



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

MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ DO AUTODÍLNY

HANDLING EQUIPMENT FOR A CAR WORKSHOP

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Mour

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Jiří Mour
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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:

Manipulační zařízení do autodílny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh zvedacího opravárenského zařízení pro zdvih vozidla. Zvedák je stabilní zařízení pevně spojené s podlahou dílny. Obsluha zvedáku vozidla má možnost po bezpečnostním zajištění přistupovat k opravovaným místům vozidla bez omezení po rovné podlaze.

Technické parametry a požadavky:

Nosnost zvedáku 3000 kg.

Maximální zdvih 1700 mm.

Pohon zdvihu dle vlastního výběru.

Rozměrové parametry zvedáku dle typů opravovaných automobilů.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor zvedáků pro vozidla požadované hmotnostní kategorie.

Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky.

Koncepční návrh zvedáku.

Rozměrové a funkční výpočty.

Upřesnění konstrukce zvedáku a návrh komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy zvedáku.

Podsestava rámu zvedáku.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

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

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

ČSN EN 1493+A1:2010. Zvedáky vozidel, vyd. Praha: ÚNMZ, 56 s., 2010.

ČSN EN 27 0808. Mobilní a přemístitelné zvedáky a souvisící zdvihací zařízení, vyd. Praha: ČNI, 24 s., 1995.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Cílem této práce je koncepční návrh nůžkového zvedáku pro osobní automobily, doprovázený funkčními a pevnostními výpočty. Hlavními parametry pro návrh je nosnost 3000 kg a výška zdvihu 1700 mm. Práce dále obsahuje stručný rozbor komerčně dostupných zvedáků, návrh pohonu a bezpečnostního zařízení. Součástí je rovněž výkresová dokumentace vybraných dílů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Nůžkový mechanismus, nůžkový zvedák, hydraulický pohon, automobilový zvedák

ABSTRACT

The aim of this work is the conceptual design of a scissor lift for passenger cars accompanied by functional and strength calculations. The main parameters for the design are a load capacity of 3000 kg and a lift height of 1700 mm. The work also contains a brief analysis of commercially available car lifts, design of the drive and safety device. Drawing documentation of selected parts is also included.

KEYWORDS

Scissor mechanism, scissor lift, hydraulic drive, car lift

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MOUR, Jiří. Manipulační zařízení do autodílny. Brno, 2020, 50 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124267>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. června 2020

.....

Jiří Mour

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu této práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D za poskytnutí odporných podkladů a vstřícný přístup při konzultacích.

OBSAH

Úvod	9
1 Rozdělení automobilových zvedáků	10
1.1 Pístové zvedáky	10
1.2 Sloupové zvedáky	11
1.3 Nůžkové zvedáky	12
2 Statické řešení úlohy	13
2.1 Rozbor úlohy	13
2.2 Určení sil na horní plošinu zvedáku	14
2.3 Uvolnění jednotlivých prutů mechanismu	16
2.3.1 Těleso 1	16
2.3.2 Těleso 2	17
2.3.3 Těleso 3	17
2.3.4 Těleso 4	18
2.3.5 Těleso 5	19
2.4 Statický rozbor	20
2.5 Řešení soustavy rovnic	20
3 Průběhy vnitřních sil	22
3.1 Výsledné vnitřní účinky tělesa 1	22
3.2 Výsledné vnitřní účinky tělesa 2	25
3.3 Výsledné vnitřní účinky tělesa 3	27
3.4 Výsledné vnitřní účinky tělesa 4	30
3.5 Výsledné vnitřní účinky tělesa 5	32
4 Návrh průřezu nosníků	34
5 Pevnostní kontrola čepů	36
5.1 Síly působící na čepy	36
5.2 Rozdělení čepů	37
5.2.1 Pevnostní kontrola 1. skupiny	37
5.2.2 Pevnostní kontrola 2. skupiny	38
5.2.3 Pevnostní kontrola 3. skupiny	38
6 Návrh lineárního hydromotoru	40
7 Návrh zachytávacího zařízení	42
Závěr	44
Seznam použitých zkratk a symbolů	46
Seznam příloh	50

ÚVOD

Osobní automobily a další dopravní prostředky jsou dnes již nedílnou součástí lidstva. Přepravují lidi do zaměstnání, škol, na výlety a zajišťují logistickou přepravu zboží a výrobků. Každý den se na silnicích setkají miliony vozidel, a proto je nutné tyto stroje udržovat v perfektní kondici a provádět na nich pravidelné kontroly a opravy. K velkému množství kritických komponentů je přístup pouze ze spodní části vozidla. K pohodlnějšímu přístupu k těmto součástem slouží právě automobilové zvedáky.

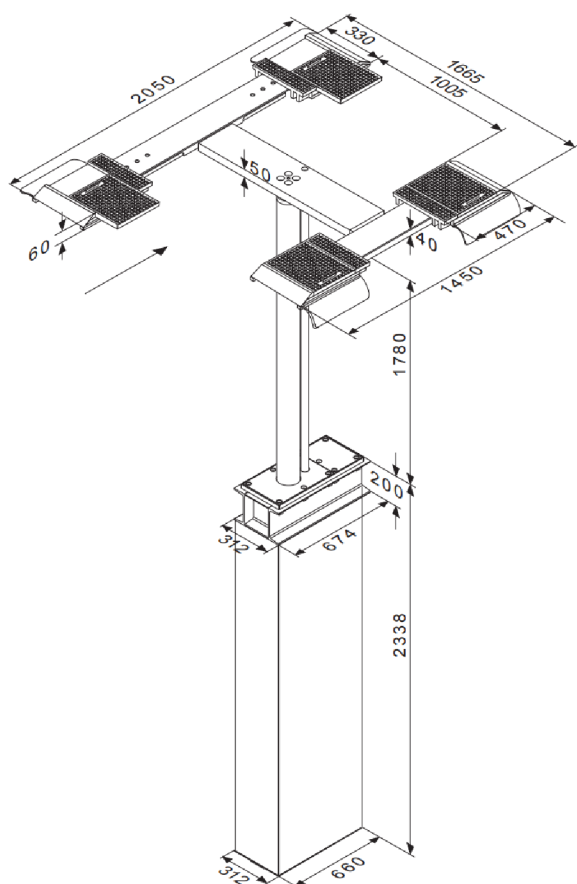
Tato práce se zabývá návrhem zvedáku pro osobní automobil, založeném na nůžkovém mechanismu. Tento mechanismus se díky svojí kompaktnosti používá v širokém spektru strojních zařízení, převážně pak ve strojích sloužících ke zvedání břemen.

1 ROZDĚLENÍ AUTOMOBILOVÝCH ZVEDÁKŮ

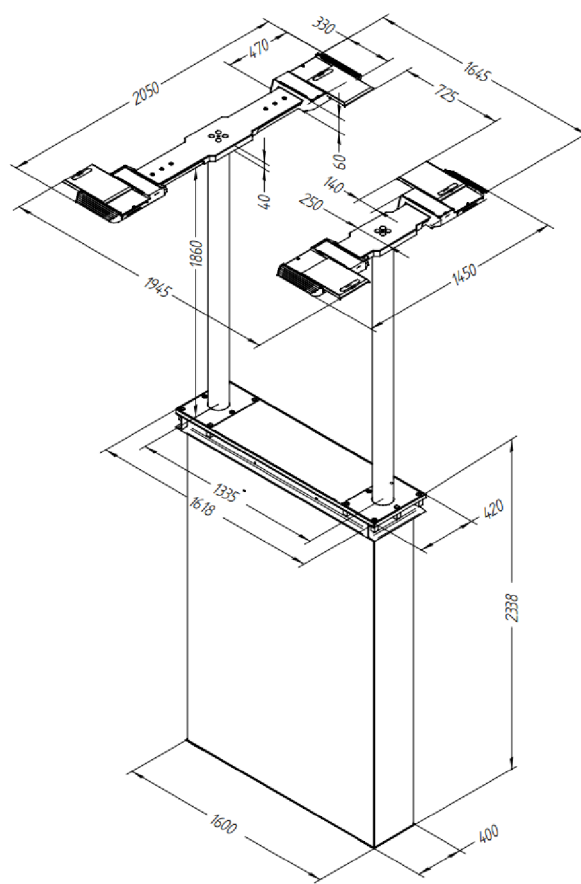
Zvedák je zařízení, které slouží k vyzvednutí nákladu do určité výšky. Existuje nepřeberné množství druhů těchto zařízení lišících se nosností, výškou zdvihu a druhem mechanismu. Vyrábí se zvedáky s nosností několika desítek kilogramů pro usnadnění dílenských prací, až po zařízení s nosností několika tun, například pro servis těžkých dopravních strojů. Tato kapitola je zaměřena na zvedáky s podobnými parametry, jako je v zadání práce. Tedy pro zvedání osobního automobilu do výšky, ve které je možné vstoupit pod vozidlo a provádět na něm opravy.

1.1 PÍSTOVÉ ZVEDÁKY

Pístové zvedáky mohou být řešeny jako jednopístové (Obr. 1) nebo dvoupístové (Obr. 2). Ve výjimečných případech mohou být i čtyřpístové. Jelikož jsou zabudované do podlahy, zabírají minimální prostor. Hlavní nevýhodou je komplikovaná montáž, protože se celý píst, jehož délka přesahuje samotnou zdvižnou výšku zvedáku, musí schovat pod úroveň podlahy. S použitím tohoto zvedáku je nutné počítat již při stavbě haly, popřípadě dílny. Pohonnou látkou může být olej, nebo voda.



Obr. 1 Jednopístový zvedák [1]



Obr. 2 Dvoupístový zvedák [1]

1.2 SLOUPOVÉ ZVEDÁKY

Tyto zvedáky jsou opět k dostání v jedno, dvou, nebo čtyřsloupevém provedení.

Jednosloupové zvedáky jsou často řešeny jako mobilní, viz Obr. 3, a proto vhodné do dílen s nedostatkem prostoru. Mobilita je zajištěna podobným systémem jako u paletového vozíku. Samotný zdvih automobilu je řešen lineárním hydromotorem. Tlakový olej dodává zabudovaný elektromotor s čerpadlem.



Obr. 3 Jednosloupový zvedák [2]

U dvou a čtyřsloupevých zvedáků může být pohon řešen dvojím způsobem. Prvním z nich je pomocí elektromotoru hnaným šroubem. Ve sloupu z ocelového profilu je vertikální pohybový šroub. Ve vozíku s rameny je nainstalovaná nosná a pojistná matice. Synchronizace motorů v jednotlivých sloupech může být provedena elektronicky, propojením datovým kabelem, nebo vyrovnávacím lankem. Je-li elektromotor pouze na jednom hlavním sloupu, může být točivý moment přenášený na vedlejší sloup pomocí kardanu, nebo řetězu nataženého pod přejezdem. Druhým způsobem pohonu je elektro-hydraulický, fungující na stejném principu jako u jednosloupového zvedáku.



Obr. 4 Dvousloupový zvedák [3]



Obr. 5 Čtyřsloupový zvedák [4]

1.3 NŮŽKOVÉ ZVEDÁKY

Jejich konstrukci většinou tvoří dvě základny se dvěma páry nůžkového mechanismu, dvě plošiny, které podpírají automobil za prahy, nebo za kola a hydraulicko-elektrický pohon. Pro nižší zdvihy a menší zatížení je možné použít pohon šroubem, nebo tlačným řetězem. Nůžkové zvedáky, které není nutné zapouštět do země mají navíc zabudovaný speciální pákový mechanismus, který nadzvedne plošinu z nulové výšky (Obr. 6). To je nutné, protože ve spodní poloze nůžkového mechanismu, kdy je hydromotor natočený pouze o jednotky stupňů vůči vodorovné rovině, několikanásobně narůstá síla pro zdvih břemena. Při zapuštění do země (Viz Obr. 7) lze tento úhel konstrukčně zvětšit a není nutné použití nadzvedávacího mechanismu.



