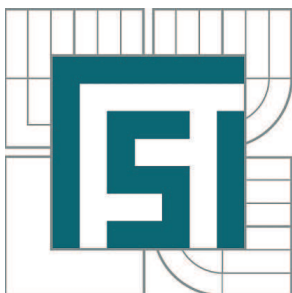


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH PRACOVNÍHO MECHANISMU ROTAČNÍ LAVICE - ZÁBAVNÍ LUNAPARKOVÉ ATRAKCE

DESIGN OF BENCH ROTATING MECHANISM - AN FAIRGROUND ATTRACTION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BORIS PARASKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Boris Paraska

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh pracovního mechanismu rotační lavice - zábavní lunaparkové atrakce

v anglickém jazyce:

Design of Bench Rotating Mechanism - an Fairground Attraction

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte pracovní rotační mechanismus lunaparkové atrakce - rotační lavice. Základní technické parametry zařízení:

- poloměr rotace lavice 1700 mm,
- rychlost otáčení - 22,4 ot/min
- počet osob na lavici 16
- pohon hydrostatický

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet hlavních parametrů,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP.

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. ČSN EN 13814 „Prostředky lidové zábavy pro slavnosti a lunaparky - Bezpečnost“, vydal ČNI 2005

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 23.10.2011



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Táto bakalárska práca sa zaoberá celkovým návrhom mechanizmu rotačnej lavice a rámu. Celý mechanizmus sa skladá z viacerých častí. Jednotlivé konštrukčné riešenia a návrhy sú overené výpočtami. K celkovému návrhu patrí aj výkresová dokumentácia – výkres zostavy.

KLÍČOVÁ SLOVA

lavicové rameno, protizávažné rameno, rozperná tyč – spřáhlo, spojovací hriadel', hydromotor, rám

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with a complex proposition of a revolving desk and frame mechanism. The whole mechanism consists of many parts. Every particular constructional solution and proposition is attested computationally. Drawing documentation – mechanical drawing of a formation - is also part of a complex proposition.

KEYWORDS

Bench shoulder, counterweight shoulder, strut bar, connecting shaft, hydraulic engine, frame



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PARASKA, B. *Návrh pracovního mechanismu rotační lavice – zábavní lunaparkové atrakce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 89 s. Vedoucí bakalářské 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 22. dubna 2012

.....

Boris Paraska



PODĚKOVÁNÍ

Týmto sa chcem poďakovať vedúcemu bakalárskej práce doc. Ing. Miroslavovi Škopánovi, CSc, za odborné rady a ochotný prístup. Ďalej sa chcem poďakovať Ing. Přemyslovi Pokornému, Ph.D., za poskytnutie ďalších cenných rád a taktiež za veľmi ochotný prístup. Poďakovanie patrí mojej rodine za vytvorenie vhodných štúdijských podmienok a podporu v priebehu celého štúdia. Poďakovať sa chcem aj mojim priateľom za nezištnú pomoc a podporu.



OBSAH

Úvod	12
1 Návrh a výpočet ramien	13
1.1 Rozdelenie ramien.....	13
1.1.1 Výpočet maximálnej uhlovej rýchlosti	14
1.1.2 Výpočet dovoleného dotyčného zrýchlenia	14
1.1.3 Výpočet veľkosti uhla θ_{\max}	14
1.1.4 Plošné obsahy častí prierezu	16
1.1.5 Celkový plošný obsah prierezu	16
1.1.6 Výpočet kvadratických momentov prierezu	17
1.1.7 Najväčšia Z-ová vzdialenosť ťažiska po koniec prierezu	17
1.1.8 Osový kvadratický moment prierezu ťažiska (steinerova veta).....	18
1.1.9 Modul prierezu v ohybe	18
1.2 Lavicové rameno	18
1.2.1 Celkový objem ramena (potrebný na výpočet hmotnosti).....	18
1.2.2 Hmotnosti týkajúce sa lavicového ramena	19
1.2.3 Zaťaženia spôsobené vlastnou tiažou.....	19
1.2.4 Zaťaženia od odstredivej sily	19
1.2.5 Určenie vvú pre lavicové rameno pohybujúce sa maximálnou uhlovou rýchlosťou.....	20
1.2.6 Napätie od ohybového momentu	22
1.2.7 Výpočet redukovaného napätia	22
1.2.8 Bezpečnosť k medznému stavu pružnosti	22
1.2.9 Určenie vvú pre lavicové rameno pohybujúce sa maximálnym uhlovým zrýchlením	22
1.2.10 Zaťaženia od dotyčnej sily	22
1.2.11 Napätie od ohybového momentu	25
1.2.12 Výpočet redukovaného napätia	25
1.2.13 Bezpečnosť k medznému stavu pružnosti	25
1.2.14 Zhodnotenie výsledkov	25
1.3 Protizávažné rameno	26
1.3.1 Protizávažie	26
1.3.2 Celkový objem ramena	26
1.3.3 Hmotnosti týkajúce sa protizávažného ramena.....	27
1.3.4 Zaťaženia z vlastnej tiaže jednotlivých hmotností	27
1.3.5 Zaťaženia od odstredivej sily	27
1.3.6 Určenie vvú pre protizávažné rameno pohybujúce sa maximálnou uhlovou rýchlosťou.....	28
1.3.7 Napätie od ohybového momentu	30



1.3.8	Výpočet redukovaného napätia.....	30
1.3.9	Bezpečnosť k medznému stavu pružnosti.....	30
1.3.10	Určenie vvú pre protizávažné rameno pohybujúce sa maximálnym uhlovým zrýchlením	30
1.3.11	Dotyčné zrýchlenia pôsobiace na rameno.....	30
1.3.12	Zaťaženia od dotyčných síl pôsobiace na rameno	31
1.3.13	Napätie od ohybového momentu	33
1.3.14	Výpočet redukovaného napätia.....	33
1.3.15	Bezpečnosť k medznému stavu pružnosti.....	33
1.3.16	Zhodnotenie výsledkov	33
2	Výber motora.....	34
2.1	Stanovenie maximálneho krútiaceho momentu hydromotora.....	34
3	Spojovací hriadeľ	35
3.1	Silová rovnováha	37
3.2	Momentová rovnováha k bodu O	38
3.3	Zaťaženie hriadeľa spôsobené uhlovou rýchlosťou.....	38
3.3.1	Silová rovnováha	38
3.3.2	Momentová rovnováha k bodu o.....	39
3.3.3	Výsledné vnútorné účinky od zaťaženia uhlovou rýchlosťou	39
3.3.4	Maximálne ohybové momenty	41
3.3.5	Výpočet dovolených napätí.....	42
3.3.6	Podľa podmienky HMH sa σ_{red} vypočíta podľa vzťahu:	42
3.3.7	Najmenší priemer hriadeľa od zaťaženia uhlovou rýchlosťou.....	42
3.4	Zaťaženie hriadeľa spôsobené uhlovým zrýchlením	43
3.4.1	Výsledné vnútorné účinky od zaťaženia dovoleným uhlovým zrýchlením.....	44
3.4.2	Maximálne ohybové momenty	46
3.4.3	Výpočet dovolených napätí.....	46
3.4.4	Podľa podmienky HMH sa σ_{red} vypočíta podľa vzťahu:	47
3.4.5	Najmenší priemer hriadeľa od zaťaženia uhlovej rýchlosti	47
3.4.6	Zhrnutie výsledkov	47
4	Uchytenie ramien na hriadeľ.....	48
4.1	Lavicové rameno	48
4.1.1	Kontrola na otláčenie	48
4.1.2	Bezpečnosť ku kontrole na otláčenie	49
4.2	Protizávažné rameno	49
5	Návrh ložísk	50
5.1	Veľkosť radiálnych síl, ktoré zaťažujú ložiská.....	50
5.2	Voľba ložísk	50
5.3	Výpočet trvanlivosti ložísk	51



6	Domčeky pre ložiská	53
7	Rozperná tyč – spráhlo	54
8	Rám	55
8.1	Sily pôsobiace na rám	55
8.2	Návrh tvaru a priečneho prierezu rámu.....	56
8.3	Plošný obsah zvoleného priečneho prierezu rámu.....	58
8.4	Osové kvadratické momenty jednotlivých častí priečneho prierezu rámu.....	59
8.5	Osové kvadratické momenty a polárny moment priečneho prierezu rámu	60
8.6	Zjednodušenie rámu na 2D úlohu	61
8.7	Výsledné vnútorné účinky v strede rámu	63
8.8	Deformácie v miestach ložísk rámu	68
8.9	Zhrnutie výsledkov.....	70
	Záver	71
	Seznam použitých zkratok a symbolů	74
	Seznam obrázků.....	82
	Seznam tabulek	83
	Seznam příloh.....	84



ÚVOD

Kolotoče – prostriedky ľudovej zábavy sú mechanizmami, ktoré vyžadujú, aby fungovali naprosto bezchybne. Akákoľvek porucha, spôsobená zlou konštrukciou, či nedodržaním bezpečnostných zásad môže mať za následok totálnu deštrukciu, ktorá môže viesť k tým najhorším stratám.

V mojej práci som sa zameril na zjednodušený návrh stávajúceho typu kolotoča, ktorý sa podľa normy ČSN EN 13814 radí do skupiny „Motoricky pohánené houpačky“. Pri návrhu jednotlivých konštrukčných častí som uvažoval s najmenej vhodnými podmienkami zaťaženia. Celý pracovný mechanizmus sa skladá z viacerých častí. Medzi hlavné z nich patria: lavicové ramená, protizávažné ramená, protizávažia, spojovacie hriadele, ložiská, rozperná tyč – „spřáhlo“ a hydromotory. Rám je ďalšou časťou, ktorej návrh je pre správne fungovanie celého mechanizmu najpodstatnejší.



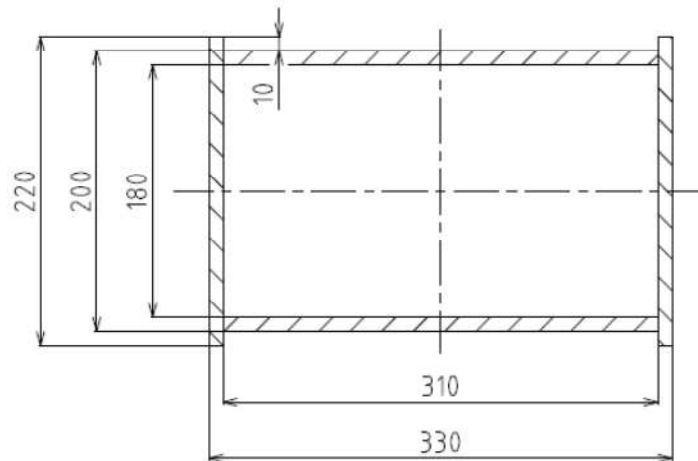
1 NÁVRH A VÝPOČET RAMIEN

1.1 ROZDELENIE RAMIEN

- LAVICOVÉ RAMENO
- PROTIZÁVAŽNÉ RAMENO

Pre obidve skupiny ramien som zvolil rovnaký profil. Urobil som tak z toho dôvodu, že ramená budú niest' približne rovnakú hmotnosť.

Na začiatku výpočtu som uvažoval rôzne priečne prierezy. Po zhodnotení jednotlivých variant výpočtom, som zistil, že najvhodnejším typom je „obdĺžnikový priečny prierez“. Zvolil som pomer strán 3:2. Pre tento typ som previedol aj nasledujúce výpočty. Tvar a rozmery prierezu sú umiestnené na Obr.1, resp. v Tab. 1.



Obr. 1 Zvolený priečny prierez ramena

Tab. 1 Rozmery priečného prierezu ramena

a_{01}	330mm
a_{02}	310mm
b_{01}	220mm
b_{02}	200mm
b_{03}	180mm
t	10mm



Daný profil sa bude vyrábať zváraním plechov. Na výrobu ramien použijem oceľ na zváranie 11373.0. Minimálna medza v klze je: $Re_{min1}=186\text{MPa}$. Riešil som tri situácie zaťaženia ramien:

- zaťaženie vlastnou tiažou
- zaťaženie vlastnou tiažou a odstredivou silou, ktorá vznikne pri pôsobení uhlovej rýchlosti
- zaťaženie vlastnou tiažou, odstredivou silou a dotyčným zrýchlením, ktoré vznikne pri rozjazde celej sústavy

Z týchto troch možností sú najmenej vhodné dve situácie, kedy sa rameno pohybuje s maximálnymi otáčkami a s dovoleným uhlovým zrýchlením. V dôsledku maximálnych otáčok vzniká maximálna uhlová rýchlosť a z nej vznikne odstredivá sila, ktorá pôsobí ako ďalšie prídavné zaťaženie. Pri pohybe ramien s dovoleným zrýchlením vzniká tiež dotyčná sila, ktorá pôsobí pri zrýchľovaní v smere zmyslu otáčania a pri spomaľovaní proti zmyslu otáčania celej sústavy.

Na zjednodušenie výpočtu som uvažoval len s uhlovým zrýchlením, ktoré zrýchľuje celú sústavu. Pri zrýchľovaní ramien som za hodnotu referenčnej uhlovej rýchlosti dosadil maximálnu uhlovú rýchlosť.

