězový kladkostroj, Lanový kladkostroj*. [online]. 2013. [citováno 2016-05-02]. Dostupné z WWW: <http://www.pireos.cz/index.php/19/call_03__3_1.url>
- [19] PLARFORM. *Zdvihací stůl LT200 - Plošiny zvedací*. [online]. [citováno 2016-03-14]. Dostupné z WWW: <<http://plosiny-zvedaci.cz/11-zdvihaci-stul-lt200.html>>
- [20] RS. *UK00827416 | Pevné hydraulické válce UK00827416 Bosch Rexroth | Bosch Rexroth*. [online]. [citováno 2016-03-14]. Dostupné z WWW: <<http://cz.rs-online.com/web/p/pevne-hydraulicke-valce/2638540/>>
- [21] *Výrobní katalog přímočarých hydromotorů*. [online]. Dolní Lhota u Luhačovic: HYDRAULICS, 2009. 98 s. [citováno 2016-04-25]. Dostupné z WWW: <http://www.hydraulics.cz/Vyrobní_katalog_primocarych_hydromotoru.pdf>
- [22] WICKE. *Produkty - kolečka a kladky Wicke* [online]. 2012. [citováno 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.wicke.cz/katalog/produkty>>



- [23] ZDVIHSERVIS. *Dvounůžkové plošiny* | *ZDVIH servis s.r.o.* [online]. © 2013-2016. [citováno 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.zdvihservis.cz/nase-reseni/nuzkove-plosiny/dvounuzkove-plosiny/crd-200/53/>>
- [24] ZDVIHSERVIS. *Jednonůžkové plošiny* | *ZDVIH servis s.r.o.* [online]. © 2013-2016. [citováno 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.zdvihservis.cz/nase-reseni/nuzkove-plosiny/jednonuzkove-plosiny/tl-1000/51/>>
- [25] ZDVIHSERVIS. *Pákové plošiny* | *ZDVIH servis s.r.o.* [online]. © 2013-2016. [citováno 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.zdvihservis.cz/nase-reseni/pakove-plosiny/alt-750/57/>>
- [26] ZDVIHSERVIS. *Sloupové plošiny* | *ZDVIH servis s.r.o.* [online]. © 2013-2016. [citováno 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.zdvihservis.cz/nase-reseni/sloupove-plosiny/tsln-1002/60/>>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

A	[-]	Matice soustavy lineárních rovnic
b	[-]	Vektor pravých stran rovnic
d	[mm]	Průměr čepu
d_{min}	[mm]	Minimální průměr pístu
dt	[s]	Čas zdvihu plošiny
dV	[m ³]	Změna objemu
e	[m]	Rameno valivého odporu
f	[-]	Součinitel tření
F	[N]	Síla od zatížení
FA	[N]	Výsledná síla v bodě A
FAx	[N]	Síly působící v bodě A ve směru osy x
FAy	[N]	Síly působící v bodě A ve směru osy y
FBt	[N]	Tečná síla působící v bodě B ve směru osy x
FBT	[N]	Třecí síla v bodě B
FBy	[N]	Síly působící v bodě B ve směru osy y
FC	[N]	Výsledná síla v bodě C
FCx	[N]	Síly působící v bodě C ve směru osy x
FCy	[N]	Síly působící v bodě C ve směru osy y
$fč$	[-]	Koeficient čepového tření
FD	[N]	Výsledná síla v bodě D
FDx	[N]	Síly působící v bodě D ve směru osy x
FDy	[N]	Síly působící v bodě D ve směru osy y
FE	[N]	Výsledná síla v bodě E
FEx	[N]	Síly působící v bodě E ve směru osy x
FEy	[N]	Síly působící v bodě E ve směru osy y
FF	[N]	Výsledná síla v bodě F
FFx	[N]	Síly působící v bodě F ve směru osy x
FFy	[N]	Síly působící v bodě F ve směru osy y
FG	[N]	Výsledná síla v bodě G
FGx	[N]	Síly působící v bodě G ve směru osy x
FGy	[N]	Síly působící v bodě G ve směru osy y