Obr. 6 Nůžkový zvedák na podlahu [5]

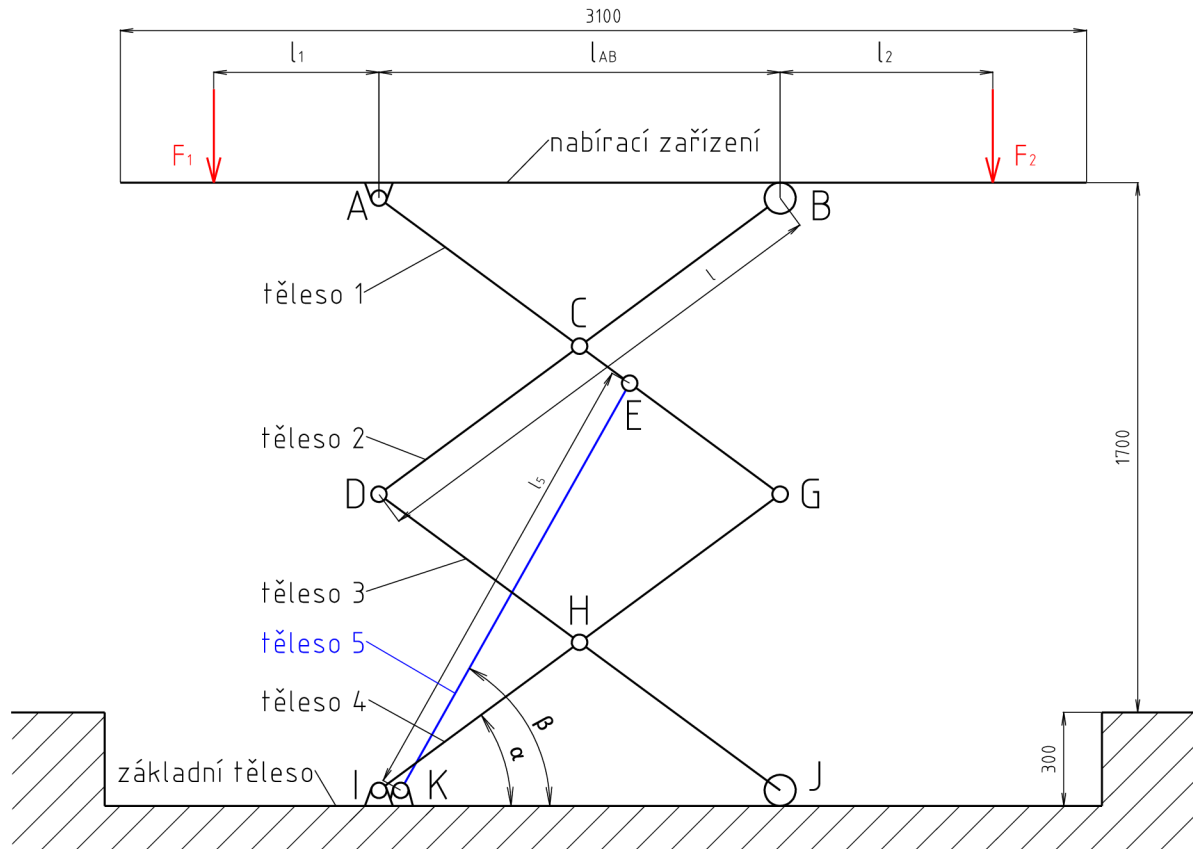


Obr. 7 Nůžkový zvedák do podlahy [5]

2 STATICKÉ ŘEŠENÍ ÚLOHY

Zařízení se skládá ze dvou samostatných jednotek a každá jednotka ze dvou identických nůžkových mechanismů pracujících paralelně. Lze uvažovat, že hmotnost automobilu je na levých a pravých kolech, až na drobné odchyšky, identická. Proto lze celý zvedák, ačkoli je to prostorový mechanismus, řešit jako rovinnou úlohu.

2.1 ROZBOR ÚLOHY



Obr. 8 Statické schéma mechanismu

Při výpočtu je nahrazeno valivé spojení mezi tělesy obecnou vazbou pro zjednodušení výpočtu a zanedbatelných vlivů valivých odporů na konečný výsledek.

Pro výpočet stupňů volnosti mechanismu je použit následující vztah [1]:

$$i = (n - 1) \cdot i_v - \left(\sum \xi - \eta \right) \quad (1)$$

$$i = (7 - 1) \cdot 3 - (2 \cdot 9 + 2 \cdot 1 - 0)$$

$$i = 0$$

Kde i je počet stupňů volnosti soustavy, n je počet těles, i_v je počet stupňů volnosti tělesa (ve 2D je tato hodnota 3), ξ je počet stupňů volnosti odebraných vazbou a η je počet omezených deformačních parametrů.

V mechanismu je 9 rotačních vazeb které, odebírají 2 stupně volnosti a 2 obecné podpory, které odebírají 1 stupeň volnosti. Výsledkem je nepohyblivá soustava, avšak těleso 5 je lineární hydromotor, který mění svoji délku a tím dochází k pohybu celé soustavy.

2.2 URČENÍ SIL NA HORNÍ PLOŠINU ZVEDÁKU

Zadaná nosnost zvedáku m je 3000 kg. Pro všechny statické a pevnostní výpočty je ale kvůli čtyřem stejným paralelním mechanismům počítáno s pouze čtvrtinovým zatížením, tedy 750 kg. Rozdělení hmotnosti na nápravách osobního automobilu je v poměru 2:3 [7]. Silové účinky automobilu na zvedák jsou na Obr. 8 znázorněny silami F_1 a F_2 a spočítány následovně:

$$F_G = \frac{m \cdot g}{4} \tag{2}$$

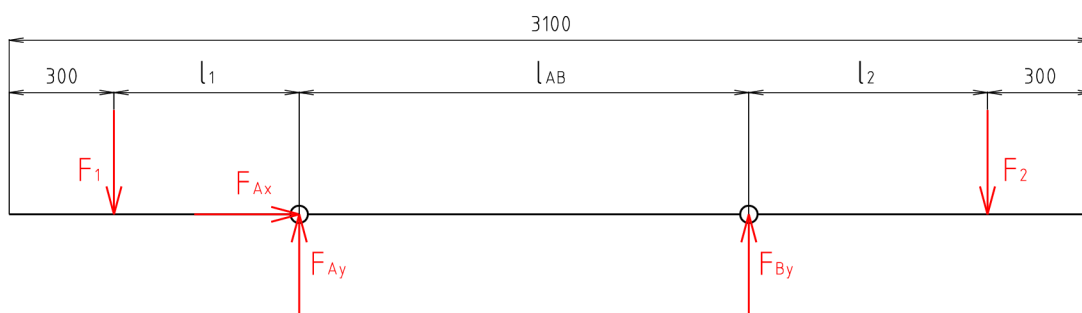
$$F_G = \frac{3000 \cdot 9,81}{4} = 7\,357,50$$

$$F_G = 7\,358\,N$$

Kde $F_G = [N]$ je čtvrtina tíhové síly automobilu, $m = 3000\,kg$ je nosnost zvedáku, $g = 9,81\,m \cdot s^{-2}$ je tíhové zrychlení.

Po rozdělení síly F_G v poměru 2:3 vyjde síla $F_1 = 4\,415\,N$ a síla $F_2 = 2\,943\,N$ pro případ A, kdy je těžší náprava automobilu na levé straně zvedáku. Pro případ B, kdy automobil stojí na zvedáku opačně, jsou hodnoty sil naopak.

UVOLNĚNÍ A VÝPOČET REAKČNÍCH SIL NA NABÍRACÍM ZAŘÍZENÍ



Obr. 9 Uvolnění nabíracího zařízení

$$\sum F_x = 0: F_{Ax} = 0 \tag{3}$$

$$\sum F_y = 0: -F_1 + F_{Ay} + F_{By} - F_2 = 0 \tag{4}$$

$$\sum M_{ZA} = 0: F_1 \cdot l_1 + F_{By} \cdot l_{AB} - F_2 \cdot (l_{AB} + l_2) = 0 \quad (5)$$

Z rovnic (4) a (5) se vyjádří síly F_{Ay} a F_{By} :

$$F_{By} = \frac{-F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot (l_{AB} + l_2)}{l_{AB}} \quad (6)$$

$$F_{Ay} = F_1 - F_{By} + F_2 \quad (7)$$

Pro výpočet reakčních sil je potřeba definovat další dva způsoby provozu 1 a 2 a to pro horní a spodní polohu zvedáku. V kombinaci se dvěma způsoby zatížení lze dosáhnout čtyř zatěžovacích módů a to 1A, 1B, 2A a 2B, pro které je nutné provést statickou kontrolu mechanismu a vybrat mód, který je nekritičtější. Přehled veličin, které se mění s jednotlivými módy je v tabulce 1:

Tabulka 1 Rozměry a zatěžující síly pro jednotlivé zatěžující módy

	1A	1B	2A	2B
F_1 [N]	4 415	2 943	4 415	2 943
F_2 [N]	2 943	4 415	2 943	4 415
l_2 [mm]	683	683	373	373
l_{AB} [mm]	1 287	1 287	1 597	1 597
l_5 [mm]	1 455	1 455	865	865
α [°]	36,2	36,2	3,1	3,1
β [°]	63,3	63,3	8,5	8,5

Ostatní veličiny jsou konstantní a jejich hodnoty jsou:

$$l = 1\,600 \text{ mm}$$

$$l_1 = 530 \text{ mm}$$

$$l_{CE} = 200 \text{ mm}$$

Po dosazení výše uvedených hodnot do rovnic pro výpočet reakčních sil v nabíracím zařízení (6,7) lze dostat následující hodnoty sil v bodě A a B pro jednotlivé zatěžovací módy:

Tabulka 2 Reakční síly pro jednotlivé zatěžující módy

	1A	1B	2A	2B
F_{Ay} [N]	4 671	1 812	5 192	2 889
F_{By} [N]	2 687	5 545	2 165	4 469

2.3 UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH PRUTŮ MECHANISMU

Jednotlivá tělesa nůžkového mechanismu jsou uvolněna na obrázcích 10 až 14 a popsána rovnicemi statické rovnováhy.

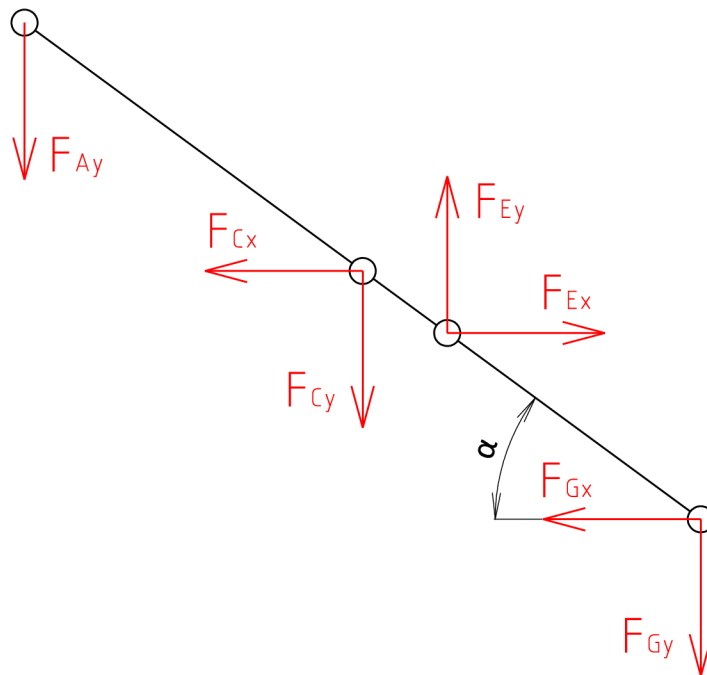
2.3.1 TĚLESO 1

$$\sum F_x = 0: -F_{Cx} + F_{Ex} - F_{Gx} = 0 \quad (8)$$

$$\sum F_y = 0: -F_{Ay} - F_{Cy} - F_{Ey} - F_{Gy} = 0 \quad (9)$$

$$\sum M_{zC} = 0: F_{Ay} \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha + F_{Ex} \cdot l_{CE} \cdot \sin \alpha + F_{Ey} \cdot l_{CE} \cdot \cos \alpha - F_{Gx} \cdot \frac{l}{2} \cdot \sin \alpha - F_{Gy} \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (10)$$

Kde F_{Ay} je síla působící v bodě A, F_{Cx} a F_{Cy} jsou síly působící v bodě C, F_{Ex} a F_{Ey} jsou síly působící v bodě E a F_{Gx} a F_{Gy} jsou síly působící v bodě G.