1.1.1 VÝPOČET MAXIMÁLNEJ UHLOVEJ RÝCHLOSTI

- **Maximálna rýchlosť otáčania lavice:**

$$n_{max} = 22,4 \text{ ot. min}^{-1} = \frac{22,4}{60} = 0,37 \text{ ot. s}^{-1} \quad (1)$$

- **Maximálna uhlová rýchlosť otáčania lavice:**

$$\omega_{max} = 2 \cdot \pi \cdot n_{max} = 2 \cdot \pi \cdot 0,37 = 2,35 \text{ rad. s}^{-1} \quad (2)$$

1.1.2 VÝPOČET DOVOLENÉHO DOTYČNÉHO ZRÝCHLENIA

Hodnotu dovoleného dotyčného zrýchlenia som volil podľa vzťahu:

$$\alpha_{tmax} = \frac{a_t}{r} = \frac{9,81}{1,7} = 5,77 \text{ rad. s}^{-2} \quad (3)$$

$$\alpha_t \leq \alpha_{tmax} \quad (4)$$

1.1.3 VÝPOČET VEĽKOSTI UHLA Θ_{MAX}

$$\alpha_{max} = \frac{d\omega}{dt} \quad (5)$$



$$\alpha_{max} = \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{d\theta}{d\omega} \quad (6)$$

$$\alpha_{max} = \omega \cdot \frac{d\omega}{d\theta} \quad (7)$$

$$d\theta \cdot \alpha_{max} = \omega_{max} \cdot d\omega_{max} \quad (8)$$

$$\alpha_{max} \cdot \int_0^{\theta_{max}} d\theta = \int_0^{\omega_{max}} \omega \cdot d\omega \quad (9)$$

$$\alpha_{max} \cdot \theta_{max} = \left[\frac{\omega^2}{2} \right]_0^{\omega_{max}} \quad (10)$$

$$\alpha_{max} \cdot \theta_{max} = \frac{\omega_{max}^2}{2} - 0 \quad (11)$$

$$\theta_{max} = \frac{\omega_{max}^2}{2 \cdot \alpha_{max}} = \frac{2,35^2}{2 \cdot 2,5,77} = 0,48 \text{ rad} \quad (12)$$

$$\theta_{max} = 0,48 \cdot \frac{360}{2 \cdot \pi} = 27,5^\circ \quad (13)$$

Uhol θ_{max} predstavuje oblasť, ktorú prejde rameno z nulovej do maximálnej uhlovej rýchlosti pri zrýchlení α_{tmax}

Hodnota veľkosti dovoleného uhla φ , ktorú prejde rameno z nulovej do maximálnej uhlovej rýchlosti musí byť väčšia: $\varphi \geq \theta_{max}$

Zvolil som si uhol $\varphi = \frac{\pi}{2}$

$$\alpha_t \cdot \varphi = \left[\frac{\omega^2}{2} \right]_0^{\omega_{max}} \quad (14)$$

$$\alpha_t \cdot \frac{\pi}{2} = \frac{1}{2} \cdot \omega_{max}^2 \quad (15)$$

$$\alpha_t = \frac{1}{2} \cdot \omega_{max}^2 \cdot \frac{2}{\pi} \quad (16)$$

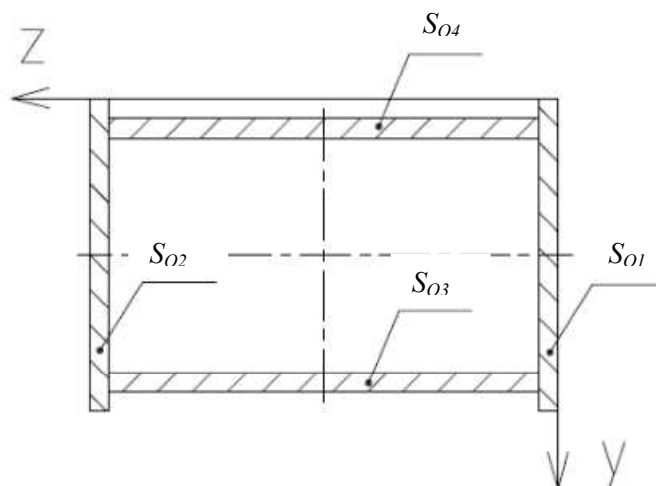
$$\alpha_t = \frac{\omega_{max}^2}{\pi} = \frac{2,35^2}{\pi} = 1,76 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (17)$$

$$a_t = \alpha \cdot r = 1,76 \cdot 1,7 = 2,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (18)$$

Výsledné dovolené dotyčné zrýchlenie má hodnotu: $\alpha_t = 2,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Celkové zrýchlenie sa nastavuje na hydromotore. Túto hodnotu som vyrátal preto, aby som s ňou mohol počítať v ďalších výpočtoch.



1.1.4 PLOŠNÉ OBSAHY ČASTÍ PRIEREZU



Obr. 2 Plošné obsahy častí prierezu ramena

$$S_{O1} = b_{O3} \cdot \left(\frac{a_{O2} - a_{O1}}{2} \right) = 0,22 \cdot \left(\frac{0,33 - 0,31}{2} \right) = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{m}^2 \quad (19)$$

$$S_{O2} = b_{O3} \cdot \left(\frac{a_{O2} - a_{O1}}{2} \right) = 0,22 \cdot \left(\frac{0,33 - 0,31}{2} \right) = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{m}^2 \quad (20)$$

$$S_{O3} = a_{O1} \cdot \left(\frac{b_{O2} - b_{O1}}{2} \right) = 0,31 \cdot \left(\frac{0,2 - 0,18}{2} \right) = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{m}^2 \quad (21)$$

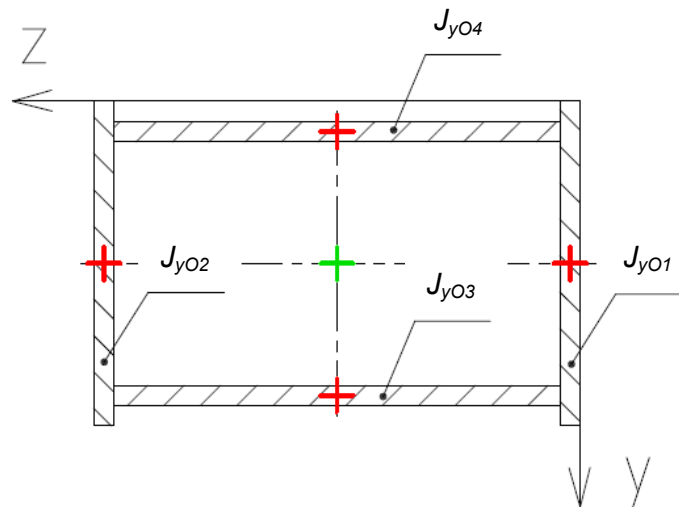
$$S_{O4} = a_{O1} \cdot \left(\frac{b_{O2} - b_{O1}}{2} \right) = 0,31 \cdot \left(\frac{0,2 - 0,18}{2} \right) = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{m}^2 \quad (22)$$

1.1.5 CELKOVÝ PLOŠNÝ OBSAH PRIEREZU

$$S_{OC} = S_{O1} + S_{O2} + S_{O3} + S_{O4} = 2,2 \cdot 10^{-3} + 2,2 \cdot 10^{-3} + 3,1 \cdot 10^{-3} + 3,1 \cdot 10^{-3} \\ = 1,06 \cdot 10^{-2} \text{m}^2 \quad (23)$$



1.1.6 VÝPOČET KVADRATICKÝCH MOMENTOV PRIEREZU



Obr. 3 Osové kvadratické momenty prierezov ramena

Kde:

- Červené body predstavujú ťažiská jednotlivých častí prierezu ramena
- Zelený bod predstavuje ťažisko celého priečného prierezu ramena

$$J_{y01} = \frac{b_{03} \cdot \left(\frac{b_{02} - b_{01}}{2}\right)^3}{12} = \frac{0,22 \cdot \left(\frac{0,2 - 0,18}{2}\right)^3}{12} = 1,83 \cdot 10^{-8} m^4 \quad (24)$$

$$J_{y02} = \frac{b_{03} \cdot \left(\frac{b_{02} - b_{01}}{2}\right)^3}{12} = \frac{0,22 \cdot \left(\frac{0,2 - 0,18}{2}\right)^3}{12} = 1,83 \cdot 10^{-8} m^4 \quad (25)$$

$$J_{y03} = \frac{a_{01}^3 \cdot \left(\frac{b_{02} - b_{01}}{2}\right)}{12} = \frac{0,31 \cdot \left(\frac{0,2 - 0,18}{2}\right)^3}{12} = 2,5 \cdot 10^{-5} m^4 \quad (26)$$

$$J_{y04} = \frac{a_{01}^3 \cdot \left(\frac{b_{02} - b_{01}}{2}\right)}{12} = \frac{0,31 \cdot \left(\frac{0,2 - 0,18}{2}\right)^3}{12} = 2,5 \cdot 10^{-5} m^4 \quad (27)$$

1.1.7 NAJVÄČŠIA Z-OVÁ VZDIALENOSŤ ŤAŽISKA PO KONIEC PRIEREZU

$$e_z = \frac{a_{02}}{2} = \frac{0,33}{2} = 0,165m \quad (28)$$



1.1.8 OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT PRIEREZU ŤAŽISKA (STEINEROVA VETA)

$$\begin{aligned}
 J_{yOT} &= \left[J_{yO1} + \left(+ \left(\frac{a_{02} - a_{01}}{4} + \frac{a_{01}}{2} \right) \right)^2 \cdot S_{O1} \right] + \left[J_{yO2} + \left(- \left(\frac{a_{02} - a_{01}}{4} + \frac{a_{01}}{2} \right) \right)^2 \cdot S_{O2} \right] \\
 &\quad + [J_{yO3} + (0)^2 \cdot S_{O3}] + [J_{yO4} + (0)^2 \cdot S_{O4}] \\
 J_{yOT} &= \left[1,83 \cdot 10^{-8} + \left(+ \left(\frac{0,33 - 0,31}{4} + \frac{0,31}{2} \right) \right)^2 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3} \right] \\
 &\quad + \left[J_{yO2} + \left(- \left(\frac{a_{02} - a_{01}}{4} + \frac{a_{01}}{2} \right) \right)^2 \cdot S_{O2} \right] \\
 &\quad + [2,5 \cdot 10^{-5} + (0)^2 \cdot 3,1 \cdot 10^{-3}] + [2,5 \cdot 10^{-5} + (0)^2 \cdot 3,1 \cdot 10^{-3}]
 \end{aligned} \tag{29}$$

$$J_{yOT} = 1,62 \cdot 10^{-4} m^4$$

1.1.9 MODUL PRIEREZU V OHYBE

$$W_{Oy} = \frac{J_{yOT}}{e_z} = \frac{1,62 \cdot 10^{-4}}{0,165} = 9,84 \cdot 10^{-4} m^3 \tag{30}$$

Vyššie uvedené vzťahy platia pre obe ramená

1.2 LAVICOVÉ RAMENO

Rameno je zaťažované vlastnou hmotnosťou, a takisto hmotnosťou od plne obsadenej lavice. Pre zjednodušenie výpočtu som uvažoval, že zaťaženie vlastnou tiažou ramena bude pôsobiť v ťažisku ramena. Rovnako, zaťaženie od plne obsadenej lavice, sa rovnomerne rozloží na obidve ramená a toto zaťaženie bude pôsobiť na konci ramien, t.j. vo vzdialenosti 1,7m od osi otáčania.

1.2.1 CELKOVÝ OJBEM RAMENA (POTREBNÝ NA VÝPOČET HMOTNOSTI)

$$\begin{aligned}
 V_O &= V_{O1} + V_{O2} = 2 \cdot (S_{O1} \cdot r) + 2 \cdot (S_{O3} \cdot r) \\
 V_O &= 2 \cdot (2,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1,7) + 2 \cdot (3,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1,7) = 1,802 \cdot 10^{-2} m^3
 \end{aligned} \tag{31}$$

Kde

r – dĺžka lavicového ramena

**1.2.2 HMOTNOSTI TÝKAJÚCE SA LAVICOVÉHO RAMENA**

- **Hmotnosť prázdnej lavice:**

$$m_L = 2490 \text{ kg} \quad (32)$$

- **Hmotnosť 1 osoby [1]:**

$$m_1 = 80 \text{ kg} \quad (33)$$

- **Hmotnosť 16 osôb (maximálna obsadenosť lavice):**

$$m_{16} = m_1 \cdot 16 = 80 \text{ kg} \cdot 16 = 1280 \text{ kg} \quad (34)$$

- **Hmotnosť pripadajúca na 1 rameno od ľudí a lavice:**

$$m_{rp} = \frac{m_L + m_{16}}{2} = \frac{2490 \text{ kg} + 1280 \text{ kg}}{2} = 1885 \text{ kg} \quad (35)$$

- **Hmotnosť ramena:**

$$m_r = \rho \cdot V_0 = 7800 \cdot 1,802 \cdot 10^{-2} = 140,6 \text{ kg} \quad (36)$$

1.2.3 ZAŤAŽENIA SPÔSOBENÉ VLASTNOU TIAŽOU

- **Zaťaženie vlastnou tiažou ramena:**

$$F_r = m_r \cdot g = 140,6 \cdot 9,807 = 1378,4 \text{ N} \quad (37)$$

- **Zaťaženie na konci ramena (od plne obsadenej lavice):**

$$F_{rp} = m_{rp} \cdot g = 1885 \cdot 9,807 = 18485,5 \text{ N} \quad (38)$$

1.2.4 ZAŤAŽENIA OD ODS TRE DIVEJ SILY

- **Zaťaženie od odstredivej sily na konci ramena (od plne obsadenej lavice):**

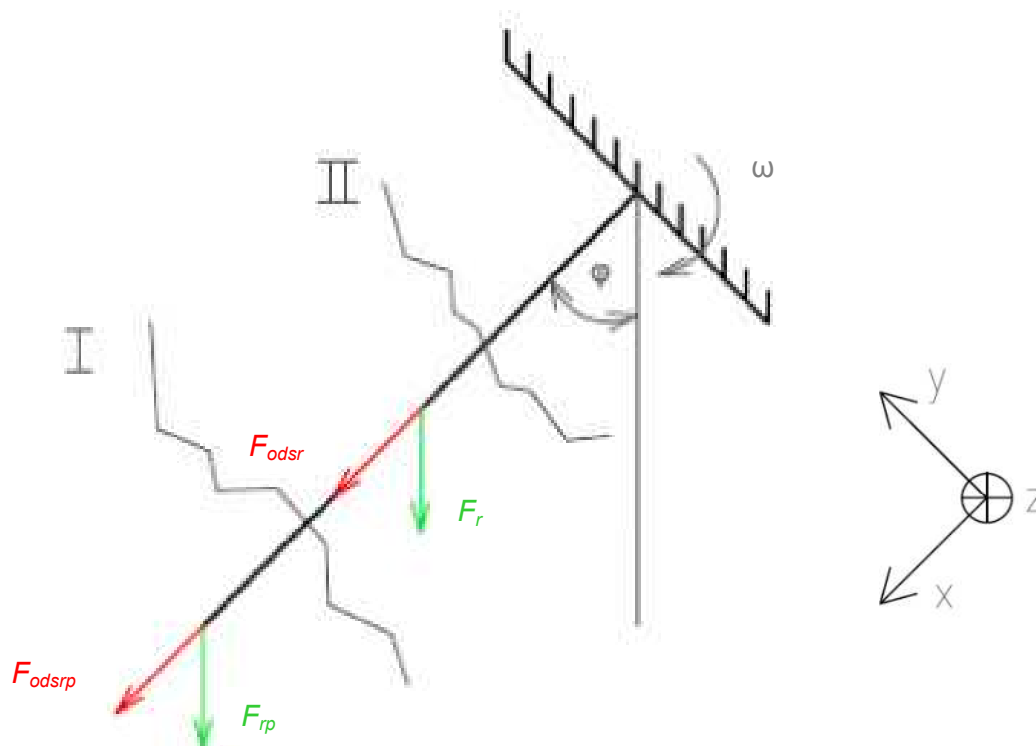
$$F_{odsrp} = m_{rp} \cdot \omega_{max}^2 \cdot r = 1885 \cdot 2,35^2 \cdot 1,7 = 17632,5 \text{ N} \quad (39)$$

- **Zaťaženie od odstredivej sily vlastného ramena:**

$$F_{odsr} = m_r \cdot \omega_{max}^2 \cdot \frac{r}{2} = 140,6 \cdot 2,35^2 \cdot \frac{1,7}{2} = 657,4 \text{ N} \quad (40)$$