F_H	[N]	Výsledná síla v bodě H
F_{Hx}	[N]	Síly působící v bodě H ve směru osy x
F_{Hy}	[N]	Síly působící v bodě H ve směru osy y
F_{Ix}	[N]	Síly působící v bodě I ve směru osy x
F_{IT}	[N]	Třecí síla v bodě I
F_{Iy}	[N]	Síly působící v bodě I ve směru osy y
i	[-]	Počet stupňů volnosti soustavy těles
i_v	[-]	Počet stupňů volnosti volného tělesa
I_{yy}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k centrálnímu systému
I_{yy}'	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k posunutému nositelce
J_p	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu pístní tyče
k_k	[-]	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti
$L1$	[mm]	Rozměr mechanismu
$L2$	[mm]	Rozměr mechanismu
$L3$	[mm]	Rozměr mechanismu
$L4$	[mm]	Rozměr mechanismu
$L5$	[mm]	Rozměr mechanismu
$L6$	[mm]	Rozměr mechanismu
$L6'$	[mm]	Pomocný rozměr mechanismu
$L7$	[mm]	Rozměr mechanismu
$L8$	[mm]	Rozměr mechanismu
$L9$	[mm]	Rozměr mechanismu
l_{red}	[mm]	Redukovaná délka
$M_{\check{C}E}$	[Nm]	Moment čepového tření v bodě E
$M_{\check{C}H}$	[Nm]	Moment čepového tření v bodě H
M_{O2}	[Nm]	Ohybový moment působící na těleso 2
M_{O3C}	[Nm]	Ohybový moment působící na těleso 3 v bodě C
M_{O3D}	[Nm]	Ohybový moment působící na těleso 3 v bodě D
M_{O3D}	[Nm]	Ohybový moment působící na těleso 4 v bodě D
M_{O3E}	[Nm]	Ohybový moment působící na těleso 4 v bodě E
M_{O3F}	[Nm]	Ohybový moment působící na těleso 4 v bodě F
M_{O3G}	[Nm]	Ohybový moment působící na těleso 3 v bodě G
M_{O3H}	[Nm]	Ohybový moment působící na těleso 3 v bodě H



M_{o4A}	[Nm]	Ohybový moment působící na těleso 4 v bodě A
M_{o5}	[Nm]	Ohybový moment působící na těleso 5
M_{VB}	[Nm]	Valivý odpor v bodě B
M_{VB}	[Nm]	Valivý odpor v bodě I
n	[-]	Počet těles soustavy
N_{2I}	[N]	Normálová síla na tělese 2 v intervalu I
N_{2II}	[N]	Normálová síla na tělese 2 v intervalu II
N_{3I}	[N]	Normálová síla na tělese 3 v intervalu I
N_{3II}	[N]	Normálová síla na tělese 3 v intervalu II
N_{3III}	[N]	Normálová síla na tělese 3 v intervalu III
N_{4I}	[N]	Normálová síla na tělese 4 v intervalu I
N_{4II}	[N]	Normálová síla na tělese 4 v intervalu II
N_{4III}	[N]	Normálová síla na tělese 4 v intervalu III
N_{5I}	[N]	Normálová síla na tělese 5 v intervalu I
NP	[-]	Množina neznámých nezávislých parametrů
p	[MPa]	Tlak
p_{Dov}	[MPa]	Maximální dovolený tlak
Q	[l/min]	Objemový průtok kapaliny
$r_{\check{c}}$	[m]	Poloměr čepu
s	[-]	Součinitel bezpečnosti pro danou kombinaci namáhání
S	[mm ²]	Plocha průřezu
S_p	[mm]	Plocha průřezu pístní tyče
T_{2I}	[N]	Posouvající síla na tělese 2 v intervalu I
T_{2II}	[N]	Posouvající síla na tělese 2 v intervalu II
T_{3I}	[N]	Posouvající síla na tělese 3 v intervalu I
T_{3II}	[N]	Posouvající síla na tělese 3 v intervalu II
T_{3III}	[N]	Posouvající síla na tělese 3 v intervalu III
T_{4I}	[N]	Posouvající síla na tělese 4 v intervalu I
T_{4I}	[N]	Posouvající síla na tělese 5 v intervalu I
T_{4II}	[N]	Posouvající síla na tělese 4 v intervalu II
T_{4III}	[N]	Posouvající síla na tělese 4 v intervalu III
W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
W_o'	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu k posunutému nositeli



x	[-]	Vektor neznámých parametrů
Z	[mm]	Zdvih přímočarého hydromotoru
α	[°]	Úhel mezi členem 3 a základním rámem
β	[°]	Úhel mezi členem 5 a základním rámem
γ	[°]	Pomocný úhel mechanismu
Δp	[MPa]	Tlakový spád
η	[-]	počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami
λ	[-]	Štíhlost pístní tyče
λ_{krit}	[-]	Kritická štíhlost pístní tyče
μ	[-]	Celkový počet neznámých parametrů
μ_F	[-]	Počet neznámých silových parametrů
μ_M	[-]	Počet neznámých momentových parametrů
μ_r	[-]	Počet neznámých polohových parametrů
ν	[-]	Celkový počet použitelných podmínek
ν_F	[-]	Počet použitelných silových podmínek
ν_M	[-]	Počet použitelných momentových podmínek
ζ_i	[-]	počet stupňů volnosti odebraných vazbami
σ_{3max}	[MPa]	Maximální normálové napětí na tělese 3
σ_{4max}	[MPa]	Maximální normálové napětí na tělese 4
σ_{DOV}	[MPa]	Dovolené normálové napětí
σ_{O3max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na tělese 3
σ_{O4max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na tělese 4
τ_{3max}	[MPa]	Maximální tečné napětí na tělese 3
τ_{4max}	[MPa]	Maximální tečné napětí na tělese 4
τ_{DOV}	[MPa]	Dovolené tečné napětí
τ_{SDOV}	[MPa]	Dovolené smykové napětí



SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy 00-M2016-BP

Výkres svarku 02-M2016-BP