Obr. 10 Uvolnění tělesa 1

2.3.2 TĚLESO 2

$$\sum F_x = 0: F_{Cx} - F_{Dx} = 0 \quad (11)$$

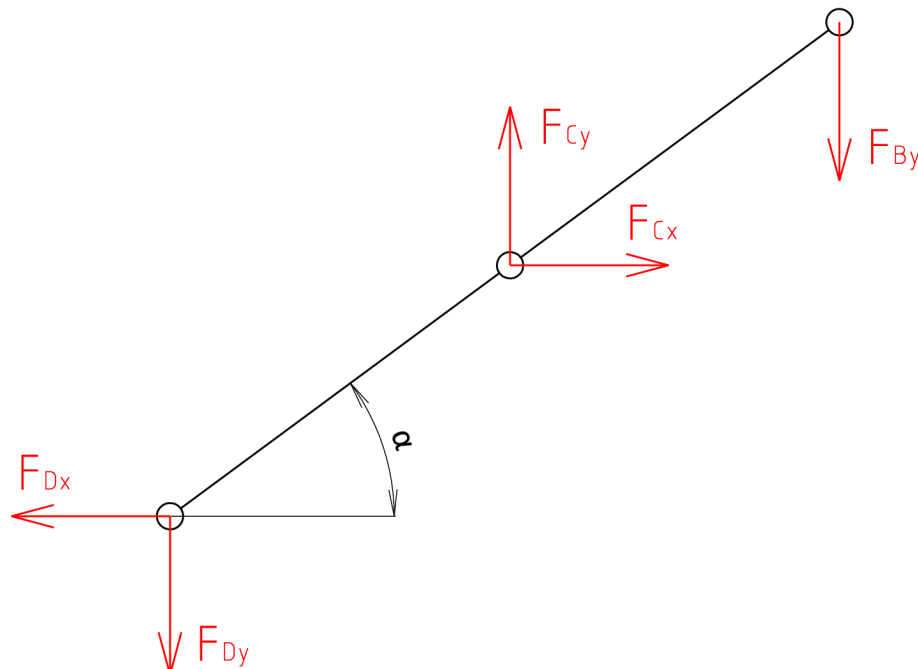
$$\sum F_y = 0: -F_{By} + F_{Cy} - F_{Dy} = 0 \quad (12)$$

$$\sum M_{zC} = 0: -F_{By} \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha - F_{Dx} \cdot \frac{l}{2} \cdot \sin \alpha + F_{Dy} \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (13)$$

Kde F_{By} je síla působící v bodě B a F_{Dx} a F_{Dy} jsou síly působící v bodě D .

Momentovou rovnicí (13) lze upravit do tvaru:

$$-F_{By} \cdot \cos \alpha - F_{Dx} \cdot \sin \alpha + F_{Dy} \cdot \cos \alpha = 0$$



Obr. 11 Uvolnění tělesa 2

2.3.3 TĚLESO 3

$$\sum F_x = 0: F_{Dx} - F_{Hx} = 0 \quad (14)$$

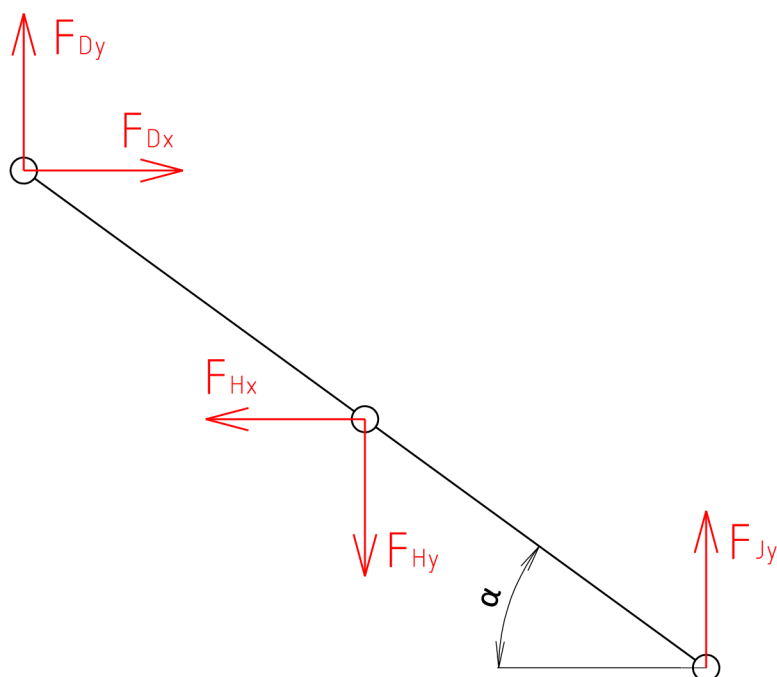
$$\sum F_y = 0: F_{Dy} + F_{Hy} + F_{Jy} = 0 \quad (15)$$

$$\sum M_{zH} = 0: -F_{Dx} \cdot \frac{l}{2} \cdot \sin \alpha - F_{Dy} \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha + F_{Jy} \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (16)$$

Kde F_{Jy} je síla působící v bodě J

Momentovou rovnicí (16) lze upravit do tvaru:

$$-F_{Dx} \cdot \sin \alpha - F_{Dy} \cdot \cos \alpha + F_{Jy} \cdot \cos \alpha = 0$$



Obr. 12 Uvolnění tělesa 3

2.3.4 TĚLESO 4

$$\sum F_x = 0: F_{Gx} + F_{Hx} - F_{Ix} = 0 \quad (17)$$

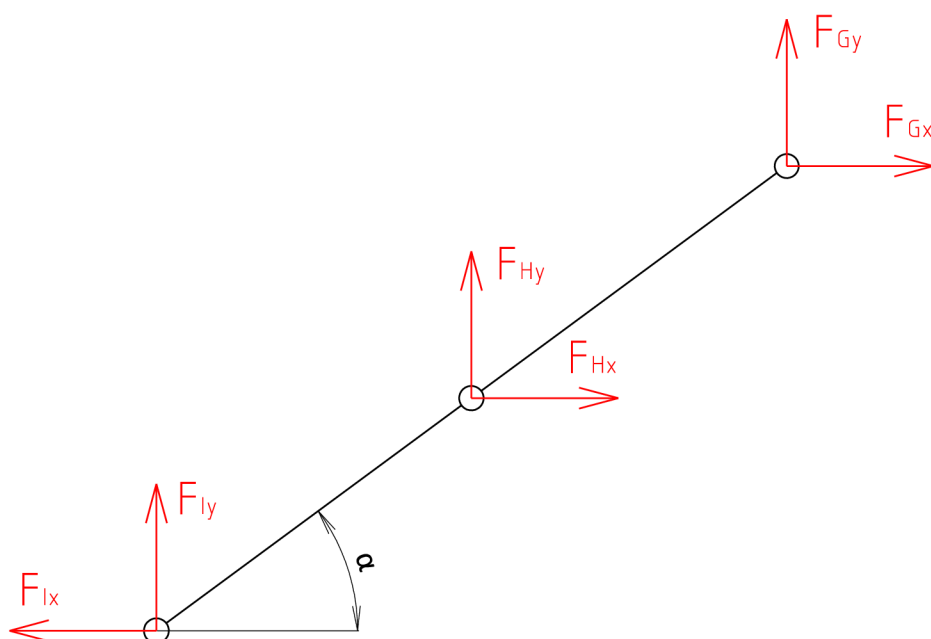
$$\sum F_y = 0: F_{Gy} + F_{Hy} + F_{Iy} = 0 \quad (18)$$

$$\sum M_{zH} = 0: -F_{Gx} \cdot \frac{l}{2} \cdot \sin \alpha + F_{Gy} \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha - F_{Ix} \cdot \frac{l}{2} \cdot \sin \alpha - F_{Iy} \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (19)$$

Kde F_{Ix} a F_{Iy} jsou síly působící v bodě I.

Momentovou rovnicí (19) lze upravit do tvaru:

$$-F_{Gx} \cdot \sin \alpha + F_{Gy} \cdot \cos \alpha - F_{Ix} \cdot \sin \alpha - F_{Iy} \cdot \cos \alpha = 0$$



Obr. 13 Uvolnění tělesa 4

2.3.5 TĚLESO 5

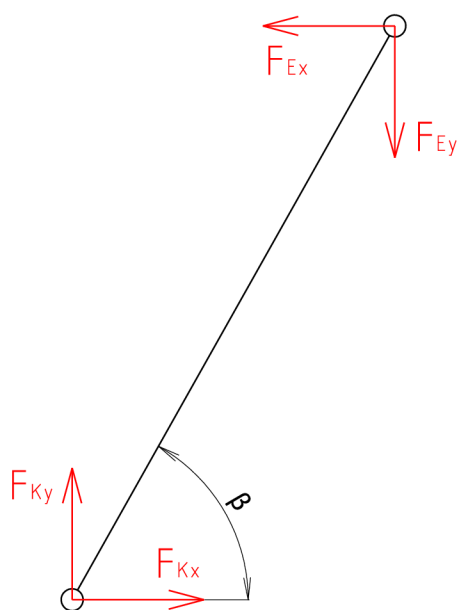
$$\sum F_x = 0: -F_{Ex} + F_{Kx} = 0 \quad (20)$$

$$\sum F_y = 0: -F_{Ey} + F_{Ky} = 0 \quad (21)$$

$$\sum M_{zK} = 0: F_{Ex} \cdot l_p \cdot \sin \beta - F_{Ey} \cdot l_p \cdot \cos \beta = 0 \quad (22)$$

Momentovou rovnicí (22) lze upravit do tvaru:

$$F_{Ex} \cdot \sin \beta - F_{Ey} \cdot \cos \beta = 0$$



Obr. 14 Uvolnění tělesa 5

2.4 STATICKÝ ROZBOR

NEZNÁMÉ PARAMETRY:

$$NP = \{F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Ex}, F_{Ey}, F_{Gx}, F_{Gy}, F_{Hx}, F_{Hy}, F_{Ix}, F_{Iy}, F_{Jy}, F_{Kx}, F_{Ky}\}$$

$$\mu = 15$$

POČET POUŽITELNÝCH PODMÍNEK STATICKÉ ROVNOVÁHY:

$$\nu = 15$$

NUTNÁ PODMÍNKA STATICKÉ ROVNOVÁHY:

$$\mu_M + \mu_R \leq \nu_M$$

$$0 + 0 \leq 5$$

Ověřením těchto podmínek je potvrzena řešitelnost soustavy rovnic.

2.5 ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC

Pro řešení soustavy rovnic o patnácti neznámých byl použit maticový výpočet. Matice A je čtvercová matice o rozměrech 17×17 . Kromě patnácti rovnic jejichž řešení hledáme, v ní jsou zdefinované již vypočítané síly F_{Ay} a F_{By} . Sloupcová matice x obsahuje jednotlivé hledané síly a matice b představuje pravou stranu rovnic.

$$x = A^{-1} \times b \tag{23}$$

$$x = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_{CE} \cdot \sin \alpha & l_{CE} \cdot \cos \alpha & \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\cos \alpha & 0 & 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \alpha & -\cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos \alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 & 0 & -\sin \alpha & -\cos \alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \beta & -\cos \beta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{Ay} \\ F_{By} \\ F_{Cx} \\ F_{Cy} \\ F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ F_{Ex} \\ F_{Ey} \\ F_{Gx} \\ F_{Gy} \\ F_{Hx} \\ F_{Hy} \\ F_{Ix} \\ F_{Iy} \\ F_{Jy} \\ F_{Kx} \\ F_{Ky} \end{bmatrix}$$

Číselné hodnoty výsledků soustavy rovnic pro všechny zatěžovací módy jsou:

Tabulka 3 Výsledky maticového výpočtu [N]

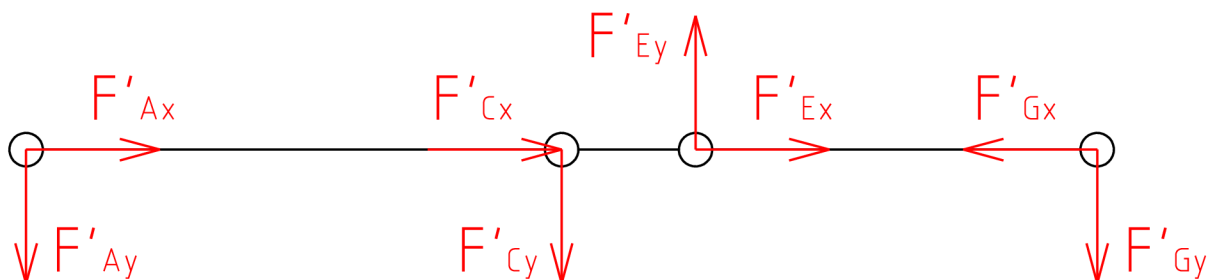
	1A	1B	2A	2B
F_{Ay}	4 671	1 812	5 192	2 889
F_{By}	2 687	5 545	2 165	4 469
F_{Cx}	-1 044	-1 044	-14 990	-14 990
F_{Cy}	4 610	10 327	3 519	8 126
F_{Dx}	-1 044	-1 044	-14 990	-14 990
F_{Dy}	1 923	4 781	1 354	3 657
F_{Ex}	6 464	6 464	85 729	85 729
F_{Ey}	12 852	12 852	12 812	12 812
F_{Gx}	7 508	7 508	100 719	100 719
F_{Gy}	3 572	713	4 101	1 798
F_{Hx}	-1 044	-1 044	-14 990	-14 990
F_{Hy}	3 082	8 799	1 895	6 502
F_{Ix}	6 464	6 464	85 729	85 729
F_{Iy}	-6 654	-9 512	-5 996	-8 300
F_{Jy}	1 159	4 018	542	2 845
F_{Kx}	6 464	6 464	85 729	85 729
F_{Ky}	12 852	12 852	12 812	12 812

Z výsledků maticového výpočtu můžeme konstatovat, že největší síly jsou v dolní poloze zvedáku v zatěžovacím módu 2B.