1.2.5 URČENIE VVÚ PRE LAVICOVÉ RAMENO POHYBUJÚCE SA MAXIMÁLNOU UHLOVOU RÝCHLOSŤOU



Obr. 4 VVÚ a súradnicový systém pre lavicové rameno pohybujúce sa max. uhlovou rýchlosťou

$$I. \quad \text{REZ} \quad x_{r2} \in \left(0; \frac{r}{2}\right)$$

$$\sum N = 0$$

$$N_{r2} + F_{odsrp} + F_{rp} \cdot \cos\varphi = 0 \quad (41)$$

$$N_{r2} = -F_{odsrp} - F_{rp} \cdot \cos\varphi$$

$$\sum T = 0$$

$$T_{r2} - F_{rp} \cdot \sin\varphi = 0 \quad (42)$$

$$T_{r2} = F_{rp} \cdot \sin\varphi$$



$$\sum M_{Oz} = 0$$

$$M_{Or2} - F_{rp} \cdot \sin\varphi \cdot x_{r2} = 0 \quad (43)$$

$$M_{Or2} = F_{rp} \cdot \sin\varphi \cdot x_{r2}$$

II. REZ $x_{r21} \in \left(0; \frac{r}{2}\right)$

$$\sum N = 0$$

$$N_{r21} + F_{odsrp} + F_{rp} \cdot \cos\varphi + F_{odsr} + F_r \cdot \cos\varphi = 0 \quad (44)$$

$$N_{r21} = -F_{odsrp} - F_{rp} \cdot \cos\varphi - F_{odsr} - F_r \cdot \cos\varphi$$

$$\sum T = 0$$

$$T_{r21} - F_{rp} \cdot \sin\varphi - F_r \cdot \sin\varphi = 0 \quad (45)$$

$$T_{r21} = F_{rp} \cdot \sin\varphi + F_r \cdot \sin\varphi$$

$$\sum M_{Oz} = 0$$

$$M_{Or21} - F_{rp} \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{r21}\right) - F_r \cdot \sin\varphi \cdot x_{r21} = 0 \quad (46)$$

$$M_{Or21} = F_{rp} \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{r21}\right) + F_r \cdot \sin\varphi \cdot \frac{x_{r21}}{2}$$

Z jednotlivých rezov je jasne vidieť, že vnútorné silové účinky sú najväčšie pre II. rez. Jednotlivé veľkosti maximálnych síl a miest, kde pôsobia:

- Maximálna normálová sila pôsobí na lavicové rameno v okamihu, kedy je $\cos(\varphi)=1$. Táto hodnota platí pre uhol $\varphi=0^\circ=360^\circ$.

$$N_{r21} = -17632,5 - 18485,5 \cdot \cos\varphi - 657,4 - 1378,4 \cdot \cos\varphi = -38153,8N \quad (47)$$

- Maximálna posúvajúca sila pôsobí na lavicové rameno v okamihu, kedy je $\sin(\varphi)=\pm 1$. Táto hodnota platí pre uhol $\varphi=90^\circ$ a 270° .

$$T_{r21} = 18485,54 \cdot \sin\varphi + 1378,4 \cdot \sin\varphi = \pm 19863,9N \quad (48)$$

- Maximálny ohybový moment pôsobí na lavicové rameno v okamihu, kedy je



$\sin(\varphi)=\pm 1$. Táto hodnota platí pre uhol $\varphi=90^\circ$ a 270° .

$$M_{Or21} = 18485,5 \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{1,7}{2} + 0,85\right) + 1378,4 \cdot \sin\varphi \cdot \frac{1,7}{2} = \pm 32597,0 N \cdot m \quad (49)$$

1.2.6 NAPÄTIE OD OHYBOVÉHO MOMENTU

$$\sigma_{r21} = \frac{M_{Or21}}{W_{Oy}} = \frac{\pm 32597,0}{9,84 \cdot 10^{-4}} = \pm 33133531 Pa = \pm 33,1 MPa \quad (50)$$

1.2.7 VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPÄTIA

Pri výpočte redukovaného napätia je hlavnou časťou zložka napätia od ohybového momentu. Zložku napätia od posúvajúcej sily môžeme úplne zanedbať. Nezanedbateľnou zložkou je však napätie od normálovej sily.

$$\sigma_{REDr21} = \sigma_{r21} + \frac{N_{r21}}{S_{OC}} = \pm 33133531 + \frac{-38153,8}{1,06 \cdot 10^{-2}} \quad (51)$$

$$\max(\sigma_{REDr21}) = -34,9 MPa \quad (52)$$

$$\min(\sigma_{REDr21}) = 31,5 MPa \quad (53)$$

1.2.8 BEZPEČNOSŤ K MEDZNÉMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_{kr21} = \frac{Re_{min1}}{\sigma_{REDr21}} = \frac{186}{|-34,9|} = 5,3 \quad (54)$$

1.2.9 URČENIE VVÚ PRE LAVICOVÉ RAMENO POHYBUJÚCE SA MAXIMÁLNYM UHLOVÝM ZRÝCHLENÍM

Tento typ zaťaženia spôsobí dotyčnú silu. Jej veľkosť je vyjadrená nasledujúcimi vzťahmi.

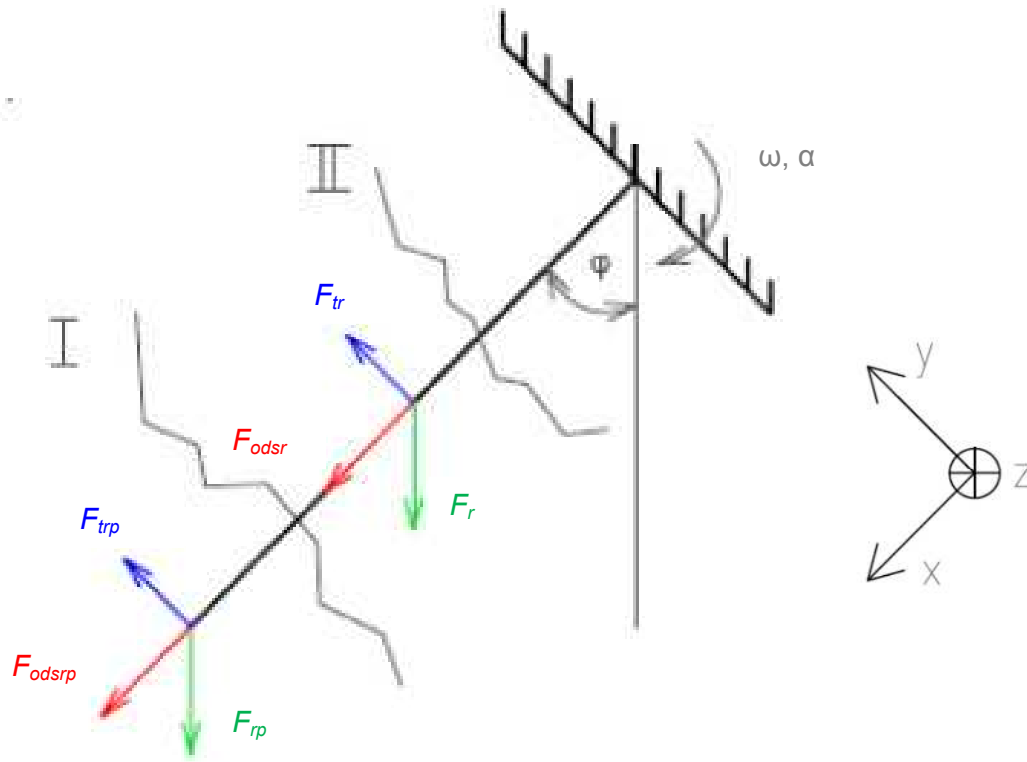
1.2.10 ZAŤAŽENIA OD DOTYČNEJ SILY

- Zaťaženie dotyčnou silou od vlastného ramena:

$$F_{tr} = \frac{a_t}{2} \cdot m_r = \frac{2,99}{2} \cdot 140,6 = 209,2 N \quad (55)$$

- Zaťaženie dotyčnou silou od plne obsadenej lavice:

$$F_{trp} = a_t \cdot m_{rp} = 2,99 \cdot 1885 = 5611,72 N \quad (56)$$



Obr. 5 VVÚ a súradnicový systém pre ľavé rameno pohybujúce sa maximálnym uhlovým zrýchlením

I. REZ $x_{r2} \in \left(0; \frac{r}{2}\right)$

$$\sum N = 0$$

$$N_{r3} + F_{odsrp} + F_{rp} \cdot \cos\varphi = 0 \quad (57)$$

$$N_{r3} = -F_{odsrp} - F_{rp} \cdot \cos\varphi$$

$$\sum T = 0$$

$$T_{r3} + F_{trp} - F_{rp} \cdot \sin\varphi = 0 \quad (58)$$

$$T_{r3} = -F_{trp} + F_{rp} \cdot \sin\varphi$$



$$\sum M_{Ozr3} = 0$$

$$M_{Or3} + F_{trp} \cdot x_{r2} - F_{rp} \cdot \sin\varphi \cdot x_{r2} = 0 \quad (59)$$

$$M_{Or3} = -F_{trp} \cdot x_{r2} + F_{rp} \cdot \sin\varphi \cdot x_{r2}$$

$$II. \quad REZ \quad x_{r21} \in \left(0; \frac{r}{2}\right)$$

$$\sum N = 0$$

$$N_{r31} + F_{odsrp} + F_{rp} \cdot \cos\varphi + F_{odsr} + F_r \cdot \cos\varphi = 0 \quad (60)$$

$$N_{r31} = -F_{odsrp} - F_{rp} \cdot \cos\varphi - F_{odsr} - F_r \cdot \cos\varphi$$

$$\sum T = 0$$

$$T_{r31} + F_{trp} - F_{rp} \cdot \sin\varphi + F_{tr} - F_r \cdot \sin\varphi = 0 \quad (61)$$

$$T_{r31} = -F_{trp} + F_{rp} \cdot \sin\varphi - F_{tr} + F_r \cdot \sin\varphi$$

$$\sum M_{Oz} = 0$$

$$M_{Or31} + F_{trp} \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{r21}\right) - F_{rp} \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{r21}\right) + F_{tr} \cdot x_{r21} - F_r \cdot \sin\varphi \cdot x_{r21} = 0 \quad (62)$$

$$M_{Or31} = -F_{trp} \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{r21}\right) + F_{rp} \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{r21}\right) - F_{tr} \cdot \frac{x_{r21}}{2} + F_r \cdot \sin\varphi \cdot \frac{x_{r21}}{2}$$

Z jednotlivých rezov je jasne vidieť, že vnútorné silové účinky sú najväčšie pre II. rez. Jednotlivé veľkosti maximálnych síl a miest, kde pôsobia:

- maximálna normálová sila pôsobí na lavicové rameno v okamihu, kedy je $\cos(\varphi)=1$. Táto hodnota platí pre uhol $\varphi=0^\circ=360^\circ$.

$$N_{r31} = -17632,5 - 18485,5 \cdot \cos\varphi - 657,4 - 1378,4 \cdot \cos\varphi = -38153,8N \quad (63)$$

- maximálna posúvajúca sila pôsobí na lavicové rameno v okamihu, kedy je $\sin(\varphi)=-1$. Táto hodnota platí pre uhol $\varphi=270^\circ$.

$$T_{r31} = -5611,72 + 18485,54 \cdot \sin\varphi - 209,2 + 1378,4 \cdot \sin\varphi = -25684,9N \quad (64)$$



- maximálny ohybový moment pôsobí na lavicové rameno v okamihu, kedy je $\sin(\varphi)=-1$. Táto hodnota platí pre uhol $\varphi=270^\circ$.

$$M_{Or31} = -5611,7 \cdot \left(\frac{1,7}{2} + 0,85 \right) + 18485,5 \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{1,7}{2} + 0,85 \right) - 209,2 \cdot \frac{1,7}{2} + 1378,4 \cdot \sin\varphi \cdot \frac{1,7}{2} \quad (65)$$

$$M_{Or31} = -42314,8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

1.2.11 NAPÄTIE OD OHYBOVÉHO MOMENTU

$$\sigma_{r31} = \frac{M_{Or31}}{W_{Oy}} = \frac{-42314,8}{9,84 \cdot 10^{-4}} = -43011232 \text{ Pa} = -43,0 \text{ MPa} \quad (66)$$

1.2.12 VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPÄTIA

Pri výpočte redukovaného napätia je hlavnou časťou zložka napätia od ohybového momentu. Zložku napätia od posúvajúcej sily môžeme úplne zanedbať. Nezanedbateľnou zložkou je však napätie od normálovej sily.

$$\sigma_{REDr31} = \sigma_{r31} + \frac{N_{r31}}{S_{OC}} = -43011232 + \frac{-38153,8}{1,06 \cdot 10^{-2}} = -44789359 \text{ Pa} = -44,8 \text{ MPa} \quad (67)$$

1.2.13 BEZPEČNOSŤ K MEDZNÉMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_{kr31} = \frac{Re_{min1}}{\sigma_{REDr31}} = \frac{186}{|-44,8|} = 4,2 \quad (68)$$

1.2.14 ZHODNOTENIE VÝSLEDKOV

Bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti vyšla pri oboch typoch zaťaženia, t.j. pri pôsobení maximálnych otáčok a dovoleného uhlového zrýchlenia vysoká. Avšak do výpočtov som zahrnul len dĺžku ramena po os otáčania. Pod osou otáčania je umiestnená ešte časť materiálu, ktorou je vlastné rameno prichytené ku hriadeľu.

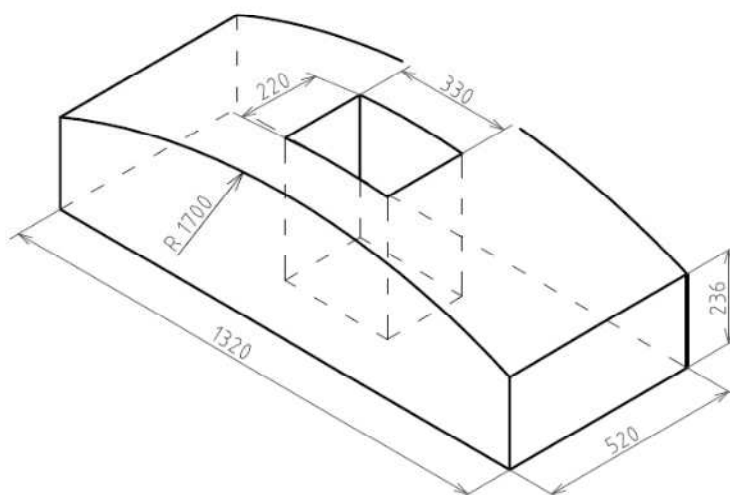


1.3 PROTIZÁVAŽNÉ RAMENO

Toto rameno je na rozdiel od lavicového ramena zaťažované len vlastnou tiahou a hmotnosťou protizávažia. Tvar a rozmery má skoro rovnaké ako predošlé rameno, len som zvýšil dĺžku ramena na 1,8m. Učinil som tak z dôvodu prichytenia protizávažia na rameno aj z hornej časti zvarom. Na zjednodušenie výpočtu som opäť uvažoval, že zaťaženie vlastnou tiahou ramena bude pôsobiť v ťažisku ramena. Rovnako tak zaťaženie od protizávažia bude pôsobiť v ťažisku protizávažia, t.j. vo vzdialenosti 1,7 m od osy otáčania.

1.3.1 PROTIZÁVAŽIE

Tvar a rozmery protizávažia sú uvedené na Obr. 8. Protizávažie sa bude vyrábať zvaraním plechov z ocele 11373, do požadovaného tvaru. Hmotnosť protizávažia som zvolil podľa situácie v akej bude celý mechanizmus pracovať najčastejšie, t.j. približne polovične obsadená lavica



Obr. 6 Tvar a rozmery protizávažia

1.3.2 CELKOVÝ OBJEM RAMENA

$$V_{OrPR} = V_{O1rPR} + V_{O2rPR} = 2 \cdot (S_{O1} \cdot r_{rPR}) + 2 \cdot (S_{O3} \cdot r_{rPR}) \quad (69)$$

$$V_{OrPR} = 2 \cdot (2,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1,8) + 2 \cdot (3,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1,8) = 1,908 \cdot 10^{-2} m^3$$



1.3.3 HMOTNOSTI TÝKAJÚCE SA PROTIZÁVAŽNÉHO RAMENA

- Hmotnosť jedného protizávažia:

$$m_{PR} = \frac{m_L + \frac{m_{16}}{2}}{2} = \frac{2490 + \frac{1280}{2}}{2} = 1565 \text{ kg} \quad (70)$$

- Hmotnosť vlastného protizávažného ramena:

$$m_{rPR} = \rho \cdot V_{OrPR} = 7800 \cdot 1,908 \cdot 10^{-2} = 148,8 \text{ kg} \quad (71)$$

1.3.4 ZAŤAŽENIA Z VLASTNEJ TIAŽE JEDNOTLIVÝCH HMOTNOSTÍ

- Zaťaženie vlastnou tiažou ramena:

$$F_{rPR} = m_{rPR} \cdot g = 148,8 \cdot 9,807 = 1459,5 \text{ N} \quad (72)$$

- Zaťaženie ramena od protizávažia:

$$F_{PR} = m_{PR} \cdot g = 1565 \cdot 9,807 = 15347,4 \text{ N} \quad (73)$$

1.3.5 ZAŤAŽENIA OD ODSREDIVEJ SILY

- Zaťaženie odstredivou silou vlastného ramena:

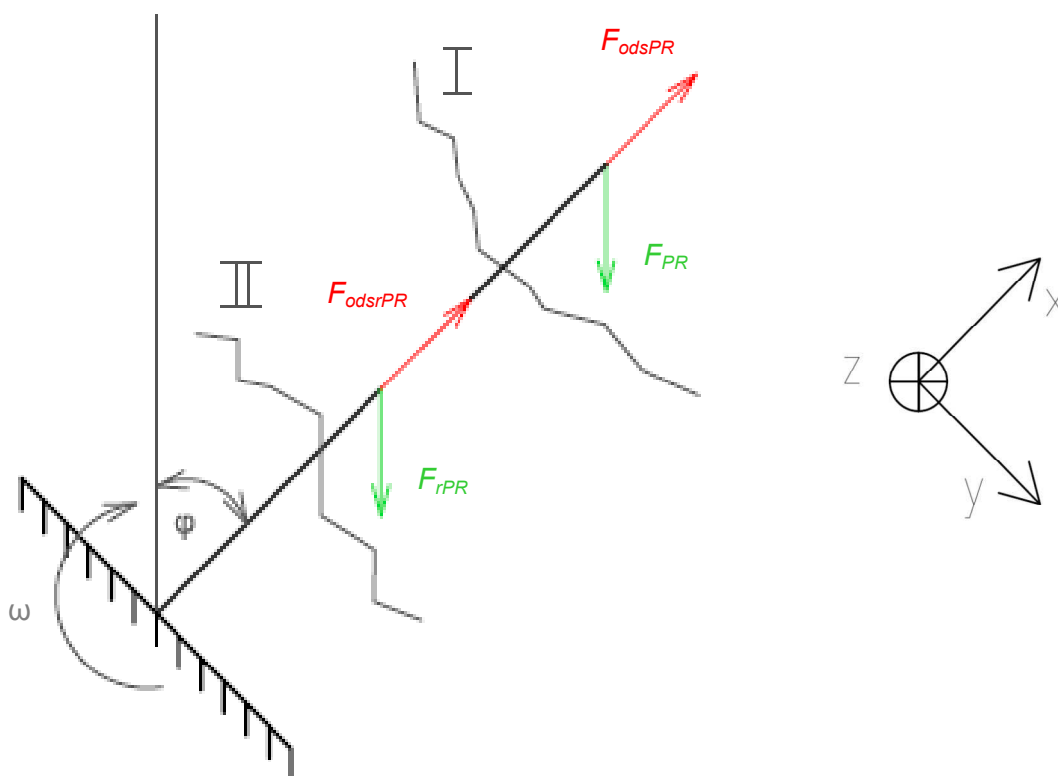
$$F_{odsPR} = m_{rPR} \cdot \omega^2 \cdot \frac{r_{rPR}}{2} = 148,8 \cdot 2,35^2 \cdot \frac{1,8}{2} = 737,0 \text{ N} \quad (74)$$

- Zaťaženie odstredivou silou protizávažia:

$$F_{odsPR} = m_{PR} \cdot \omega^2 \cdot r_{PR} = 1565 \cdot 2,35^2 \cdot 1,7 = 14639,2 \text{ N} \quad (75)$$



1.3.6 URČENIE VVÚ PRE PROTIZÁVAŽNÉ RAMENO POHYBUJÚCE SA MAXIMÁLNOU UHLOVOU RÝCHLOSŤOU



Obr. 7 VVÚ a súradnicový systém pre protizávažné rameno pohybujúce sa max. uhlovou rýchlosťou

$$I. \quad REZ \quad x_{rPR2} \in (0; r_{p2}) \quad x_{rPR2} \in (0; 0,8)$$

$$\sum N = 0$$

$$N_{rPR2} + F_{odsPR} - F_{PR} \cdot \cos\varphi = 0 \quad (76)$$

$$N_{rPR2} = -F_{odsPR} + F_{PR} \cdot \cos\varphi$$

$$\sum T = 0$$

$$T_{rPR2} + F_{PR} \cdot \sin\varphi = 0 \quad (77)$$

$$T_{rPR2} = -F_{PR} \cdot \sin\varphi$$



$$\sum M_{Oz} = 0$$

$$M_{OrPR21} + F_{PR} \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{rPR21}\right) + F_{rPR} \cdot \sin\varphi \cdot x_{rPR21} = 0 \quad (78)$$

$$M_{OrPR21} = -F_{PR} \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{rPR21}\right) - F_{rPR} \cdot \sin\varphi \cdot \frac{x_{rPR21}}{2}$$

II. REZ $x_{rPR21} \in (0; r_{p3})$ $x_{rPR21} \in (0; 0,9)$

$$\sum N = 0$$

$$N_{rPR21} + F_{odsPR} - F_{PR} \cdot \cos\varphi + F_{odsPR} - F_{rPR} \cdot \cos\varphi = 0 \quad (79)$$

$$N_{rPR21} = -F_{odsPR} + F_{PR} \cdot \cos\varphi - F_{odsPR} + F_{rPR} \cdot \cos\varphi$$

$$\sum T = 0$$

$$T_{rPR21} + F_{PR} \cdot \sin\varphi + F_{rPR} \cdot \sin\varphi = 0 \quad (80)$$

$$T_{rPR21} = -F_{PR} \cdot \sin\varphi - F_{rPR} \cdot \sin\varphi$$

$$\sum M_O = 0$$

$$M_{OrPR21} + F_{PR} \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{rPR21}\right) + F_{rPR} \cdot \sin\varphi \cdot x_{rPR21} = 0 \quad (81)$$

$$M_{OrPR21} = -F_{PR} \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{rPR21}\right) - F_{rPR} \cdot \sin\varphi \cdot \frac{x_{rPR21}}{2}$$

Z jednotlivých rezov je opäť jasne vidieť, že vnútorné silové účinky sú najväčšie pre II. rez. Jednotlivé veľkosti maximálnych síl a miest, kde pôsobia:

- Veľkosť normálovej sily je najväčšia v okamihu, kedy je $\cos(\varphi)=-1$. Táto hodnota platí pre uhol $\varphi=180^\circ$

$$N_{rPR21} = -14639,2 + 15347,4 \cdot \cos\varphi - 737,0 + 1459,5 \cdot \cos\varphi = -32183,0N \quad (82)$$



- Ďalej namáhanie od posúvajúcej sily protizávažného ramena je maximálne, keď $\sin(\varphi)=\pm 1$. Táto hodnota platí pre veľkosť uhla $\varphi=90^\circ$ a 270° .

$$T_{rPR21} = -15347,4 \cdot \sin\varphi - 1459,5 \cdot \sin\varphi = \pm 16806,9N \quad (83)$$

- A nakoniec namáhanie od ohybového momentu protizávažného ramena je maximálne, keď $\sin(\varphi)=\pm 1$. Táto hodnota platí opäť pre veľkosť uhla $\varphi=90^\circ$ a 270° .

$$M_{OrPR21} = -15347,4 \cdot \sin\varphi \cdot (0,8 + 0,9) - 1459,5 \cdot \sin\varphi \cdot (0,9) = \pm 27404,1N \cdot m \quad (84)$$

1.3.7 NAPÄTIE OD OHYBOVÉHO MOMENTU

$$\sigma_{rPR21} = \frac{M_{OrPR21}}{W_{Oy}} = \frac{\pm 27404,1}{9,84 \cdot 10^{-4}} = \pm 27844139Pa = \pm 27,8MPa \quad (85)$$

1.3.8 VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPÄTIA

$$\sigma_{REDrPR21} = \pm \sigma_{rPR21} + \frac{-N_{rPR2}}{S_{OC}} = \pm 27844139 + \frac{-32183,0}{1,06 \cdot 10^{-2}} \quad (86)$$

$$\max(\sigma_{REDrPR21}) = 26,5MPa \quad (87)$$

$$\min(\sigma_{REDrPR21}) = -29,6MPa \quad (88)$$

1.3.9 BEZPEČNOSŤ K MEDZNÉMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_{krPR21} = \frac{Re_{min1}}{\sigma_{REDrPR21}} = \frac{186}{|-29,6|} = 6,3 \quad (89)$$

1.3.10 URČENIE VVÚ PRE PROTIZÁVAŽNÉ RAMENO POHYBUJÚCE SA MAXIMÁLNYM UHLOVÝM ZRÝCHLENÍM

Pri výpočte je potrebné brať opäť do úvahy pôsobenie dotyčnej sily. Keďže sú rozdielne vzdialenosti pôsobenie týchto síl, je nutné upraviť aj veľkosti dotyčných zrýchlení.

1.3.11 DOTYČNÉ ZRÝCHLENIA PÔSOBIACE NA RAMENO

- Dotyčné zrýchlenie vlastného ramena:

$$a_{trPR} = \alpha_t \cdot \frac{r_{rPR}}{2} = 1,75 \cdot \frac{1,8}{2} = 1,58m \cdot s^{-2} \quad (90)$$

- Dotyčné zrýchlenie protizávažia:

$$a_{tPR} = \alpha_t \cdot r_{PR} = 1,75 \cdot 1,7 = 2,99m \cdot s^{-2} \quad (91)$$



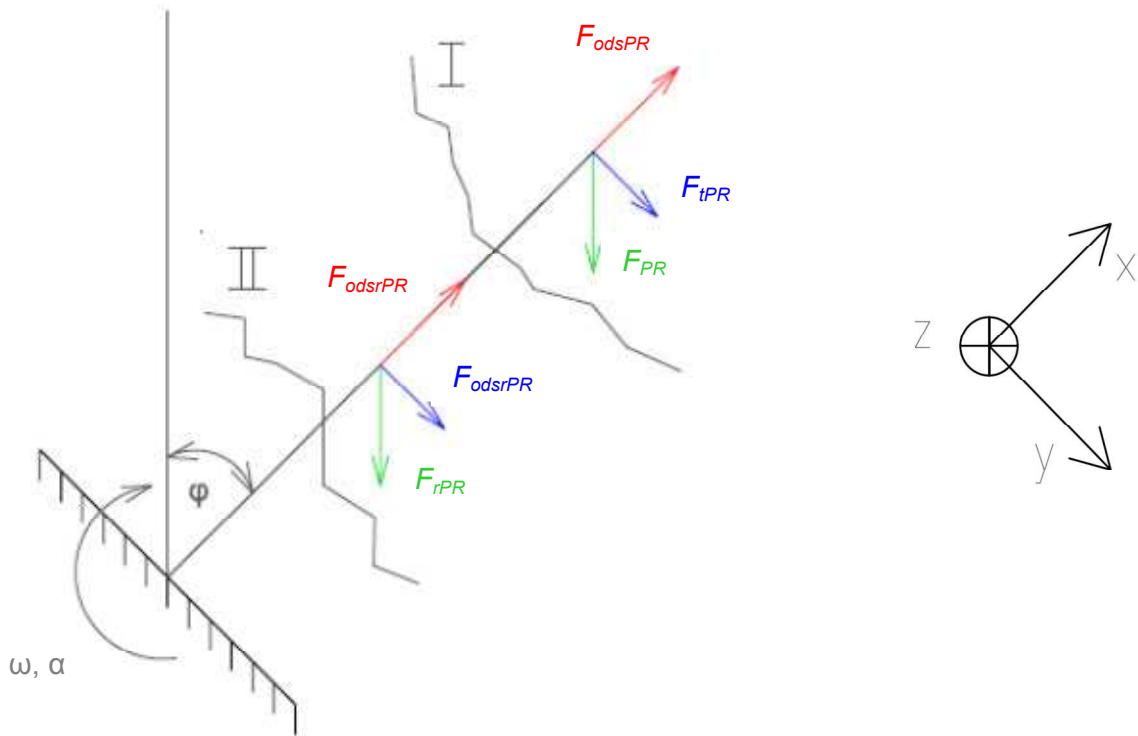
1.3.12 ZAŤAŽENIA OD DOTYČNÝCH SÍL PÔSOBIACE NA RAMENO

- Dotyčná sila spôsobená urýchľujúcim sa ramenom:

$$F_{trPR} = a_{trPR} \cdot m_{rPR} = 1,58 \cdot 148,8 = 234,6N \quad (92)$$

- Dotyčná sila spôsobená urýchľujúcim sa protizávažím:

$$F_{tPR} = a_{tPR} \cdot m_{PR} = 2,99 \cdot 1565 = 4659,1N \quad (93)$$



Obr. 8 VVÚ a súradnicový systém pre protizávažné rameno pohybujúce sa s dovoleným uhlovým zrýchlením

$$I. \quad REZ \quad x_{rPR2} \in (0; r_{P2}) \quad x_{rPR3} \in (0; 0,8)$$

$$\sum N = 0$$

$$N_{rPR3} + F_{odsPR} - F_{PR} \cdot \cos\varphi = 0 \quad (94)$$

$$N_{rPR3} = -F_{odsPR} + F_{PR} \cdot \cos\varphi$$



$$\sum T = 0$$

$$T_{rPR3} + F_{tPR} + F_{PR} \cdot \sin\varphi = 0 \quad (95)$$

$$T_{rPR3} = -F_{tPR} - F_{PR} \cdot \sin\varphi$$

$$\sum M_{Oz} = 0$$

$$M_{OrPR3} + F_{tPR} \cdot x_{rPR2} + F_{PR} \cdot \sin\varphi \cdot x_{rPR2} = 0 \quad (96)$$

$$M_{OrPR3} = -F_{tPR} \cdot x_{rPR2} - F_{PR} \cdot \sin\varphi \cdot x_{rPR2}$$