3 PRŮBĚHY VNITŘNÍCH SIL

Na obrázcích 15 až 23 jsou znázorněny síly působící v lokálních souřadnicových systémech jednotlivých těles a následně vykresleny výsledné vnitřní účinky (VVÚ). Šipky na obrázcích znázorňují kladný směr transformovaných sil.

3.1 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY TĚLESA 1



Obr. 15 Transformace sil do lokálního souřadnicového systému tělesa 1

Výpočet síly F'_{Ax} , která je průmět síly působící v bodě A do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Ax} = F_{Ay} \cdot \sin \alpha \quad (24)$$

$$F'_{Ax} = 2\,888,64 \cdot \sin 3,1^\circ = 156,21$$

$$F'_{Ax} = 156\text{ N}$$

Výpočet síly F'_{Ay} , která je průmět síly působící v bodě A do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Ay} = -F_{Ay} \cdot \cos \alpha \quad (25)$$

$$F'_{Ay} = -2\,888,64 \cdot \cos 3,1^\circ = -2\,884,41$$

$$F'_{Ay} = -2\,884\text{ N}$$

Výpočet síly F'_{Cx} , která je průmět síly působící v bodě C do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Cx} = -F_{Cx} \cdot \cos \alpha + F_{Cy} \cdot \sin \alpha \quad (26)$$

$$F'_{Cx} = -14\,990,01 \cdot \cos 3,1^\circ + 8\,125,90 \cdot \sin 3,1^\circ = 15\,407,52$$

$$F'_{Cx} = -15\,408\text{ N}$$

Výpočet síly F'_{Cy} , která je průmět síly působící v bodě C do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Cy} = -F_{Cx} \cdot \sin \alpha - F_{Cy} \cdot \cos \alpha \quad (27)$$

$$F'_{Cy} = -(-14\,990,01) \cdot \sin 3,1^\circ - 8\,125,90 \cdot \cos 3,1^\circ = -7\,303,36$$

$$F'_{Cy} = -7\,303\,N$$

Výpočet síly F'_{Ex} , která je průmět síly působící v bodě E do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Ex} = F_{Ex} \cdot \cos \alpha - F_{Ey} \cdot \sin \alpha \quad (28)$$

$$F'_{Ex} = 85\,728,60 \cdot \cos 3,1^\circ - 12\,812,22 \cdot \sin 3,1^\circ = 84\,912,28$$

$$F'_{Ex} = 84\,912\,N$$

Výpočet síly F'_{Ey} , která je průmět síly působící v bodě E do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Ey} = F_{Ex} \cdot \sin \alpha + F_{Ey} \cdot \cos \alpha \quad (29)$$

$$F'_{Ey} = 85\,728,60 \cdot \sin 3,1^\circ + 12\,812,22 \cdot \cos 3,1^\circ = 17\,429,58$$

$$F'_{Ey} = 17\,430\,N$$

Výpočet síly F'_{Gx} , která je průmět síly působící v bodě G do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Gx} = -F_{Gx} \cdot \cos \alpha + F_{Gy} \cdot \sin \alpha \quad (30)$$

$$F'_{Gx} = -100\,718,61 \cdot \cos 3,1^\circ + 1\,797,69 \cdot \sin 3,1^\circ = -100\,474,01$$

$$F'_{Gx} = -100\,474\,N$$

Výpočet síly F'_{Gy} , která je průmět síly působící v bodě G do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Gy} = -F_{Gx} \cdot \sin \alpha - F_{Gy} \cdot \cos \alpha \quad (31)$$

$$F'_{Gy} = -100\,718,61 \cdot \sin 3,1^\circ - 1\,797,69 \cdot \cos 3,1^\circ = -7\,241,80$$

$$F'_{Gy} = -7\,242\,N$$

Výpočet ohybového momentu v bodě C M'_{zC} na tělese 1.

$$M'_{zC} = F'_{Ay} \cdot \frac{l}{2} \quad (32)$$

$$M'_{zC} = -2\,884,41 \cdot \frac{1,6}{2} = -2\,307,53$$

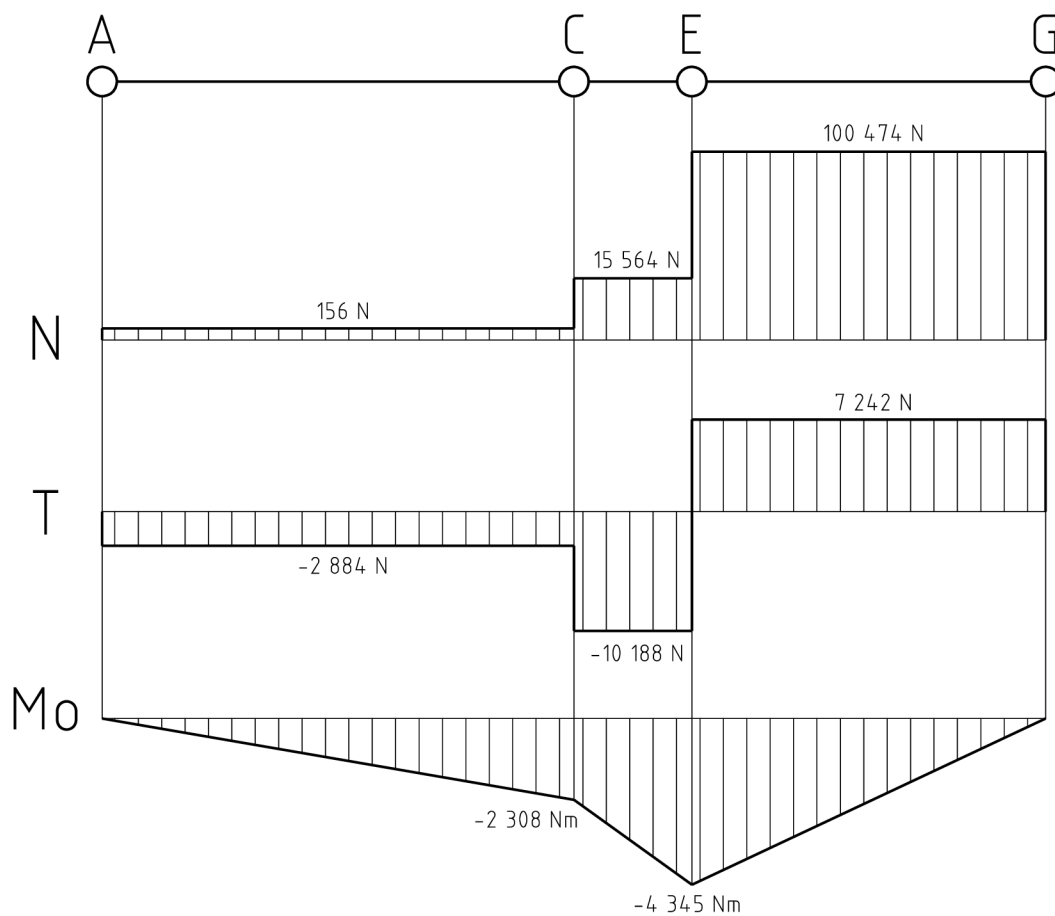
$$M'_{zC} = -2308 \text{ Nm}$$

Výpočet ohybového momentu v bodě E M'_{zE} na tělese 1.

$$M'_{zE} = F'_{Gy} \cdot \left(\frac{l}{2} - l_{CE} \right) \quad (33)$$

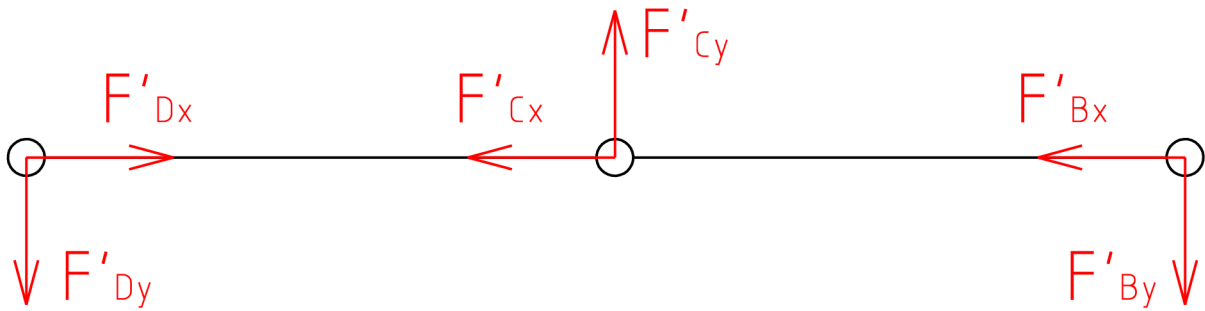
$$M'_{zE} = -7\,241,80 \cdot \left(\frac{1,6}{2} - 0,2 \right) = -4\,345,08$$

$$M'_{zE} = -4\,345 \text{ Nm}$$



Obr. 16 VVÚ tělesa 1

3.2 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY TĚLESA 2



Obr. 17 Transformace sil do lokálního souřadnicového systému tělesa 2

Výpočet síly F'_{Bx} , která je průmět síly působící v bodě B do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Bx} = -F_{By} \cdot \sin \alpha \quad (34)$$

$$F'_{Bx} = -4\,468,86 \cdot \sin 3,1^\circ = -241,67$$

$$F'_{Bx} = -242 \text{ N}$$

Výpočet síly F'_{By} , která je průmět síly působící v bodě B do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{By} = -F_{By} \cdot \cos \alpha \quad (35)$$

$$F'_{By} = -4\,468,86 \cdot \cos 3,1^\circ = -4\,462,32$$

$$F'_{By} = -4\,462 \text{ N}$$

Výpočet síly F'_{Cx} , která je průmět síly působící v bodě C do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Cx} = F_{Cx} \cdot \cos \alpha + F_{Cy} \cdot \sin \alpha \quad (36)$$

$$F'_{Cx} = 14\,990,01 \cdot \cos 3,1^\circ + 8\,125,90 \cdot \sin 3,1^\circ = -14\,528,64$$

$$F'_{Cx} = -14\,529 \text{ N}$$

Výpočet síly F'_{Cy} , která je průmět síly působící v bodě C do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Cy} = -F_{Cx} \cdot \sin \alpha + F_{Cy} \cdot \cos \alpha \quad (37)$$

$$F'_{Cy} = -14\,990,01 \cdot \sin 3,1^\circ + 8\,125,90 \cdot \cos 3,1^\circ = 8\,924,65$$

$$F'_{Cy} = 8\,925\text{ N}$$

Výpočet síly F'_{Dx} , která je průmět síly působící v bodě D do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Dx} = -F_{Dx} \cdot \cos \alpha - F_{Dy} \cdot \sin \alpha \quad (38)$$

$$F'_{Dx} = -(-14\,990,01) \cdot \cos 3,1^\circ - 3\,657,03 \cdot \sin 3,1^\circ = 14\,770,31$$

$$F'_{Dx} = 14\,770\text{ N}$$

Výpočet síly F'_{Dy} , která je průmět síly působící v bodě D do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Dy} = F_{Dx} \cdot \sin \alpha - F_{Dy} \cdot \cos \alpha \quad (39)$$

$$F'_{Dy} = -14\,990,01 \cdot \sin 3,1^\circ - 3\,657,03 \cdot \cos 3,1^\circ = -4\,462,32 \quad (40)$$