II. REZ $x_{rPR21} \in (0; r_{p3})$ $x_{rPR21} \in (0; 0,9)$

$$\sum N = 0$$

$$N_{rPR31} + F_{odsPR} - F_{PR} \cdot \cos\varphi + F_{odsPR} - F_{rPR} \cdot \cos\varphi = 0 \quad (97)$$

$$N_{rPR31} = -F_{odsPR} + F_{PR} \cdot \cos\varphi - F_{odsPR} + F_{rPR} \cdot \cos\varphi$$

$$\sum T = 0$$

$$T_{rPR31} + F_{tPR} + F_{PR} \cdot \sin\varphi + F_{trPR} + F_{rPR} \cdot \sin\varphi = 0 \quad (98)$$

$$T_{rPR31} = -F_{tPR} - F_{PR} \cdot \sin\varphi - F_{trPR} - F_{rPR} \cdot \sin\varphi$$

$$\sum M_O = 0$$

$$M_{OrPR31} + F_{tPR} \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{rPR21}\right) + F_{PR} \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{rPR21}\right) + F_{trPR} \cdot x_{rPR21} + F_{rPR} \cdot \sin\varphi \cdot x_{rPR21} = 0 \quad (99)$$

$$M_{OrPR31} = -F_{tPR} \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{rPR21}\right) - F_{PR} \cdot \sin\varphi \cdot \left(\frac{r}{2} + x_{rPR21}\right) - F_{trPR} \cdot \frac{x_{rPR21}}{2} - F_{rPR} \cdot \sin\varphi \cdot \frac{x_{rPR21}}{2}$$

Z jednotlivých rezov je opäť jasne vidieť, že vnútorné silové účinky sú najväčšie pre II. rez. Jednotlivé veľkosti maximálnych síl a miest, kde pôsobia:



- Veľkosť normálovej sily je najväčšia v okamihu, kedy je $\cos(\varphi)=-1$. Táto hodnota platí pre uhol $\varphi=180^\circ$.

$$N_{rPR31} = -14639,2 + 15347,4 \cdot \cos\varphi - 737,0 + 1459,5 \cdot \cos\varphi = -32183,1N \quad (100)$$

- Ďalej namáhanie od posúvajúcej sily protizávažného ramena je maximálne, keď $\sin(\varphi)=1$. Táto hodnota platí pre veľkosť uhla $\varphi=90^\circ$.

$$T_{rPR31} = -4659,1 - 15347,4 \cdot \sin\varphi - 234,6 - 1459,5 \cdot \sin\varphi = -21700,5N \quad (101)$$

- A nakoniec namáhanie od ohybového momentu protizávažného ramena je maximálne, keď $\sin(\varphi)=1$. Táto hodnota platí opäť pre veľkosť uhla $\varphi=90^\circ$.

$$M_{OrPR31} = -4659,1 \cdot (0,8 + 0,9) - 15347,4 \cdot \sin\varphi \cdot (0,8 + 0,9) - 234,6 \cdot 0,9 - 1459,5 \cdot \sin\varphi \cdot 0,9 \quad (102)$$

$$M_{OrPR31} = -35535,6N \cdot m$$

1.3.13 NAPÄTIE OD OHYBOVÉHO MOMENTU

$$\sigma_{rPR31} = \frac{M_{OrPR31}}{W_{Oy}} = \frac{-35535,6}{9,84 \cdot 10^{-4}} = -36120488Pa = -36,1MPa \quad (103)$$

1.3.14 VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPÄTIA

$$\sigma_{REDrPR31} = \sigma_{rPR} + \frac{-N_{rPR31}}{S_{OC}} = -36120488 + \frac{-32183,1}{1,06 \cdot 10^{-2}} = -37615878Pa \quad (104)$$

$$\sigma_{REDrPR31} = -37,6MPa$$

1.3.15 BEZPEČNOSŤ K MEDZNÉMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_{krPR31} = \frac{Re_{min1}}{\sigma_{REDrPR31}} = \frac{186}{|-37,6|} = 4,9 \quad (105)$$

1.3.16 ZHODNOTENIE VÝSLEDKOV

Bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti je vysoká, avšak rovnako ako pri lavicovom ramene som do výpočtov zahrnul len dĺžku ramena po os otáčania. Pod osou otáčania je umiestnená ešte časť materiálu, ktorou je vlastné rameno prichytené ku hriadeľu..



2 VÝBER MOTORA

Na pohon cele sústavy volím hydromotor POCLAIN HYDRAULICS MSE08 – 1 [2]. Hydromotor prenáša krútiaci moment napriamo, t.j. že je spojený priamo s hriadeľom. Vypočítal som maximálny krútiaci moment.

2.1 STANOVENIE MAXIMÁLNEHO KRÚTIACEHO MOMENTU HYDROMOTORA

- **Tlak v hydromotore:**

$$p_{HM} = 38 \text{ MPa} \quad (106)$$

- **Jednotkový objem hydromotora:**

$$V_0 = 1146 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1} = 0,00146 \text{ m}^3 \cdot \text{ot}^{-1} \quad (107)$$

- **Maximálny krútiaci moment hydromotora:**

$$M_{kHM} = \frac{V_0}{2 \cdot \pi} \cdot p_{HM} = \frac{0,00146}{2 \cdot \pi} \cdot 38000000 = 6930,9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (108)$$

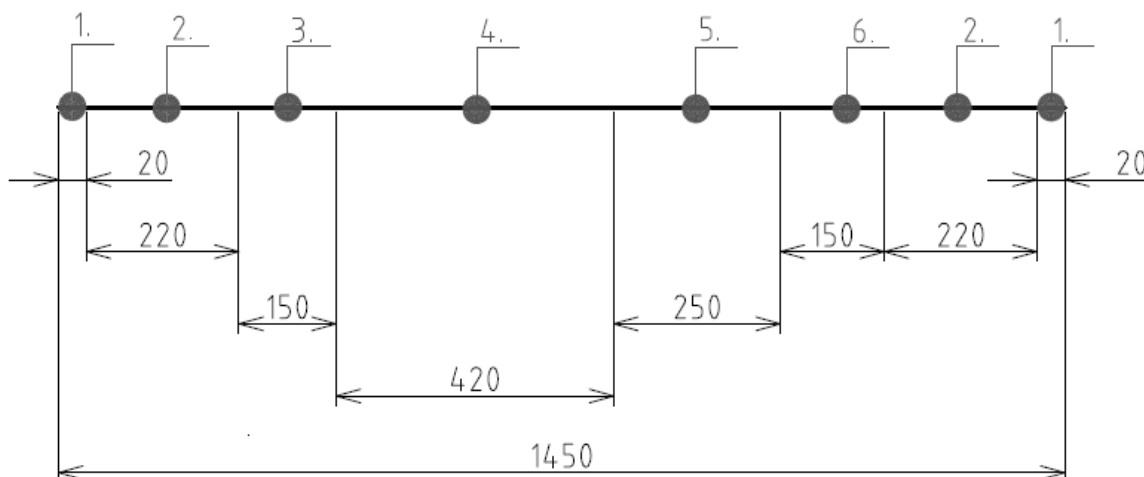


Obr. 9 Hydromotor POCLAIN HYDRAULICS MSE08-1 [3]

3 SPOJOVACÍ HRIADEL'

Ďalšou dôležitou časťou je návrh vhodného hriadeľa.

Najskôr som navrhol celkovú dĺžku hriadeľa. Volil som ju s ohľadom na šírku ramien, šírku protizávažia, dostatočnej dĺžky na uchytenie ramien a takisto s ohľadom na samotnú hrúbku rámu.



Obr. 10 Rozmery a celková dĺžka hriadeľa

Tab. 2 Časti ovplyvňujúce dĺžku hriadeľa

1.	dĺžka na zaistenie axiálneho pohybu lavicového a protizávažného ramena
2.	šírka ramien
3.	vzdialenosť medzi pohybujúcim sa lavicovým ramenom a rámom
4.	rám
5.	zväčšená vzdialenosť medzi pohybujúcim sa protizávažným ramenom a rámom (kvôli umiestneniu motora)
6.	prečnievajúce protizávažie



Najdôležitejším parametrom hriadeľa je jeho priemer, konkrétne minimálny priemer hriadeľa. Závisí na zaťaženiach, ktoré pôsobia na hriadeľ. Ramená konajú rotačný pohyb. Z charakteristiky tohto pohybu vyplýva, že zaťaženia sa budú v priebehu rotácie meniť. Zaťaženia, ktoré pôsobia na jednotlivé ramená, sú aj zaťažienami, ktoré namáhajú hriadeľ.

Hriadeľ je vyrobený z ocele 11500. Jej minimálna medza v klze: $Re_{min2}=245\text{MPa}$.

Hriadeľ je namáhaný len radiálnymi silami – normálovými a dotyčnými. Tieto sily však namáhajú hriadeľ v rôznych uhloch natočenia, a preto, do výpočtu dosadím väčšiu z dvoch síl, ktoré pôsobia v bode 0 a C. Sú nimi normálové sily. Výpočet robím zasa pre dva typy zaťaženia. Silová a momentová rovnováha k bodu 0, je rovnaká pre oba spôsoby zaťaženia, lebo normálová sila zaťažuje hriadeľ rovnako pri maximálnych otáčkach a rovnako pri dovolenom uhlovom zrýchlení. Rozdielne však budú vnútorné silové účinky. Hriadeľ a aj celý rám je taktiež sústavne zaťažovaný zložkami odstredivej resp. dotyčnej sily, ktoré vzniknú, ak sa ramená nachádzajú vo vodorovnej, resp. zvislej polohe. Hodnotou väčšie sú odstredivé sily, a preto aj zaťaženie od nich spôsobené zahrniem do výpočtu.

Body 0 a C sú miestami pôsobenia síl a momentov od lavicového, resp. protizávažného ramena. Body A, B predstavujú umiestnenie ložísk.

Z rovnice (47) plynie, že zložka odstredivej sily, ktorá zaťažuje lavicové rameno vo vodorovnej polohe ($\varphi=90^\circ$), má veľkosť:

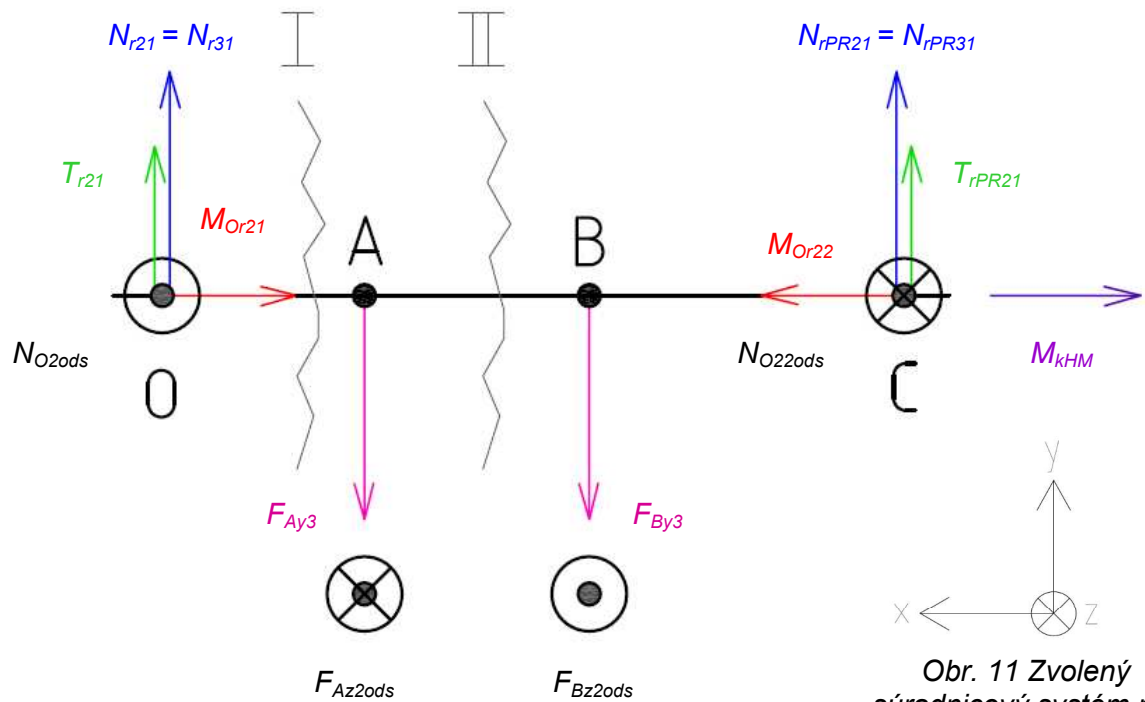
$$N_{r21} = -17632,5 - 18485,5 \cdot \cos\varphi - 657,4 - 1378,4 \cdot \cos\varphi \quad (109)$$

$$N_{O2ods} = -18289,9N$$

A z rovnice (100) plynie, že zložka odstredivej sily, ktorá zaťažuje protizávažné rameno vo vodorovnej polohe ($\varphi=90^\circ$), má veľkosť:

$$N_{rPR31} = -14639,2 + 15347,4 \cdot \cos\varphi - 737,0 + 1459,5 \cdot \cos\varphi \quad (110)$$

$$N_{O22ods} = -15376,2N$$



Obr. 11 Zvolený súradnicový systém pre hriadeľ

Obr. 12 Zťažujúce a reakčné sily pôsobiace na hriadeľ + VVÚ hriadeľa, ktorý sa otáča s max. uhlovou rýchlosťou

3.1 SILOVÁ ROVNOVÁHA

$$\sum F_{y3} = 0$$

$$N_{r31} - F_{Ay3} - F_{By3} + N_{rPR31} = 0 \quad (111)$$

$$F_{Ay3} = N_{r31} - F_{By3} + N_{rPR31}$$



3.2 MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA K BODU O

$$\sum M_{Oz3} = 0$$

$$F_{Ay3} \cdot l_1 + F_{By3} \cdot (l_1 + l_2) - N_{rPR31} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$F_{By3} = \frac{-F_{Ay3} \cdot l_1 + N_{rPR31} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2)}$$

$$F_{By3} = \frac{(-N_{r31} + F_{By3} - N_{rPR31}) \cdot l_1 + N_{rPR31} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2)} \quad (112)$$

$$F_{By3} = \frac{(-N_{r31} - N_{rPR31}) \cdot l_1 + N_{rPR31} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{l_2}$$

$$F_{By3} = \frac{(-38153,8 - 32183,1) \cdot 0,32 + 32183,1 \cdot (0,32 + 0,3 + 0,53)}{0,3}$$

$$F_{By3} = 48342,4N$$

Kde:

l_1 – vzdialenosť od bodu O do bodu A (volené 0,32m)

l_2 – vzdialenosť od bodu A do bodu B (volené 0,3m)

l_3 – vzdialenosť od bodu B do bodu C (volené 0,53m)

$$F_{Ay3} = N_{r31} - F_{By3} + N_{rPR31} = 38153,8 - 48342,4 + 32183,1 = 21994,5N \quad (113)$$

3.3 ZAŤAŽENIE HRIADEĽA SPÔSOBENÉ UHLOVOU RÝCHLOSŤOU

3.3.1 SILOVÁ ROVNOVÁHA

$$\sum F_z = 0$$

$$-N_{O2ods} + F_{Az2ods} - F_{Bz2ods} + N_{O22ods} = 0 \quad (114)$$

$$F_{Az2ods} = F_{Bz2ods} + N_{O2ods} - N_{O22ods}$$



3.3.2 MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA K BODU O

$$\sum M_{Oy} = 0$$

$$F_{Az2ods} \cdot l_1 - F_{Bz2ods} \cdot (l_1 + l_2) + N_{O22ods} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$(F_{Bz2ods} + N_{O2ods} - N_{O22ods}) \cdot l_1 - F_{Bz2ods} \cdot (l_1 + l_2) + N_{O22ods} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0 \quad (115)$$

$$F_{Bz2ods} = \frac{N_{O22ods} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + (N_{O2ods} - N_{O22ods}) \cdot l_1}{(l_2)}$$

$$F_{Bz2ods} = \frac{15376,2 \cdot (0,32 + 0,3 + 0,53) + (18289,9 - 15376,2) \cdot 0,32}{0,3} = 62050,1N$$

$$F_{Az2ods} = F_{Bz2ods} + N_{O2ods} - N_{O22ods} = 62050,1 + 18289,9 - 15376,2 = 64963,8N \quad (116)$$

3.3.3 VÝSLEDNÉ VNÚTORNÉ ÚČINKY OD ZAŽAŽENIA UHLOVOU RÝCHLOŠŤOU

Na získanie hodnôt maximálnych síl, ktoré zaťažujú hriadeľ, a takisto rám, stačí urobiť len 2 rezy. Zaťaženie sa preniesie dvoma ložiskami.

I. REZ $x_{21} \in (0; l_1)$

$$\sum T_y = 0$$

$$T_{y21} + N_{r31} = 0 \quad (117)$$

$$T_{y21} = -N_{r31} = -38153,8N$$

$$\sum T_z = 0$$

$$T_{z21} - N_{O2ods} = 0 \quad (118)$$

$$T_{z21} = N_{O2ods} = 18289,9N$$



$$\sum M_x = 0$$

$$M_{x21} - M_{kHM} - M_{Or21} = 0 \quad (119)$$

$$M_{x21} = M_{kHM} + M_{Or21} = 6930,9 + 32597,0 = 39528,0 N.m$$

$$\sum M_y = 0$$

$$M_{y21} + N_{O2ods} \cdot x_{21} = 0 \quad (120)$$

$$M_{y21} = -N_{O2ods} \cdot x_{21} = -18289,9 \cdot 0,32 = -5852,8 N.m$$

$$\sum M_z = 0$$

$$M_{z21} + N_{r31} \cdot x_{21} = 0 \quad (121)$$

$$M_{z21} = -N_{r31} \cdot x_{21} = -38153,8 \cdot 0,32 = -12209,2 N.m$$

II. REZ $x_{22} \in (0; l_2)$

$$\sum T_y = 0$$

$$T_{y22} + N_{r31} - F_{Ay3} = 0 \quad (122)$$

$$T_{y22} = -N_{r31} + F_{Ay3} = -38153,8 + 21994,5 = -16159,3 N$$

$$\sum T_z = 0$$

$$T_{z22} - N_{O2ods} + F_{Az2ods} = 0 \quad (123)$$

$$T_{z22} = N_{O2ods} - F_{Az2ods} = 18289,9 - 64963,8 = -46673,9 N$$

$$\sum M_x = 0$$

$$M_{x22} - M_{kHM} - M_{Or21} = 0 \quad (124)$$

$$M_{x22} = M_{kHM} + M_{Or21} = 6930,9 + 32597,0 = 39528,0 N.m$$



$$\sum M_y = 0$$

$$M_{y22} + N_{O2ods} \cdot (l_1 + x_{22}) - F_{Az2ods} \cdot x_{22} = 0 \quad (125)$$

$$M_{y22} = -N_{O2ods} \cdot (l_1 + x_{22}) + F_{Az2ods} \cdot x_{22} = -18289,9 \cdot (0,32 + 0,3) + 64963,8 \cdot (0,3) \\ = 8149,4 N \cdot m$$

$$\sum M_z = 0$$

$$M_{z22} + N_{r31} \cdot (l_1 + x_{22}) - F_{Ay3} \cdot x_{22} = 0 \quad (126)$$

$$M_{z22} = -N_{r31} \cdot (l_1 + x_{22}) + F_{Ay3} \cdot x_{22} = -38153,8 \cdot (0,32 + 0,3) + 21994,5 \cdot 0,3 \\ = -17057,0 N \cdot m$$

3.3.4 MAXIMÁLNE OHYBOVÉ MOMENTY

- **Maximálny ohybový moment pre miesto A:**

$$M_{oAmax2} = \sqrt{M_{y21}^2 + M_{z21}^2} = \sqrt{(-5852,8)^2 + (-12209,2)^2} = 13539,6 N \cdot m \quad (127)$$

- **Maximálny krútiaci moment pre miesto A:**

$$M_{kAmax2} = M_{kHM} + M_{Or21} = 6930,9 + 32597,0 = 39528,0 N \cdot m \quad (128)$$

- **Maximálny ohybový moment pre miesto B:**

$$M_{oBmax2} = \sqrt{M_{y22}^2 + M_{z22}^2} = \sqrt{8149,4^2 + (-17057,0)^2} = 18903,8 N \cdot m \quad (129)$$

- **Maximálny krútiaci moment pre miesto B:**

$$M_{kBmax2} = M_{kHM} + M_{Or21} = 6930,9 + 32597,0 = 39528,0 N \cdot m \quad (130)$$



3.3.5 VÝPOČET DOVOLENÝCH NAPĚTÍ

- Výpočet σ_{dov} :

Napětí σ_{dov} vypočítam pre prípad, kedy je hriadeľ zaťažený väčším ohybovým momentom, t.j. pre miesto v bode B.

$$\sigma_{dov2} = \frac{M_{oBmax2}}{W_B} = \frac{M_{oBmax2}}{\frac{\pi \cdot d_{min2}^3}{32}} \quad (131)$$

- Výpočet τ_{kdov} :

Takisto napätie τ_{kdov} vypočítam pre prípad, kedy je hriadeľ zaťažený väčším krútiacim momentom, t.j. pre miesto v bode B.

$$\tau_{kdov2} = \frac{M_{kBmax2}}{W_{Bk}} = \frac{M_{kBmax2}}{\frac{\pi \cdot d_{min2}^3}{16}} \quad (132)$$

3.3.6 PODĽA PODMIENKY HMH SA σ_{red} VYPOČÍTA PODĽA VZŤAHU:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_{dov}^2 + 3 \cdot \tau_{kdov}^2} \\ \sigma_{red2} &= \sqrt{\sigma_{dov2}^2 + 3 \cdot \tau_{kdov2}^2} \\ \sigma_{red2} &= \sqrt{\left(\frac{M_{oBmax2}}{\frac{\pi \cdot d_{min2}^3}{32}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{kBmax2}}{\frac{\pi \cdot d_{min2}^3}{16}}\right)^2} \end{aligned} \quad (133)$$

3.3.7 NAJMENŠÍ PRIEMER HRIADEĽA OD ZAŤAŽENIA UHLOVOU RÝCHLOSŤOU

Najmenší priemer hriadeľa navrhujem s návrhovým súčiniteľom bezpečnosti $n = 3$.

Potom napätie, ktoré odpovedá zvolenej bezpečnosti sa vyjadří zo vzťahu:

$$\sigma_{Dred2} = \frac{Re_{min2}}{n} = \frac{245}{3} = 81,67 \text{ MPa} \quad (134)$$

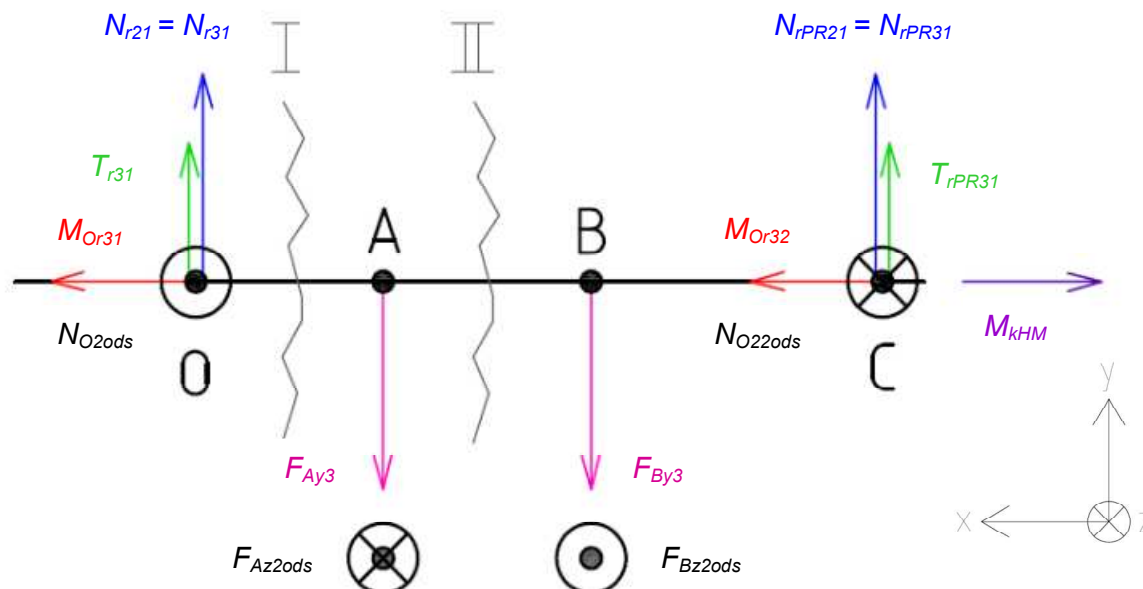
Neznámym parametrom je hľadaný $d_{\min 2}^3$. Postupným upravením rovnice (133) dostaneme vzťah:

$$d_{\min 2} = \sqrt[6]{\frac{\left(\frac{M_{oBmax2} \cdot 32}{\pi}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{kBmax2} \cdot 16}{\pi}\right)^2}{\sigma_{Dred2}^2}} \quad (135)$$

$$d_{\min 2} = \sqrt[6]{\frac{\left(\frac{18903,8}{\pi}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{39528,0}{\pi}\right)^2}{81,67^2}} = 169,6 \text{ mm}$$

3.4 ZAŤAŽENIE HRIADEĽA SPÔSOBENÉ UHLOVÝM ZRÝCHLENÍM

Zaťaženie od odstredivých síl, je väčšie ako zaťaženie od dotyčných síl, ktoré vznikajú pri tomto pohybe. Odstredivá sila pôsobí rovnakou veľkosťou pri maximálnych otáčkach a pri dovolenom uhlovom zrýchlení, preto silová a momentová rovnováha k bodu O, je rovnaká ako pri zaťažení hriadeľa spôsobenom uhlovou rýchlosťou (4.3). Rozdielne ale budú výsledné vnútorné účinky.



Obr. 13 Zaťažujúce a reakčné sily pôsobiace na hriadeľ + VVÚ hriadeľa, ktorý sa otáča s dovoleným uhlovým zrýchlením



3.4.1 VÝSLEDNÉ VNÚTORNÉ ÚČINKY OD ZAŤAŽENIA DOVOLENÝM UHLOVÝM ZRÝCHLENÍM

l. REZ $x_{31} \in (0; l_1)$

$$\sum T_y = 0$$

$$T_{y31} + N_{r31} = 0 \quad (136)$$

$$T_{y31} = -N_{r31} = -38153,8N$$

$$\sum T_z = 0$$

$$T_{z31} - N_{O2ods} = 0 \quad (137)$$

$$T_{z31} = N_{O2ods} = 18289,9N$$

$$\sum M_x = 0$$

$$M_{x31} - M_{kHM} + M_{Or31} = 0 \quad (138)$$

$$M_{x31} = M_{kHM} - M_{Or31} = 6930,9 - 42314,8 = -35383,8N.m$$

$$\sum M_y = 0$$

$$M_{y31} + N_{O2ods} \cdot x_{21} = 0 \quad (139)$$

$$M_{y31} = -N_{O2ods} \cdot x_{21} = -18289,9 \cdot 0,32 = -5852,8N.m$$

$$\sum M_z = 0$$

$$M_{z31} + N_{r31} \cdot x_{31} = 0 \quad (140)$$

$$M_{z31} = -N_{r31} \cdot x_{31} = -38153,8 \cdot 0,32 = -12209,2N.m$$



II. REZ $x_{32} \in (0; l_2)$

$$\sum T_y = 0$$

$$T_{y32} + N_{r31} - F_{Ay3} = 0 \quad (141)$$

$$T_{y32} = -N_{r31} + F_{Ay3} = -38153,8 + 21994,5 = -16159,3N$$

$$\sum T_z = 0$$

$$T_{z32} - N_{O2ods} + F_{Az2ods} = 0 \quad (142)$$

$$T_{z32} = N_{O2ods} - F_{Az2ods} = 18289,9 - 64963,8 = -46673,9N$$

$$\sum M_x = 0$$

$$M_{x32} - M_{kHM} + M_{Or31} = 0 \quad (143)$$

$$M_{x32} = M_{kHM} - M_{Or31} = 6930,9 - 42314,8 = -35383,8N.m$$

$$\sum M_y = 0$$

$$M_{y32} = +N_{O2ods} \cdot (l_1 + x_{32}) - F_{Az2ods} \cdot x_{32} = 0 \quad (144)$$

$$M_{y32} = -N_{O2ods} \cdot (l_1 + x_{32}) + F_{Az2ods} \cdot x_{32}$$

$$M_{y32} = -18289,9 \cdot (0,32 + 0,3) + 64963,8 \cdot 0,3 = 8149,4N.m$$

$$\sum M_z = 0$$

$$M_{z32} + N_{r31} \cdot (l_1 + x_{32}) - F_{Ay3} \cdot x_{32} = 0 \quad (145)$$

$$M_{z32} = -N_{r31} \cdot (l_1 + x_{32}) + F_{Ay3} \cdot x_{32}$$

$$M_{z32} = -38153,8 \cdot (0,32 + 0,3) + 21994,5 \cdot 0,3 = -17057,0N.m$$



3.4.2 MAXIMÁLNE OHYBOVÉ MOMENTY

- Maximálny ohybový moment pre miesto A:

$$M_{oAmax3} = \sqrt{M_{y31}^2 + M_{z31}^2} = \sqrt{(-5852,8)^2 + (-12209,2)^2} = 13539,6N.m \quad (146)$$

- Maximálny krútiaci moment pre miesto A:

$$M_{kAmax3} = M_{kHM} + M_{Or31} = 6930,9 + (-42314,8) = -35383,8N.m \quad (147)$$

- Maximálny ohybový moment pre miesto B:

$$M_{oBmax3} = \sqrt{M_{y32}^2 + M_{z32}^2} = \sqrt{8149,4^2 + (-17057,0)^2} = 18903,8N.m \quad (148)$$

- Maximálny krútiaci moment pre miesto B:

$$M_{kBmax3} = M_{kHM} - M_{Or31} = 6930,9 - 42314,8 = -35383,8N.m \quad (149)$$

3.4.3 VÝPOČET DOVOLENÝCH NAPÄTÍ

Výpočet σ_{dov} :

Napätie σ_{dov} vypočítam pre prípad, kedy je hriadeľ zaťažený väčším ohybovým momentom, t.j. pre miesto v bode B.

$$\sigma_{dov3} = \frac{M_{oBmax3}}{W_B} = \frac{M_{oBmax3}}{\frac{\pi \cdot d_{min3}^3}{32}} \quad (150)$$

Výpočet τ_{kdov} :

Takisto napätie τ_{kdov} vypočítam pre prípad, kedy je hriadeľ zaťažený väčším krútiacim momentom, t.j. pre miesto v bode B.

$$\tau_{kdov3} = \frac{M_{kBmax3}}{W_{Bk}} = \frac{M_{kBmax3}}{\frac{\pi \cdot d_{min3}^3}{16}} \quad (151)$$



3.4.4 PODĽA PODMIENKY HMH SA σ_{red} VYPOČÍTA PODĽA VZŤAHU:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{dov}^2 + 3 \cdot \tau_{kdov}^2}$$

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{dov3}^2 + 3 \cdot \tau_{kdov3}^2}$$

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\left(\frac{M_{oBmax3}}{\pi \cdot d_{min3}^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{kBmax3}}{\pi \cdot d_{min3}^3}\right)^2}$$

(152)

3.4.5 NAJMENŠÍ PRIEMER HRIADEĽA OD ZAŽAŽENIA UHLOVEJ RÝCHLOSTI

Najmenší priemer hriadeľa navrhujem s návrhovým súčiniteľom bezpečnosti $n = 3$.