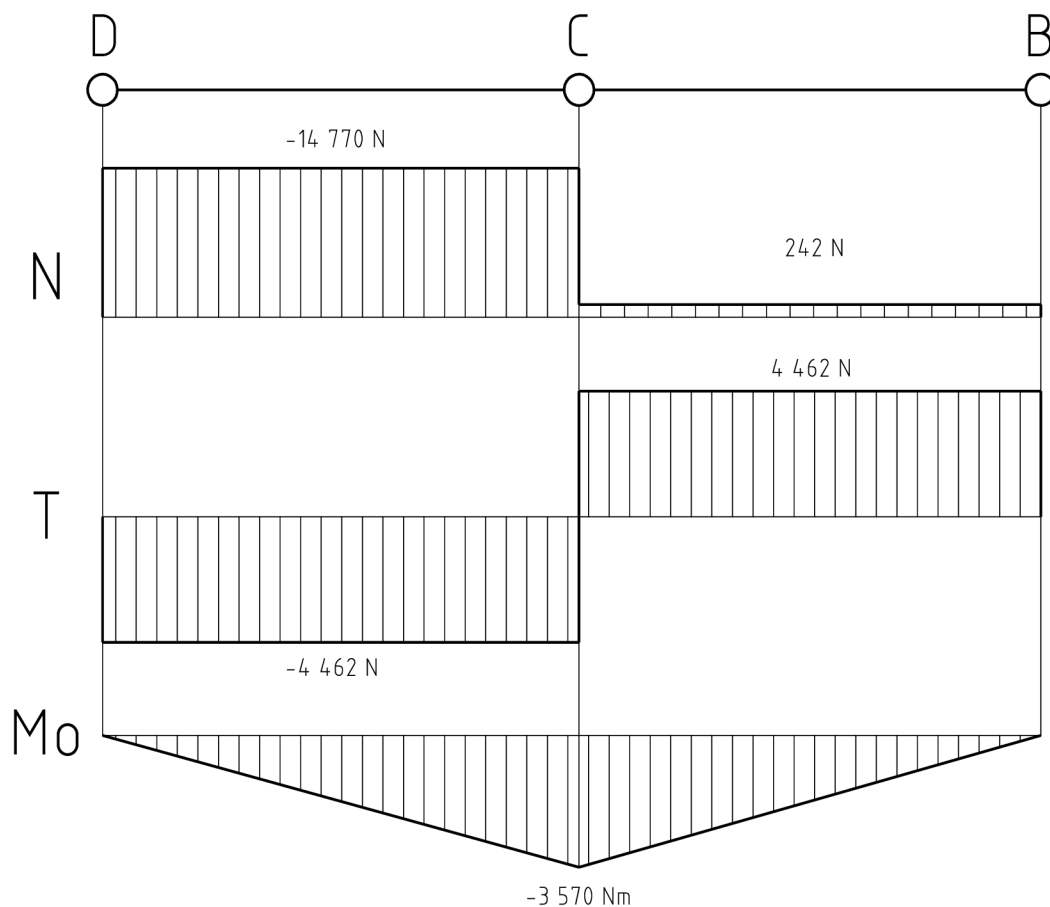
$$F'_{Dy} = -4\,462\text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v bodě C M'_{zC} na tělese 2.

$$M'_{zC} = F'_{By} \cdot \frac{l}{2} \quad (41)$$

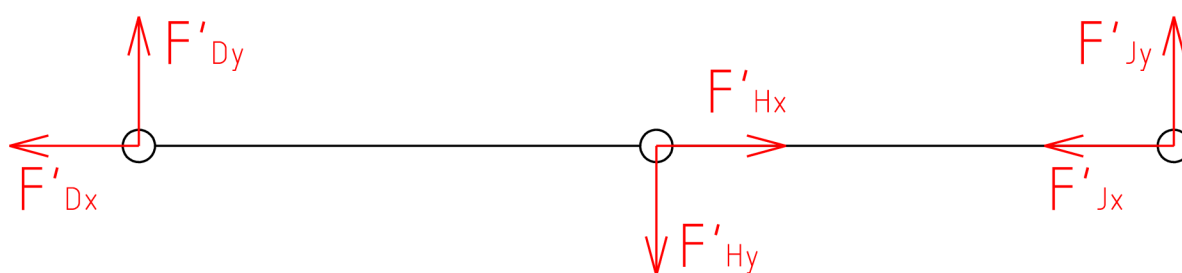
$$M'_{zC} = -4\,462,32 \cdot \frac{1,6}{2} = 3\,569,86$$

$$M'_{zC} = -3\,570\text{ Nm}$$



Obr. 18 VVÚ tělesa 2

3.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY TĚLESA 3



Obr. 19 Transformace sil do lokálního souřadnicového systému tělesa 3

Výpočet síly F'_{Dx} , která je průmět síly působící v bodě D do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Dx} = F_{Dx} \cdot \cos \alpha - F_{Dy} \cdot \sin \alpha \quad (42)$$

$$F'_{Dx} = -14\,990,01 \cdot \cos 3,1^\circ - 3\,657,03 \cdot \sin 3,1^\circ = -15\,165,84$$

$$F'_{Dx} = -15\,166 \text{ N}$$

Výpočet síly F'_{Dy} , která je průmět síly působící v bodě D do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Dy} = F_{Dx} \cdot \sin \alpha + F_{Dy} \cdot \cos \alpha \quad (43)$$

$$F'_{Dy} = -14\,990,01 \cdot \sin 3,1^\circ + 3\,657,03 \cdot \cos 3,1^\circ = 2\,841,04$$

$$F'_{Dy} = 2\,841\, N$$

Výpočet síly F'_{Hx} , která je průmět síly působící v bodě H do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Hx} = -F_{Hx} \cdot \cos \alpha + F_{Hy} \cdot \sin \alpha \quad (44)$$

$$F'_{Hx} = -(-14\,990,01) \cdot \cos 3,1^\circ + 6\,502,24 \cdot \sin 3,1^\circ = 15\,319,71$$

$$F'_{Hx} = 15\,320\, N$$

Výpočet síly F'_{Hy} , která je průmět síly působící v bodě H do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Hy} = -F_{Hx} \cdot \sin \alpha - F_{Hy} \cdot \cos \alpha \quad (45)$$

$$F'_{Hy} = -(-14\,990,01) \cdot \sin 3,1^\circ - 6\,502,24 \cdot \cos 3,1^\circ = -5\,682,08$$

$$F'_{Hy} = -5\,682,08\, N$$

Výpočet síly F'_{Jx} , která je průmět síly působící v bodě J do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Jx} = -F_{Jy} \cdot \sin \alpha \quad (48)$$

$$F'_{Jx} = -2\,845,20 \cdot \sin 3,1^\circ = -153,87$$

$$F'_{Jx} = -154\, N$$

Výpočet síly F'_{Jy} , která je průmět síly působící v bodě J do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Jy} = F_{Jy} \cdot \cos \alpha \quad (49)$$

$$F'_{Jy} = 2\,845,20 \cdot \cos 3,1^\circ = 2\,841,04$$

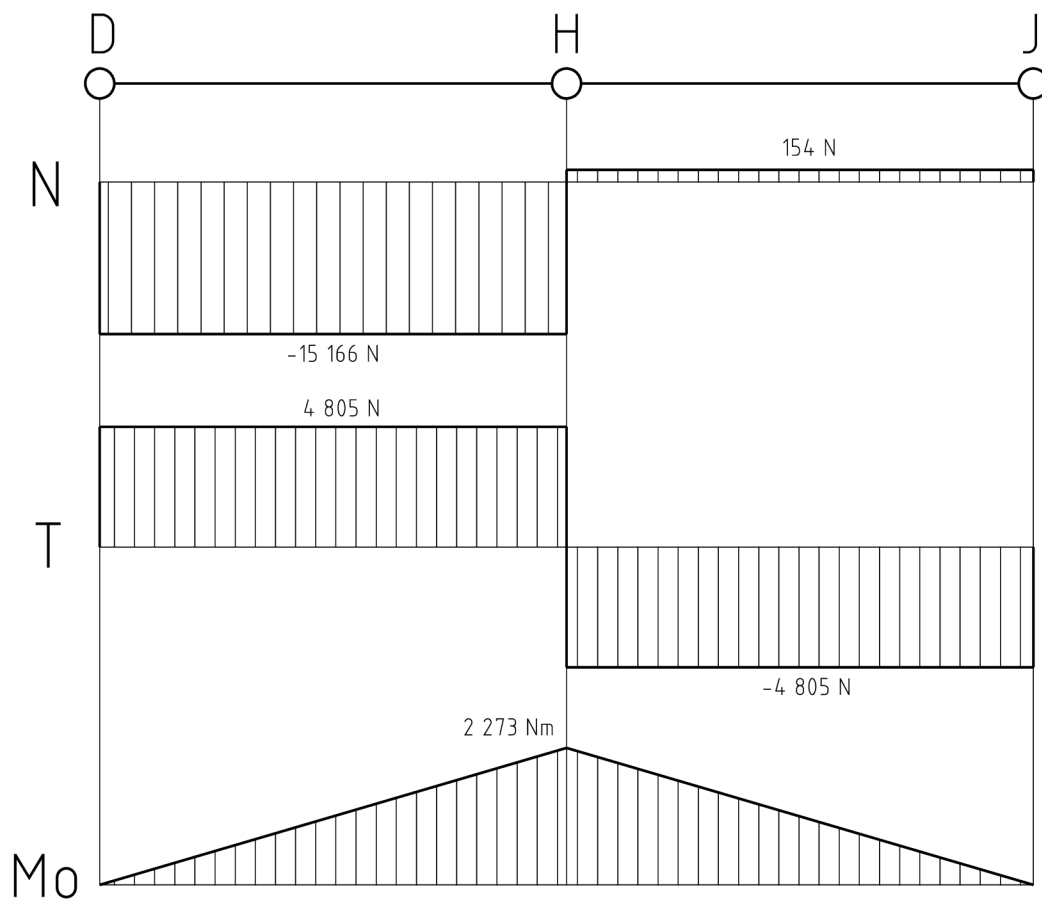
$$F'_{Jy} = 2\,841\, N$$

Výpočet ohybového momentu v bodě H M'_{zH} na tělese 3.

$$M'_{zH} = F'_{Dy} \cdot \frac{l}{2} \quad (50)$$

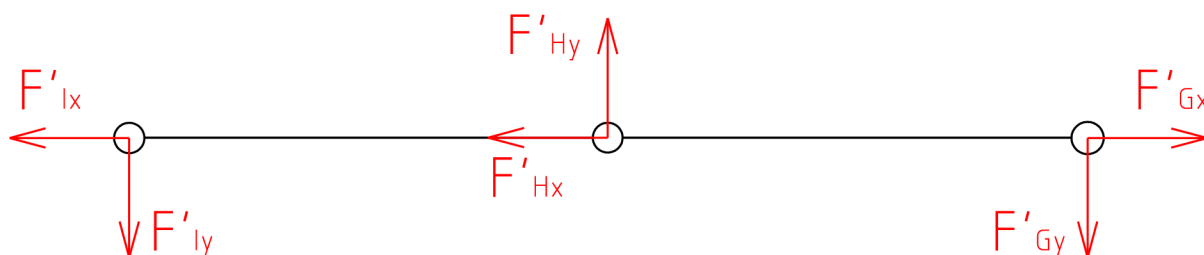
$$M'_{zH} = 2\,841,04 \cdot \frac{1,6}{2} = 2\,272,83$$

$$M'_{zH} = 2\,273 \text{ Nm}$$



Obr. 20 VVÚ tělesa 3

3.4 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY TĚLESA 4



Obr. 21 Transformace sil do lokálního souřadnicového systému tělesa 4

Výpočet síly F'_{Gx} , která je průmět síly působící v bodě G do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Gx} = F_{Gx} \cdot \cos \alpha + F_{Gy} \cdot \sin \alpha \quad (51)$$

$$F'_{Gx} = 100\,718,61 \cdot \cos 3,1^\circ + 1\,797,69 \cdot \sin 3,1^\circ = 100\,668,44$$

$$F'_{Gx} = 100\,668\,N$$

Výpočet síly F'_{Gy} , která je průmět síly působící v bodě G do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Gy} = -F_{Gx} \cdot \sin \alpha + F_{Gy} \cdot \cos \alpha \quad (52)$$

$$F'_{Gy} = -100\,718,61 \cdot \sin 3,1^\circ + 1\,797,69 \cdot \cos 3,1^\circ = -3\,651,68$$

$$F'_{Gy} = -3\,652\,N$$

Výpočet síly F'_{Hx} , která je průmět síly působící v bodě H do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Hx} = F_{Hx} \cdot \cos \alpha + F_{Hy} \cdot \sin \alpha \quad (53)$$

$$F'_{Hx} = -14\,990,01 \cdot \cos 3,1^\circ + 6502,24 \cdot \sin 3,1^\circ = -14\,616,44$$

$$F'_{Hx} = -14\,616\,N$$

Výpočet síly F'_{Hy} , která je průmět síly působící v bodě H do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Hy} = -F_{Hx} \cdot \cos \alpha + F_{Hy} \cdot \sin \alpha \quad (54)$$

$$F'_{Hy} = -(-14\,990,01) \cdot \cos 3,1^\circ + 6502,24 \cdot \sin 3,1^\circ = 7\,303,36$$

$$F'_{Hy} = 7\,303\,N$$

Výpočet síly F'_{Ix} , která je průmět síly působící v bodě I do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Ix} = -F_{Ix} \cdot \cos \alpha + F_{Iy} \cdot \sin \alpha \quad (58)$$

$$F'_{Ix} = -85\,728,60 \cdot \cos 3,1^\circ + (-8\,299,93) \cdot \sin 3,1^\circ = -86\,052,00$$

$$F'_{Ix} = -86\,052\,N$$

Výpočet síly F'_{Iy} , která je průmět síly působící v bodě I do lokálního souřadnicového systému.

$$F'_{Iy} = F_{Ix} \cdot \sin \alpha + F_{Iy} \cdot \cos \alpha \quad (59)$$

$$F'_{Iy} = 85\,728,60 \cdot \sin 3,1^\circ + (-8\,299,93) \cdot \cos 3,1^\circ = -3\,651,68$$

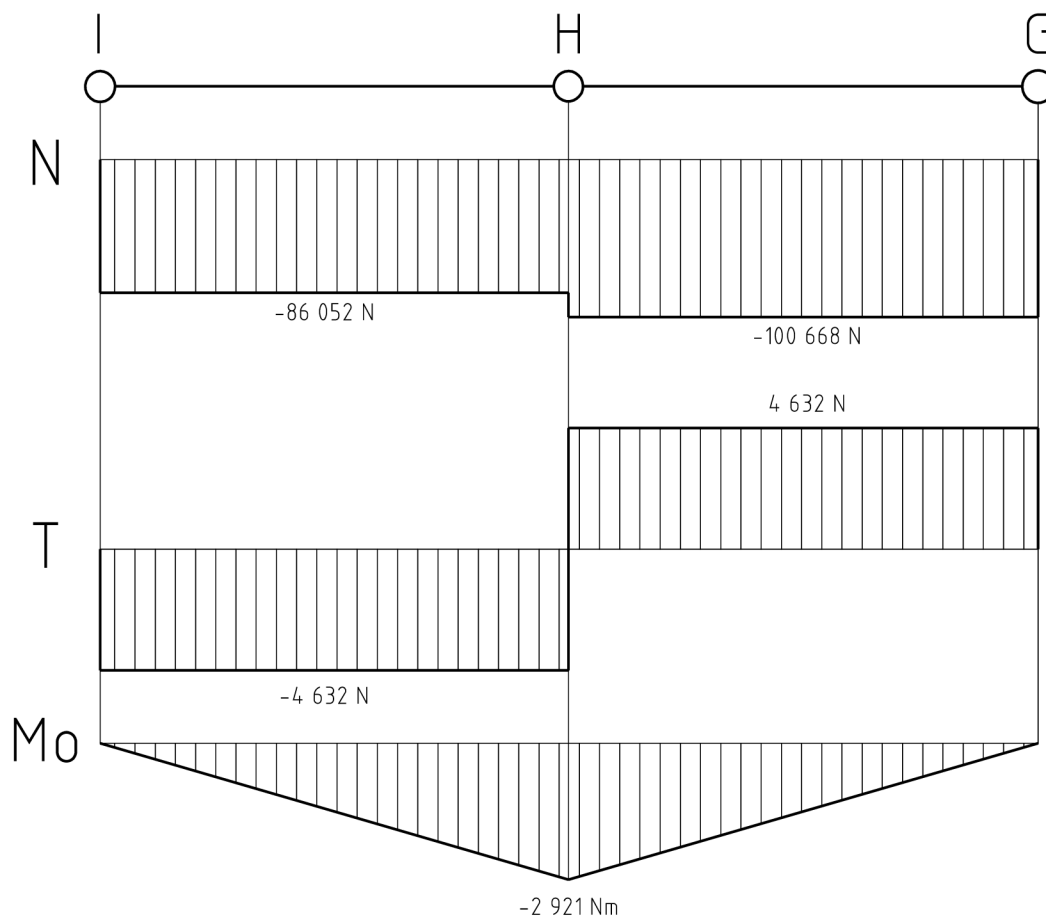
$$F'_{Iy} = -3\,652\,N$$

Výpočet ohybového momentu v bodě H M'_{zH} na tělese 4.

$$M'_{zH} = F'_{Iy} \cdot \frac{l}{2} \quad (60)$$

$$M'_{zH} = -3\,651,68 \cdot \frac{1,6}{2} = -2\,921,35$$

$$M'_{zH} = -2\,921\,Nm$$



Obr. 22 VVÚ tělesa 4

3.5 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY TĚLESA 5

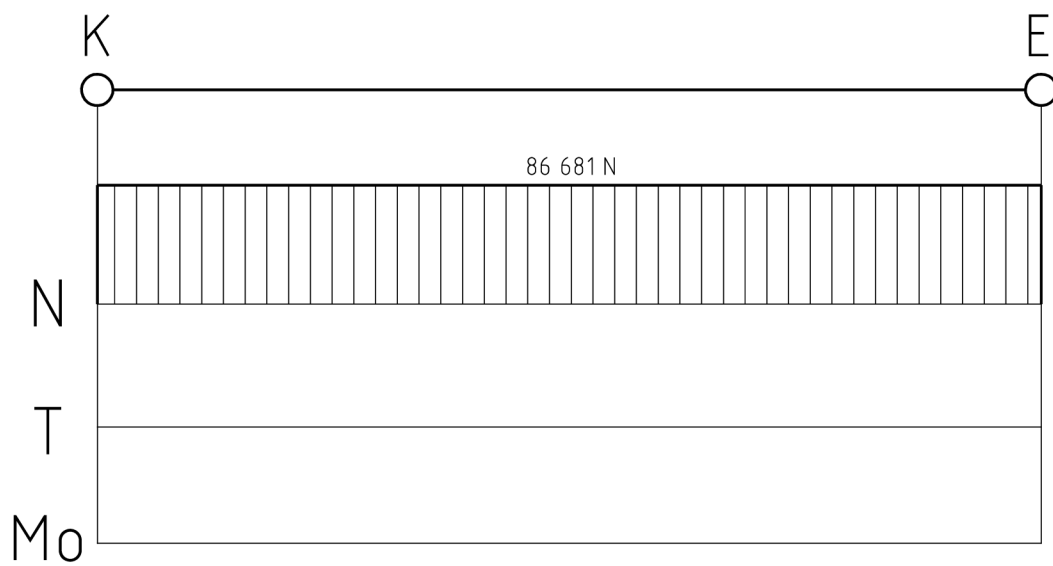
Toto těleso představuje lineární hydromotor, který je zatížen pouze normálovou silou, proto není nutné provádět transformaci sil do lokálního souřadnicového systému. Jedinou existující složku VVÚ lze vypočítat jako:

$$F_E = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} \quad (61)$$

$$F_E = \sqrt{85\,728,60^2 + 12\,812,22^2} = 86\,680,71$$

$$F_E = 86\,681\text{ N}$$

Kde F_{Ex} a F_{Ey} jsou výsledné síly z maticového výpočtu (Tabulka 3).



Obr. 23 VVÚ tělesa 5

4 NÁVRH PRŮŘEZU NOSNÍKŮ

Pro výrobu nosníků je zvolena plochá ocel obdélníkového průřezu z materiálu 11 523 (S355J0). Jedná se o běžně dostupnou konstrukční ocel se zaručenou svařitelností. Dle tabulky A.2 v normě ČSN EN 1493 [7] je dovolené napětí tohoto materiálu $\sigma_a = 237$ MPa.

Nejvíce namáhané místo je na tělese 1 v bodě E , kde působí ohybový moment $M_{max} = M'_{zE} = 4\,345$ Nm a normálové zatížení $F_{max} = F'_{Gx} = 100\,474$ N. Na tělese 4 může být pozorována mírně vyšší normálová síla, ale v kombinaci s nižším ohybovým momentem netvoří tak nebezpečné místo. Kontrola průřezu proto proběhne na prvním tělese.

NAPĚTÍ V OHYBU

$$W_o = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (62)$$

$$W_o = \frac{25 \cdot 90^2}{6} = 33\,750$$

$$W_o = 33\,750 \text{ mm}^3$$

Kde: $W_o = [\text{mm}^3]$ je průřezový modul v ohybu [8], $b = 25$ mm je šířka průřezu, $h = 90$ mm výška průřezu.

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_o} \quad (63)$$

$$\sigma_o = \frac{4\,345\,082}{33\,750} = 128,74$$

$$\sigma_o = 128,7 \text{ MPa}$$

Kde $\sigma_o = [\text{MPa}]$ je ohybové napětí v kritickém místě nosníku, $M_{max} = 4\,345$ Nm je ohybový moment v kritickém místě nosníků.

NAPĚTÍ V TAHU

$$\sigma_n = \frac{F_{max}}{S} = \frac{F_{max}}{b \cdot h} \quad (64)$$

$$\sigma_n = \frac{100\,474,01}{25 \cdot 90} = 44,66$$

$$\sigma_n = 44,7 \text{ MPa}$$

Kde $\sigma_n = [\text{MPa}]$ je normálové napětí v kritickém místě nosníku, $F_{max} = 100$ kN je normálová síla v kritickém místě nosníku, $S = [\text{mm}^2]$ je obsah průřezu profilu.

CELKOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma = \sigma_o + \sigma_n \quad (65)$$

$$\sigma = 128,74 + 44,66 = 173,40$$

$$\sigma = 173,4 \text{ MPa}$$

Kde σ je celkové napětí v kritickém místě nosníku.

$$\sigma < \sigma_a \quad (66)$$

$$173,4 < 237$$

Skutečné napětí v průřezu je menší než dovolené napětí. Navržený průřez vyhovuje.

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPŮ

Pro čepy je opět zvolen materiál 11 523 s mezí kluzu $R_e = 355$ MPa, dovoleným napětím v tahu $\sigma_a = 237$ MPa a dovoleným napětím ve stříhu $\tau_a = 137$ MPa [7].

Dle [9] se dovolené napětí v otláčení určí jako $0,9R_e$. Po aplikaci bezpečnostního součinitele $s = 1,5$ [7], který je použit i při určení dalších kritických napětí, lze určit dovolené napětí v otláčení jako:

$$\sigma_d = \frac{0,9 \cdot R_e}{s} \quad (67)$$

$$\sigma_d = \frac{0,9 \cdot 355}{1,5}$$

Kde $\sigma_d = 237$ MPa je dovolené napětí v otláčení, $R_e = 355$ MPa je mez kluzu, $s = 1,5$ je bezpečnostní součinitel.

Pro hladký chod zvedáku a zamezení zadření čepů jsou ve všech kloubech použita kluzná pouzdra z PTFE a POM kompozitu. Jedná se o bezúdržbová, samomazná kluzná ložiska s velmi velkou radiální dynamickou únosností a to až 80 MPa pro PTFE a 120 MPa pro POM [10].

5.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA ČEPY

Pro pevnostní výpočet čepů je nutné znát sílu, která daný čep zatěžuje. Na většinu čepů působí dvě navzájem kolmé síly. Celková velikost síly zatěžující čep se proto vypočte jako např.:

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} \quad (68)$$

$$F_C = \sqrt{(-14\,990,01)^2 + 8125,90^2} = 17\,050,83$$

$$F_C = 17\,051\,N$$

Kde F_{Cx} a F_{Cy} jsou výsledné síly z maticového výpočtu (Tabulka 3).

Postup je obdobný pro všechny ostatní čepy a výsledky jsou zapsány do tabulky 4:

Tabulka 4 Zatížení čepů v módu 2B [N]

F_A	2 889	F_G	100 735
F_B	4 469	F_H	16 340
F_C	17 051	F_I	86 129
F_D	15 430	F_J	2 845
F_E	86 681	F_K	86 681

5.2 ROZDĚLENÍ ČEPŮ

Podle velikosti zatížení a funkce je možné čepy rozdělit do čtyř skupin a zredukovat tak počet potřebných výpočtů:

- Skupina 1: Čep C, D, H – Nižší zatížení do 18 kN.
- Skupina 2: Čep G, I – Nejvíce namáhané čepy.
- Skupina 3: Čep E, K – Čepy upevňující lineární hydromotor.
- Skupina 4: Čepy A, B, J – Kvůli malým zatížením pevnostní kontrola neproběhne.

U vybraných skupin čepů proběhne výpočet napětí ve stříhu a v tlaku v hodnotami uvedenými před samotnými výpočty.

5.2.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA 1. SKUPINY

Největší síla ze skupiny působí na čep C .