Potom napätie, ktoré odpovedá zvolenej bezpečnosti sa vyjadří zo vzťahu:

$$\sigma_{Dred} = \frac{Re_{min2}}{n} = \frac{245}{3} = 81,67 MPa$$

(153)

Neznámym parametrom je hľadaný d_{min3} . Postupným upravením rovnice (156) dostanem vzťah:

$$d_{min3} = \sqrt[6]{\frac{\left(\frac{M_{oBmax3} \cdot 32}{\pi}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{kBmax3} \cdot 16}{\pi}\right)^2}{\sigma_{Dred3}^2}}$$

(154)

$$d_{min3} = \sqrt[6]{\frac{\left(\frac{18903,8}{\pi}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{-35383,8 \cdot 16}{\pi}\right)^2}{81,67^2}} = 165,0 mm$$

3.4.6 ZHRNUTIE VÝSLEDKOV

Najmenší priemer hriadeľa vyšiel pri zaťažení od maximálnych otáčok, t.j. $d_{2min} = 169,6 mm$.

Pre uvedený prípad je najvhodnejšie zvoliť najmenší priemer hriadeľa 180mm, v dôsledku uchytenia ramien na hriadeľ. V mieste ložísk som zvolil priemer 200mm. Axiálne je nutné taktiež zaistiť ložiská. Toto je vyriešené zvýšeným priemerom hriadeľa na 220mm.

Ďalším dôležitým parametrom pri návrhu veľkosti a priemeru hriadeľa je určenie priehybu. Kvôli veľkosti rozsahu bakalárskej práce som tieto výpočty už nerobil.



4 UCHYTENIE RAMIEN NA HRIADEL'

4.1 LAVICOVÉ RAMENO

Lavicové rameno je prichytené na hriadelí pomocou drážkovania. Tento spôsob som vybral preto, lebo v prípade poruchy na iných častiach sa bude dať rameno demontovať. Drážkovanie, samozrejme, prenáša krútiaci moment. Volím evolventný typ drážkovania, pretože pri tomto spôsobe sa najlepšie rozloží tlak na boky drážok. Nižšie je uvedený kontrolný výpočet na bezpečnosť drážkovaného spojenia.

4.1.1 KONTROLA NA OTLAČENIE

DANÉ HODNOTY:

- Základná hodnota tlaku pre náboj [4, str.1081]:

$$p_0 = 150 \text{ MPa} \quad (155)$$

- Dovolená hodnota tlaku na bokoch drážok v náboji, pre zaťaženie jednosmerné, veľké rázy [4, str.1081]:

$$p_d = 0,6 \cdot p_0 = 0,6 \cdot 150 = 90 \text{ MPa} \quad (156)$$

- Konštanta zohľadňujúca evolventné a jemné drážkovanie [4, str. 1082]:

$$K = 0,5 \quad (157)$$

ZVOLENÉ HODNOTY:

- Stredný priemer drážkovaného profilu:

$$d_s = 185 \text{ mm} = 0,185 \text{ m} \quad (158)$$

- Činná dĺžka drážkovania:

$$l = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m} \quad (159)$$

- Činná výška drážkovania:

$$h = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m} \quad (160)$$



- **Počet drážok:**

$$z = 35 \quad (161)$$

- **Točivý moment:**

$$M_k = 42314,8 N.m \quad (162)$$

TLAK NA BOKOCH DRÁŽOK [4, str.1082]

$$p_{bd} = \frac{2 \cdot M_k}{d_s \cdot l \cdot h \cdot K \cdot z} = \frac{2 \cdot 42314,8}{0,185 \cdot 0,02 \cdot 0,02 \cdot 0,5 \cdot 35} = 65351043 Pa = 65,4 MPa \quad (163)$$

4.1.2 BEZPEČNOSŤ KU KONTROLE NA OTLAČENIE

$$k_o = \frac{p_d}{p_{bd}} = \frac{90}{65,4} = 1,4 \quad (164)$$

Axiálny posuv ramena je zaistený prírubou, ktorá je priskrutkovaná k hriadeľi. Na upevnenie som použil 4 skrutky so šesťhrannou hlavou ISO 4017 – M12x30-8.8. Príruba bude zhotovená z plechu P5-200x200 ČSN 42 5310.

4.2 PROTIZÁVAŽNÉ RAMENO

Ukotvenie ramena na hriadeľ má byť prevedené ako rozoberateľné. Rameno sa má po ukončení prevozu a následnom premiestnení celej sústavy voľne spustiť, aby bola zaistená jednoduchšia a hlavne bezpečnejšia preprava.



5 NÁVRH LOŽÍSK

Hriadeľ prenáša do rámu sily, ktoré sú len radiálne. Tieto sily pohltia ložiská, ktoré ich následne prenesú do rámu. Jedná sa o dynamické namáhanie ložísk, pretože hriadeľ koná rotačný pohyb. Na pohltenie síl som zvolil dve ložiská. Keďže sily, ktoré prenášajú ložiská sú skoro rovnaké, tak aj ložiská som volil rovnaké.

5.1 VEĽKOSŤ RADIÁLNYCH SÍL, KTORÉ ZAŤAŽUJÚ LOŽISKÁ

- **LOŽISKO A:**

$$F_{AR} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az2ods}^2} = \sqrt{(21994,5)^2 + (64963,8)^2} = 68586,1N \quad (165)$$

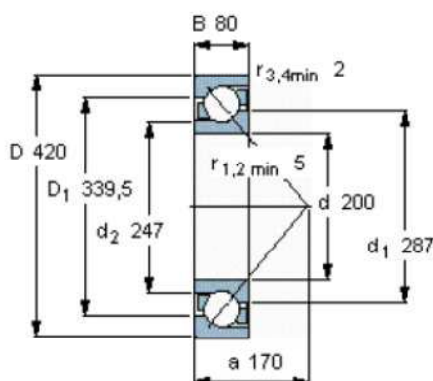
- **LOŽISKO B:**

$$F_{BR} = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz2ods}^2} = \sqrt{48342,4^2 + 62050,1^2} = 78658,8N \quad (166)$$

Z uvedených výpočtov vyplýva, že väčšie zaťaženie pôsobí v bode B, takže ložiská budem navrhovať práve pre toto zaťaženie.

5.2 VOĽBA LOŽÍSK

Najvhodnejším typom ložísk sú v danom prípade ložiská z katalógu SKF [5], Kuličková ložiska s kosoúhlým stykom, jednořadá 7340 BCBM.



Obr. 14 Ložisko 7340 BCBM



5.3 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽÍSK

Doporučené hodnoty trvanlivosti ložisiek som volil podľa tabuľky [4, str.625]. Pre uvedený prípad som zvolil trvanlivosť v rozsahu 10 000 – 25 000 hodín.

- **Základná výpočtová trvanlivosť:**

$$L_{AZ} = 1 \cdot 10^6 \text{ hodín} \quad (167)$$

- **Dynamická únosnosť ložiska:**

$$C_A = 351 \text{ kN} \quad (168)$$

- **Parametre Weibullovoho rozdelenia [4, str.656]:**

$$x_0 = 0,02$$

$$\theta = 4,459 \quad (169)$$

$$b = 1,483$$

- **Spoľahlivosť pre ložisko A, B:**

$$R_A = R_B \quad (170)$$

- **Celková spoľahlivosť:**

$$R_{celk} = 0,99 \quad (171)$$

- **Prevozný súčiniteľ pre stroje s malými rázmi [4, str.625]:**

$$a_f = 1,2 \quad (172)$$

- **Bezrozmerná trvanlivosť pre bod A, B [4, str. 617]:**

$$x_{A,B} = x_0 + (\theta - x_0) \cdot \left(\ln \frac{1}{R_{A,B}} \right)^{\frac{1}{b}} = 0,02 + (4,459 - 0,02) \cdot \left(\ln \frac{1}{0,995} \right)^{\frac{1}{1,483}} = 0,145 \quad (173)$$

- **Prepočítaná hodnota základnej trvanlivosti na 99% trvanlivosť:**

$$L_{A99} = x_{A,B} \cdot L_{AZ} = 0,145 \cdot 1 \cdot 10^6 = 1,451 \cdot 10^6 \text{ hodín} \quad (174)$$

- **Súčiniteľ pre guľčkové ložiská [4, str.615]:**

$$a_S = 3 \quad (175)$$



- Skutočná trvanlivosť ložisiek [4, str.645 (11-23)]:

$$L_A = \left(\frac{C_A}{F_{BR} \cdot a_f} \right)^{a_s} \cdot \frac{L_{A99}}{n_{max}} = \left(\frac{462}{78,7 \cdot 1,2} \right)^3 \cdot \frac{1,451 \cdot 10^6}{1344} = 12636,7 \text{ hodín} \quad (176)$$

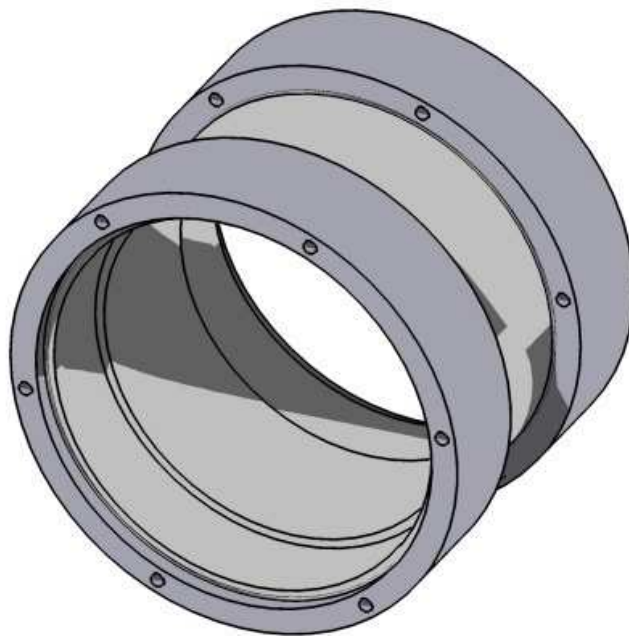


6 DOMČEKY PRE LOŽISKÁ

Na to, aby ložiská plnili svoju funkciu správne je potrebné ich zaistiť. Všeobecne platí, že na zaistenie ložísk sa používajú domčeky. V popisovanom prípade sa však domčeky týchto rozmerov nevyrábajú, preto si musím navrhnuť vlastné.

Celkový počet ložísk, ktoré do rámu prenášajú zaťaženia sú štyri. Dve z nich sa nachádzajú na prvom spojovacom hriadeli, zvyšné dve na druhom hriadeli. Ložiskám musí byť zamedzený pohyb v axiálnom a radiálnom smere. Ďalej musí byť zabezpečená súososť ložísk a takisto vymedzená ich vzájomná poloha.

Domček som zhotovil z trubky s vonkajším priemerom 440mm a hrúbkou 20mm. Z obidvoch strán sa trubka opracuje na požadovaný priemer 420mm a požadovanú drsnosť. Opracovaná dĺžka je od konca trubky z každej strany 90mm. Jej celková dĺžka je 400mm. Ložiská sa vložia do nej. Vonkajší krúžok ložiska je axiálne zaistený odsadením v trubke, vnútorný zasa odsadením na hriadeli. Na trubku sa ešte navarí dutý valcový profil (dutý kotúč). Tento má vnútorný priemer zhodný s vonkajším priemerom trubky. Jeho vonkajší priemer je 500mm. Na ňom sú ešte umiestnené otvory na zaistenie príruby, ktorá zamedzí axiálnemu pohybu ložísk. Jej uchytenie je vyriešené pomocou 6 skrutiek M12 a 6 pružnými podložkami. Takto zhotovený domček skladajúci sa z trubky a dutého kotúča sa celý privarí do rámu.



Obr. 15 Domček ložiska



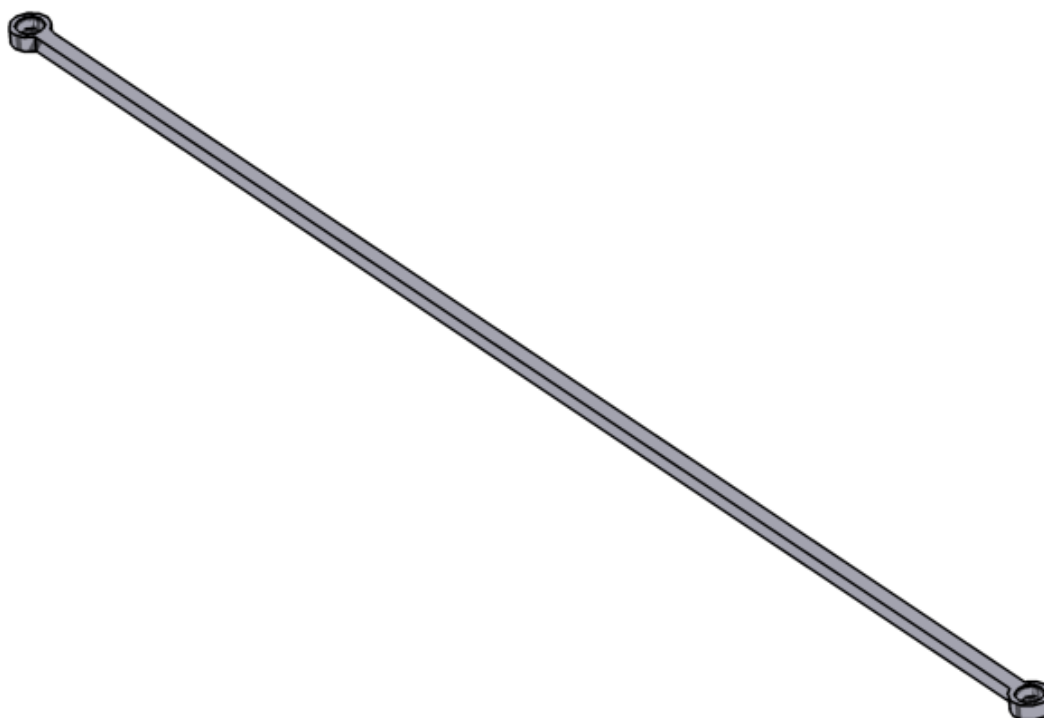
7 ROZPERNÁ TYČ – SPŘÁHLO

Rozperná tyč sa nachádza medzi protizávažnými ramenami. Jej hlavný význam je, že zabraňuje protizávažným ramenám, aby sa dostali do tzv. „semilabilnej polohy“. Táto poloha je veľmi nebezpečná. Nebezpečenstvo spočíva v tom, že v určitom okamihu sa ramená nebudú pohybovať súčasne jedným smerom, ale jedno z ramien opačne, čo vedie ku totálnej deštrukcii celého mechanizmu.