Průměr čepů: $d_1 = 25 \text{ mm}$

Délka pouzder: $a_1 = 30 \text{ mm}$

STŘIŽNÁ PLOCHA ČEPŮ

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (69)$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 490,87$$

$$S_1 = 490,87 \text{ mm}^2$$

NAPĚTÍ VE STŘIHU

$$\tau_1 = \frac{F_C}{S_1} \quad (70)$$

$$\tau_1 = \frac{17\,050,83}{490,87} = 34,74$$

$$\tau_1 = 34,7 \text{ MPa}$$

TLAKOVÉ NAPĚTÍ

$$p_1 = \frac{F_C}{d_1 \cdot a_1} \quad (71)$$

$$p_1 = \frac{17\,050,83}{25 \cdot 30} = 22,73$$

$$p_1 = 22,7 \text{ MPa}$$

Jako kluzné pouzdro je zvoleno PCM 252830 E. Z označení lze určit, že se jedná o ploché pouzdro bez příruby, z kompozitu a v metrických jednotkách. Číslice následně postupně udávají malý a velký průměr pouzdra a jeho délku. Písmeno E na konci je označení pro materiál PTFE.

5.2.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA 2. SKUPINY

Větší zatížení působí na čep G, pevnostní kontrola proto proběhne na něm.

Průměr čepů: $d_2 = 35 \text{ mm}$

Délka pouzder: $a_2 = 30 \text{ mm}$

STŘIŽNÁ PLOCHA ČEPŮ

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad (72)$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} = 962,11$$

$$S_2 = 962,11 \text{ mm}^2$$

NAPĚTÍ VE STŘIHU

$$\tau_2 = \frac{F_G}{S_2} \quad (73)$$

$$\tau_2 = \frac{100\,734,65}{962,11} = 104,70$$

$$\tau_2 = 104,7 \text{ MPa}$$

TLAKOVÉ NAPĚTÍ

$$p_2 = \frac{F_G}{d_2 \cdot a_2} \quad (74)$$

$$p_2 = \frac{100\,734,65}{35 \cdot 30} = 95,94$$

$$p_2 = 94,9 \text{ MPa}$$

Jako kluzné pouzdro je zvoleno PCM 353930 M, kde písmeno M označuje materiál POM.

5.2.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA 3. SKUPINY

Zde na oba čepy působí stejně velká síla. Rozměry pouzdra jsou dány vybraným lineárním hydromotorem, jehož volba je popsána v kapitole 6.

Průměr čepů: $d_3 = 35 \text{ mm}$

Délka pouzdra: $a_3 = 25 \text{ mm}$

STŘIŽNÁ PLOCHA ČEPŮ

$$S_3 = \frac{2 \cdot \pi \cdot d_3^2}{4} \quad (75)$$

$$S_3 = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} = 1\,924,23$$

$$S_3 = 1\,924,23 \text{ mm}^2$$

NAPĚTÍ VE STŘIHU

$$\tau_3 = \frac{F_K}{S_3} \quad (76)$$

$$\tau_3 = \frac{86\,680,71}{1\,924,23} = 45,05$$

$$\tau_3 = 45,1 \text{ MPa}$$

TLAKOVÉ NAPĚTÍ

$$p_3 = \frac{F_K}{d_3 \cdot a_3} \quad (77)$$

$$p_3 = \frac{86\,680,71}{35 \cdot 25} = 99,06$$

$$p_3 = 99,1 \text{ MPa}$$

Hydromotor má v upínacích okách již zabudované vlastní otočné uložení, proto stačí napětí v otláčení p_3 porovnat s dovoleným napětím materiálu čepu. I v tomto případě je výsledná hodnota vyhovující.

Napětí ve stříhu i otláčení jsou ve všech čepích nižší než nejvyšší dovolené. Navrhnuté čepy vyhovují.

6 NÁVRH LINEÁRNÍHO HYDROMOTORU

Hydromotor je uchycen v místě E a K a v dolní poloze musí vyvinout sílu $F_{hm} = 86\,681\text{ N}$. Tato síla je potřebná pro zvedání pouze jednoho nůžkového mechanismu, proto budou v jedné zvedací jednotce použity dva stejné hydromotory. Požadovaná rozteč upínacích ok v horní poloze je $1\,455\text{ mm}$.

Hydromotor je vybírán z katalogu firmy HYDRAULICS s.r.o. ze série ZH2 pracující při tlaku 20 MPa a maximálním tlaku 25 MPa .

Síla, kterou vyvolá lineární hydromotor se určí pomocí rovnice:

$$F_{hm} = p_{hm} \cdot S_{hm} \quad (78)$$

Kde $p_{hm} = 20\text{ MPa}$ je pracovní tlak hydromotoru, $S_{hm} = [\text{mm}^2]$ je plocha válce.

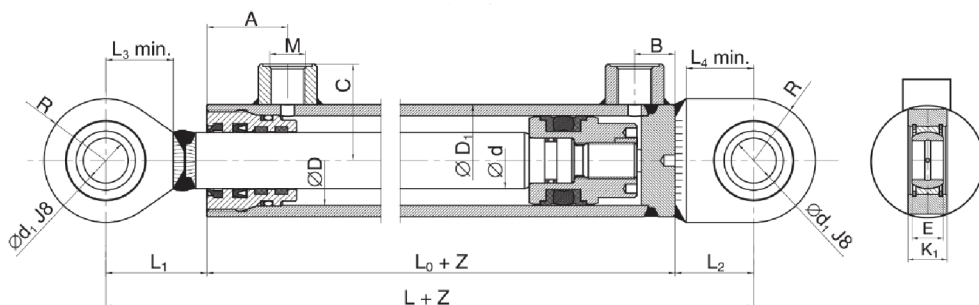
Z rovnice lze vyjádřit vztah pro určení minimálního potřebného průměru válce d_{min} :

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{hm}}{\pi \cdot p_{hm}}} \quad (79)$$

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 86\,681}{\pi \cdot 20}} = 74,29$$

$$d_{min} = 74,29\text{ mm}$$

Z katalogu je vybrán hydromotor ZH2-75/40x600-K s rozměry dle Obr. 24 a tabulky 5. Ačkoli je pro tento hydromotor s průměrem pístní tyče 40 mm z důvodu bezpečnosti vůči vzpěrné stabilitě doporučený maximální zdvih 410 mm , nehrozí v tomto případě překročení mezního stavu vzpěrné stability. Doporučený maximální zdvih platí při plném zatížení hydromotoru v celé délce jeho chodu. V případě použití v nůžkovém mechanismu je hydromotor plně zatížen pouze ve spodní poloze, kdy je pístní tyč zatažena, a při zvedání síly působící na hydromotor prudce klesají, a to až na hodnotu přibližně 15 kN v horní poloze (Tabulka 3). Dle diagramu [11] klesne při maximálním vysunutí pístní tyče únosnost na 50 kN což vyhovuje použití.



Obr. 24 Schéma lineárního hydromotoru [6]

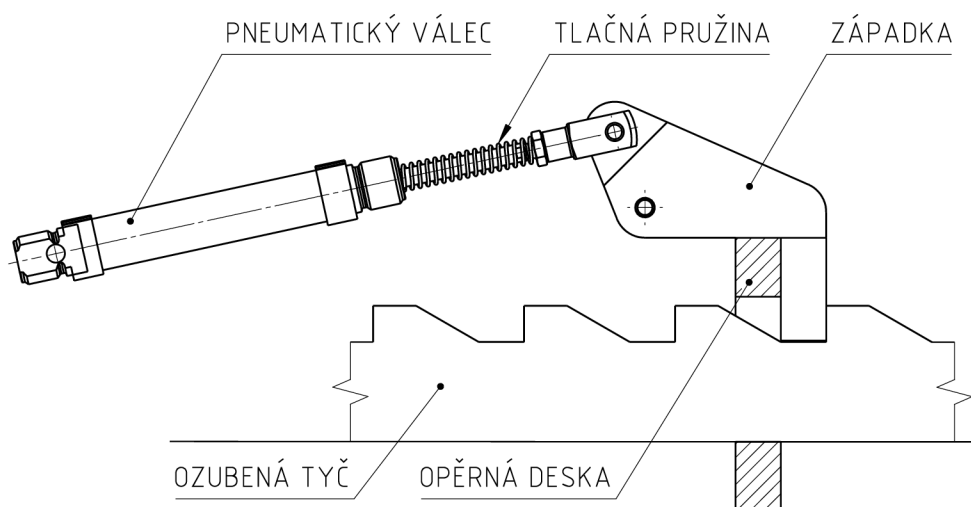
Tabulka 5 Rozměry lineárního hydromotoru

Název veličiny	Značka	Hodnota [mm]
Vnitřní průměr válce	D	75
Průměr pístní tyče	d	40
Vnější průměr válce	D_1	90
Průměr otvoru pro čep	d_1	35
Délka otvoru pro čep	E	25
Minimální vzdálenost ok	L	280
Zdvih	Z	600

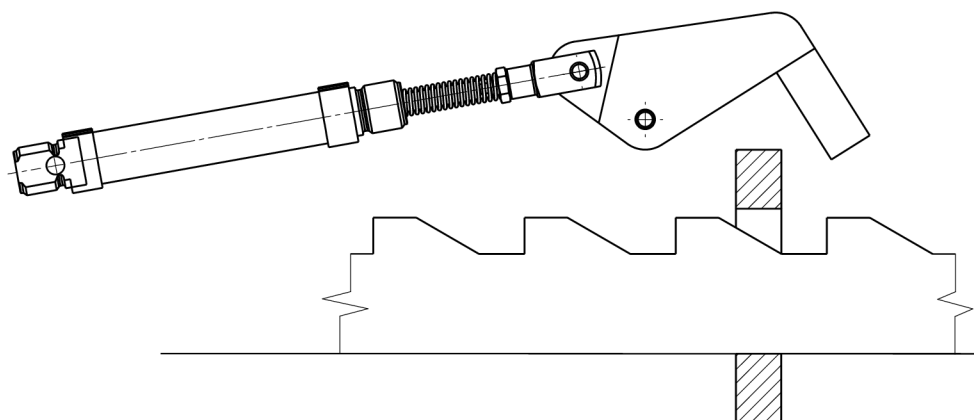
7 NÁVRH ZACHYTÁVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Aby bylo zamezeno pádu celého zvedáku z důvodu selhání jednoho či více lineárních hydromotorů, je nutné zvedák vybavit zachytávacím zařízením. Ten mechanicky brání pohybu zvedáku dolů. V případě účelného spouštění zvedáku je nutné nejprve zachytávací mechanismus odjistit.

Zachytávací mechanismus se skládá z ozubené tyče, paralelně připojené k pístním tyčím hydromotorů a zámkem (Příloha 1). Na Obr. 25 a Obr. 26 můžeme vidět princip zámku. Ten je složen z ocelové desky opírající se o čelo hydromotoru a západky. K západce je připojen malý pneumatický válec, který slouží k jejímu uvolnění. Na pístní tyči pneumatického válce je navlečena tlačná pružina, která zajišťuje, že bez přívodu stlačeného vzduchu do válce je mechanismus vždy uzamčený. Pohyb vzhůru je zajištěn tvarem zubů, které díky šikmé ploše západku nadzvednou.



Obr. 25 Zachytávací zařízení v uzamčeném stavu



Obr. 26 Zachytávací zařízení v odemčeném stavu

Je vhodné zkontrolovat, zda pneumatický válec překoná tlačnou sílu pružiny a dojde k odemknutí mechanismu. Je zvolen válec DSNU-16-40-P s průměrem pístu 16 mm a zdvihem 40 mm se základním tlumením koncových poloh pomocí pružných kroužků pracující se vzduchem o tlaku 6 bar [12]. Zdvih válce je přibližně dvojnásobný oproti tomu, jaký je potřeba na zdvih západky do horní polohy. To je proto, aby šla na pístní tyč nasunout pružina.

Konkrétně se jedná o pružinu TL 1x9x53x17,5 s průměrem drátu 1 mm, vnějším průměrem pružiny 9 mm, délkou 53 mm a 17,5 závity. Tuhost pružiny je 1,27 N/mm [13]. I při maximálním vysutí pístu je pružina o 10 mm stlačená, tím je zajištěno, že na západku působí konstantně síla.

Síla od pneumatického válce se určí stejně jako síla vyvinutá lineárním hydromotorem počítaná výše (rovnice 78). V rovnici 80 je rozdíl ve výpočtu průměru plochy, na kterou působí síla, protože se počítá síla při zasouvání:

$$F_{pv} = p_{pv} \cdot S_{pv} = p_{pv} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{pv}^2 - d_{pv}^2)}{4} \quad (80)$$
$$F_{pv} = 0,6 \cdot \frac{\pi \cdot (16^2 \cdot 6^2)}{4} = 103,67$$

$$F_{pv} = 104 \text{ N}$$

Kde $p_{pv} = 0,6$ MPa je pracovní tlak pneumatického válce, $S_{pv} = [\text{mm}^2]$ je funkční plocha válce, $D_{pv} = 16$ mm je průměr válce, $d_{pv} = 6$ mm je průměr pístní tyče.

Při maximálním zdvihu západky je pružina stlačena o 26 mm. Síla, kterou při tom vyvine se určí podle rovnice:

$$F_{tp} = C_{tp} \cdot l_{tp} \quad (81)$$

$$F_{tp} = 1,27 \cdot 26 = 33,02$$

$$F_{tp} = 33 \text{ N}$$

Kde $C_{tp} = 1,27 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ je tuhost pružiny, $l_{tp} = 26$ mm je maximální stlačení pružiny.

Po porovnání výše uvedených sil lze říci, že návrh zámku mechanismu je vyhovující. Síla od pneumatického válce je přibližně třikrát větší než od pružiny. Je zde mnoho prostoru na překonání dynamických sil a tím je zaručené rychlé odemčení zámku.

ZÁVĚR

V první části práce jsou stručně rozebrány různé druhy automobilových zvedáků s nosností do 3000 kg a výškou zdvihu vhodnou pro provádění opravárenských činností pod vozidlem.

Další část se věnuje statickým výpočtům mechanismu. Nůžkový zvedák je sestaven ze čtyř nůžkových mechanismů, přičemž dva z nich jsou pevně spojeny. Všechny výpočty jsou proto prováděny se čtvrtinovým zatížením. Prvním krokem výpočtu byla definice čtyř zatěžovacích módů. Statický výpočet byl proveden pro všechny tyto módy a následně byl vybrán ten, při kterém vznikají v jednotlivých kloubech mechanismu největší síly. Pro sestavení soustavy rovnic bylo třeba všechna tělesa uvolnit a sepsat rovnice statické rovnováhy.

Pro ramena byl zvolen obdélníkový profil kvůli jednoduchosti výroby. Při návrhu rozměrů profilu se vycházelo z místa s největším ohybovým momentem a normálovým napětím. Vrubový účinek otvoru na čep není uvažován, protože v otvoru je zavařeno pouzdro, které daný průřez posílí. Pouzdro slouží k uložení kluzných ložisek a také vytváří mezeru mezi rameny, která by se jinak při vzájemném pohybu dotýkala, což je nežádoucí.

Pro zjednodušení pevnostní kontroly čepů, byli čepy rozděleny do čtyř skupin podle velikosti zatížení. Každá skupina čepů byla zkontrolována na otláčení a stříh.

Při návrhu lineárního hydromotoru se vycházelo ze silového zatížení tělesa 5, které bylo ve statickém výpočtu náhradou pro tento hydromotor. Výpočtem se určil minimální průměr pístu a následně byl vybrán hydromotor s nejbližším vyšším průměru pístu. Protože při plném vysunutí pístnice jsou působící síly již mnohem nižší, kontrola na vzpěr pístní tyče nebyla nutná.

Pro případ poruchy je součástí zvedáku zachytávací zařízení fungující na principu zubu zapadajícího do ozubené tyče, která je mezi dvěma hydromotory.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Císař autotechnika pístové zvedáky* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.cisar-autotechnika.cz/produkty/zvedak-na-auto/pistove-zvedaky/herrmann-pistove-zvedaky>
- [2] *Technology garage* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: https://www.technology-garage.cz/jednosloupovy-stabilni-zvedak-eae-ee-612-fe-2-5-t_z3865/
- [3] Dvousloupový zvedák. *Redats* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://redats.com/product/2751/automatic-two-post-lift-4t-redats-l-220-with-reinforcing-base>
- [4] Čtyřsloupový zvedák. *Redats* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://redats.com/product/3384/semi-automatic-four-post-lift-4t-redats-l-400>
- [5] Nůžkové zvedáky. *Golemtech* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/8-nuzkove-zvedaky-hydraulicke>
- [6] FLORIAN, Zdeněk, Emanuel ONDRÁČEK a Karel PŘIKRYL. *Mechanika těles: statika*. Vydání sedmé. V Akademickém nakladatelství CERM, s.r.o 2. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007, 182 stran : černobílé ilustrace. ISBN 978-80-214-3440-0.
- [7] ČSN EN 1493: Zvedáky vozidel. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [8] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [9] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] SKF bushings, thrust washers and strips. *SKF* [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d19680090e01-SKF-bushings-thrust-washers-and-strips-1-EN_tcm_12-120169.pdf#cid-120169
- [11] Výrobní katalog přímočarých hydromorů. *Hydraulics* [online]. 2019 [cit. 2020-06-04]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobni_katalog_cz2019.pdf
- [12] Kruhové válce DSNU/DSNUP/DSN/ESNU/ESN. *FESTO* [online]. [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DSNU_CZ.PDF
- [13] Tlačné pružiny. *FEVOS* [online]. [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: <http://www.pruziny-fevos.cz/Tlacnepruz.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	Čtvercová matice soustavy rovnic
a_1	[mm]	Délka pouzder první skupiny čepů
a_2	[mm]	Délka pouzder druhé skupiny čepů
a_3	[mm]	Délka pouzder třetí skupiny čepů
B	[-]	Sloupcová matice pravých stran rovnice
b	[mm]	Šírka průřezu profilu
C_{tp}	[N·mm ⁻¹]	Tuhost tlačné pružiny
d_1	[mm]	Průměr první skupiny čepů
d_2	[mm]	Průměr druhé skupiny čepů
d_3	[mm]	Průměr třetí skupiny čepů
d_{min}	[mm]	Minimální potřebný průměr válce lineárního hydromotoru
D_{pv}	[mm]	Průměr pneumatického válce
d_{pv}	[mm]	Průměr pístní tyče pneumatického válce
F_1	[N]	Síla působící na levou stranu nabíracího zařízení
F_2	[N]	Síla působící na pravou stranu nabíracího zařízení
F_A	[N]	Celková síla v bodě A
F_{Ax}	[N]	Síla působící v bodě A ve směru osy x
F'_{Ax}	[N]	Průmět síly v bodě A do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_{Ay}	[N]	Síla působící v bodě A ve směru osy y
F'_{Ay}	[N]	Průmět síly v bodě A do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_B	[N]	Celková síla v bodě B
F'_{Bx}	[N]	Průmět síly v bodě B do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_{By}	[N]	Síla působící v bodě B ve směru osy y
F'_{By}	[N]	Průmět síly v bodě B do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_C	[N]	Celková síla v bodě C
F_{Cx}	[N]	Síla působící v bodě C ve směru osy x
F'_{Cx}	[N]	Průmět síly v bodě C do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_{Cy}	[N]	Síla působící v bodě C ve směru osy y
F'_{Cy}	[N]	Průmět síly v bodě C do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_D	[N]	Celková síla v bodě D
F_{Dx}	[N]	Síla působící v bodě D ve směru osy x
F'_{Dx}	[N]	Průmět síly v bodě D do lokálního souřadnicového systému tělesa

F_{Dy}	[N]	Síla působící v bodě D ve směru osy y
F'_{Dy}	[N]	Průmět síly v bodě D do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_E	[N]	Celková síla v bodě E
F_{Ex}	[N]	Síla působící v bodě E ve směru osy x
F'_{Ex}	[N]	Průmět síly v bodě E do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_{Ey}	[N]	Síla působící v bodě E ve směru osy y
F'_{Ey}	[N]	Průmět síly v bodě E do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_g	[N]	Tíhová síla automobilu působící na jeden nůžkový mechanismus
F_G	[N]	Celková síla v bodě G
F_{Gx}	[N]	Síla působící v bodě G ve směru osy x
F'_{Gx}	[N]	Průmět síly v bodě G do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_{Gy}	[N]	Síla působící v bodě G ve směru osy y
F'_{Gy}	[N]	Průmět síly v bodě G do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_H	[N]	Celková síla v bodě H
F_{Hx}	[N]	Síla působící v bodě H ve směru osy x
F'_{Hx}	[N]	Průmět síly v bodě H do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_{hm}	[N]	Minimální potřebná síla vyvinutá lineárním hydromotorem
F'_{Hy}	[N]	Průmět síly v bodě H do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_{Hy}	[N]	Síla působící v bodě H ve směru osy y
F_I	[N]	Celková síla v bodě I
F_{Ix}	[N]	Síla působící v bodě I ve směru osy x
F'_{Ix}	[N]	Průmět síly v bodě I do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_{Iy}	[N]	Síla působící v bodě I ve směru osy y
F'_{Iy}	[N]	Průmět síly v bodě I do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_J	[N]	Celková síla v bodě J
F'_{Jx}	[N]	Průmět síly v bodě J do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_{Jy}	[N]	Síla působící v bodě J ve směru osy y
F'_{Jy}	[N]	Průmět síly v bodě J do lokálního souřadnicového systému tělesa
F_K	[N]	Celková síla v bodě K
F_{Kx}	[N]	Síla působící v bodě K ve směru osy x
F_{Ky}	[N]	Síla působící v bodě K ve směru osy y
F_{max}	[N]	Maximální normálové zatížení
F_{pv}	[N]	Síla vyvinutá pneumatickým válcem při zasouvání

F_{tp}	[N]	Síla vyvinutá tlačnou pružinou při maximálním stlačení
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
h	[mm]	Výška průřezu profilu
i	[-]	Počet stupňů volnosti soustavy těles
i_v	[-]	Počet stupňů volnosti tělesa
l	[mm]	Délka ramen zvedáku
l_1	[mm]	Vzdálenost síly F_1 od bodu A
l_2	[mm]	Vzdálenost síly F_2 od bodu B
l_5	[mm]	Délka tělesa 5
l_{tp}	[mm]	Maximální stlačení pružiny
m	[kg]	Požadovaná nosnost zvedáku
M_{max}	[Nm]	Maximální ohybový moment
M'_{zC}	[Nm]	Ohybový moment v bodě C
M'_{zE}	[Nm]	Ohybový moment v bodě E
M'_{zH}	[Nm]	Ohybový moment v bodě H
p_1	[MPa]	Napětí v otláčení nejvíce namáhaného čepu první skupiny
p_2	[MPa]	Napětí v otláčení nejvíce namáhaného čepu druhé skupiny
p_3	[MPa]	Napětí v otláčení třetí skupiny čepů
p_{hm}	[MPa]	Pracovní tlak lineárního hydromotoru
p_{pv}	[MPa]	Pracovní tlak pneumatického válce
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu 11 523
S	[mm ²]	Obsah průřezu profilu
s	[-]	Součinitel bezpečnosti
S_1	[mm ²]	Střížná plocha první skupiny čepů
S_2	[mm ²]	Střížná plocha druhé skupiny čepů
S_3	[mm ²]	Střížná plocha třetí skupiny čepů
S_{hm}	[mm ²]	Plocha válce lineárního hydromotoru
S_{pv}	[mm ²]	Funkční plocha pneumatického válce při zasouvání
W_o	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu
X	[N]	Sloupcová matice řešení soustavy rovnic
l_{AB}	[mm]	Vzdálenost mezi body A a B
α	[°]	Úhel ramen
β	[°]	Úhel tělesa 5

η	[-]	Počet omezených deformačních parametrů
μ	[-]	Počet neznámých parametrů
μ_M	[-]	Počet neznámých momentů
μ_R	[-]	Počet neznámých poloh působení sil
ξ	[-]	Počet stupňů volnosti tělesa odebraných vazbou
ν	[-]	Počet použitelných podmínek statické rovnováhy
σ	[MPa]	Celkové napětí v kritickém bodě
σ_a	[MPa]	Dovolené napětí materiálu 11 523
σ_d	[MPa]	Dovolené napětí v otláčení materiálu 11 523
σ_n	[MPa]	Normálové napětí v kritickém místě
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí v kritickém místě
τ_1	[MPa]	Napětí ve střihu nejvíce namáhaného čepu první skupiny
τ_2	[MPa]	Napětí ve střihu nejvíce namáhaného čepu druhé skupiny
τ_3	[MPa]	Napětí ve střihu třetí skupiny čepů
τ_a	[MPa]	Dovolené napětí ve střihu materiálu 11 523

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1) = Nůžkový zvedák BP_2020_00

Příloha 2) = Vnitřní rameno 2 BP_2020_10

Příloha 3) = Rameno BP_2020_11

Příloha 4) = Osa 1 BP_2020_12

Příloha 5) = Osa 2 BP_2020_13