Z dôvodu rozsahu bakalárskej práce som nerobil ďalšie výpočty na určenie rozmerov rozpernej tyče. Typy zaťaženia rozpernej tyče:

- Zaťaženie na ťah/tlak
- Zaťaženie na ohyb

Rozperná tyč je na protizávažných ramenách umiestnená na pomocných podperách. Tieto sú privarené na protizávažné ramená vo vzdialenosti 750 mm od dolného konca. Ich dĺžka je 380mm. Rozperná tyč je upnutá na podperách v ložiskách. Ložiská som zvolil opäť z katalógu SKF [5]. Ide o Kuličková ložiska jednořadá, těsnění na obou stranách 62310-2RS1. Tyč je voči axiálnemu pohybu zaistená dvoma poistnými krúžkami.



Obr. 16 Rozperná tyč - "spřáhlo"



8 RÁM

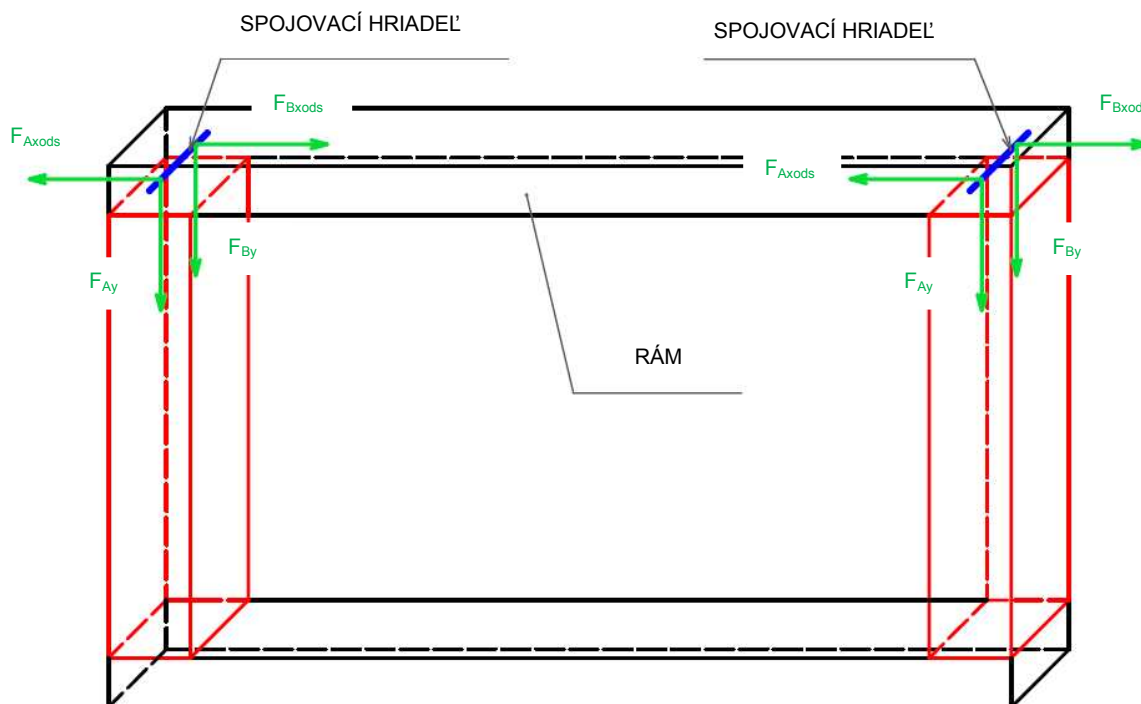
Hlavnou časťou je návrh vhodného rámu. Rám musí mať dostatočnú tuhosť a pevnosť, aby pohltil všetky sily vznikajúce pri rotovaní celého mechanizmu. Musí byť odolný voči viacerým typom namáhania.

Najdôležitejším parametrom pri návrhu je však odolnosť voči deformáciám, ktoré vzniknú v charakteristických miestach rámu. Jedná sa o miesta ložísk. Zaťaženia, ktoré tu spôsobia deformácie (posuvy a natočenia), musia vyjsť v prijateľných medziach, aby nespôsobili kolaps celého mechanizmu, čo by bolo veľmi nebezpečné.

Na zjednodušenie výpočtu som uvažoval, že spôsobené deformácie vzniknú vplyvom zaťaženia, ktoré sa prenesú do rámu. Silové a momentové účinky spôsobené vlastnou tiažou rámu som pri výpočte nebral do úvahy.

8.1 SILY PÔSOBIACE NA RÁM

Pre výpočet tuhosti rámu je nezbytné nutné poznať zaťažujúce sily, ktoré mi namáhajú rám. V tomto prípade sa jedná len o radiálne sily, ktoré mi prenášajú ložiská.



Obr. 17 Sily pôsobiace na zjednodušený model rámu

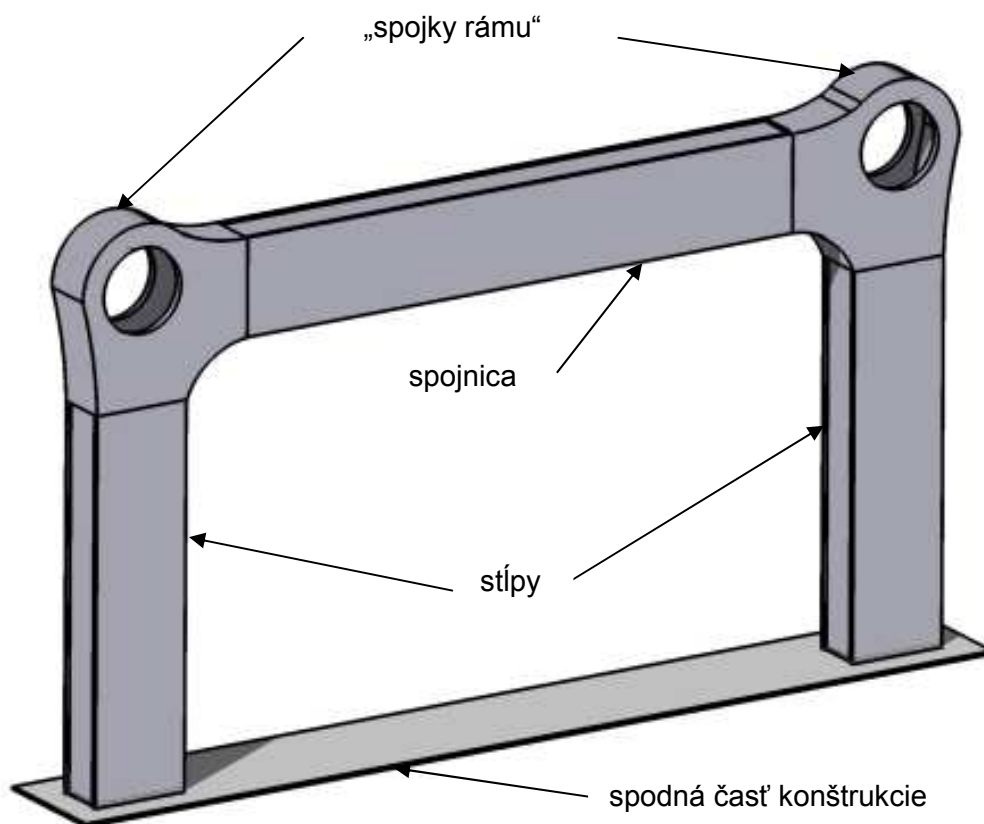


Tab. 3 Veľkosti síl, ktoré pôsobia na rám

$F_{Ay} = 21994,5N$
$F_{By} = 48342,4N$
$F_{Axods} = 64963,8N$
$F_{Bxods} = 62050,1N$

8.2 NÁVRH TVARU A PRIEČNEHO PRIEREZU RÁMU

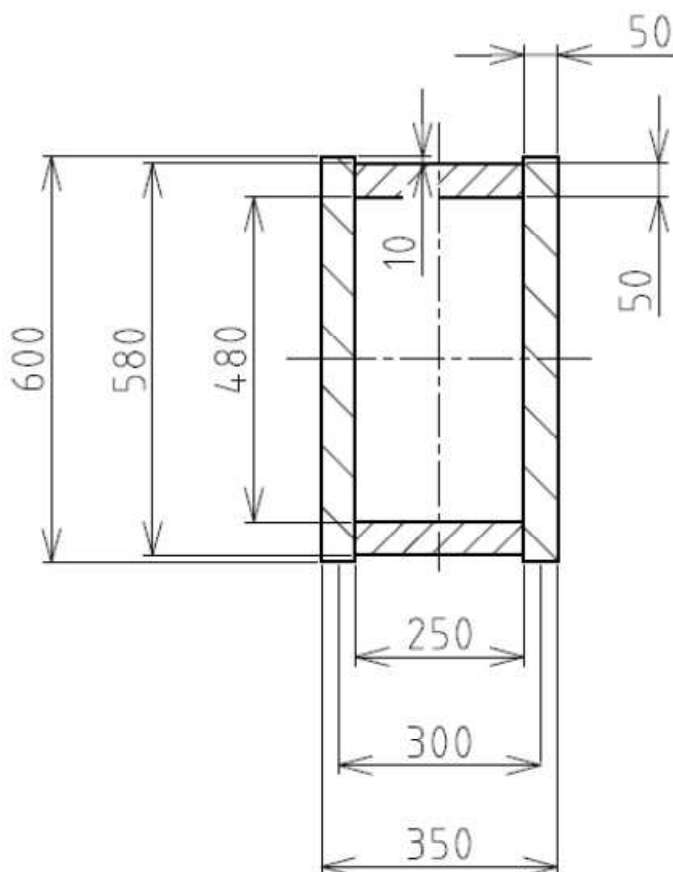
Rám sa skladá z viacerých častí. Ide o spodnú časť, na čom bude celá konštrukcia stáť a čím sa celý mechanizmus, spolu s konštrukciou prichytí na dané miesto. Ďalej sa jedná o tri tenkostenné profily, zhodné s profilmi ramien, líšiace sa rozmermi. Dva z nich tvoria stĺpy, tretí je spojnicou medzi nimi. V mieste uchytenia ložísk musí byť rám mohutnejší. Práve tu som použil dve časti tzv. „spojky rámu“.



Obr. 18 Konštrukcia skutočného rámu



Rám je rovnako ako ramená vyrobený z ocele na zváranie 11373.0. Jej materiálové charakteristiky, potrebné pre ďalšie výpočty sú podľa [4, str.1093, Tab. A-5]: $E=207,0\text{GPa}$ a $G=79,3\text{GPa}$.



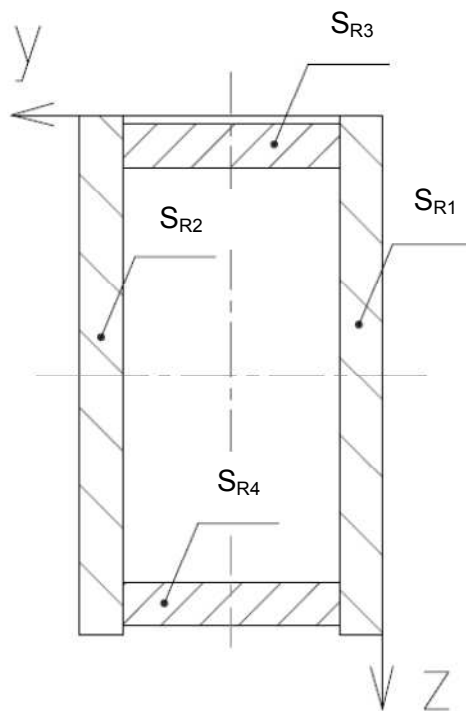
Obr. 19 Pričný prierez rámu

Tab. 4 Rozmery priečného prierezu rámu

$a_1 = 600\text{mm}$
$b_1 = 50\text{mm}$
$c_1 = 50\text{mm}$
$d_1 = 10\text{mm}$
$d_o = 150\text{mm}$
$o_1 = 350\text{mm}$



8.3 PLOŠNÝ OBSAH ZVOLENÉHO PRIEČNEHO PRIEREZU RÁMU



Obr. 20 Plošné obsahy priečného prierezu profilu rámu

- Plošné obsahy častí prierezov

$$S_{R1} = S_{R2} = a_1 \cdot b_1 = 0,6 \cdot 0,05 = 3 \cdot 10^{-2} m^2 \quad (177)$$

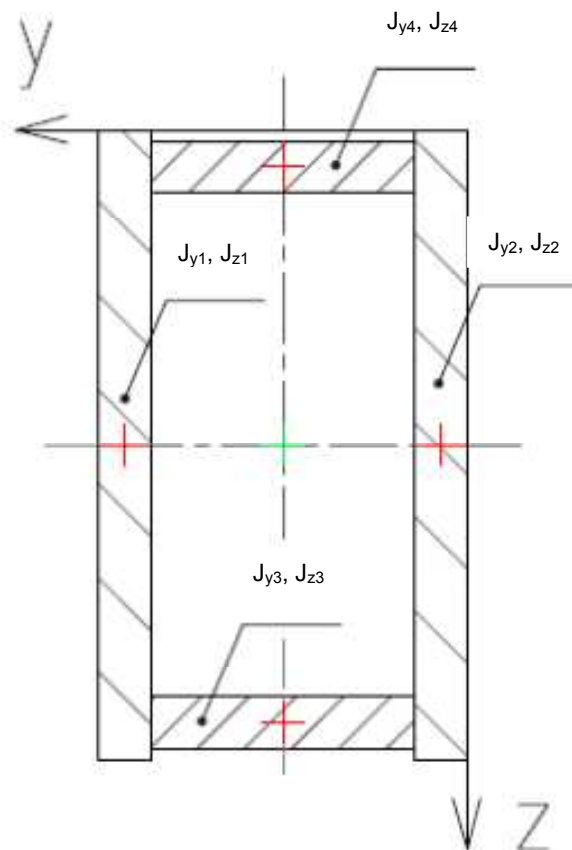
$$S_{R3} = S_{R4} = c_1 \cdot (2 \cdot d_o - b_1) = 0,05 \cdot (2 \cdot 0,15 - 0,05) = 1,25 \cdot 10^{-2} m^2 \quad (178)$$

- Celkový plošný obsah

$$S_{cele} = 2 \cdot S_{R1} + 2 \cdot S_{R3} = 2 \cdot 3 \cdot 10^{-2} + 2 \cdot 1,25 \cdot 10^{-2} = 8,5 \cdot 10^{-2} m^2 \quad (179)$$



8.4 OSOVÉ KVADRATICKÉ MOMENTY JEDNOTLIVÝCH ČASTÍ PRIEČNEHO PRIEREZU RÁMU



Obr. 21 Osové kvadratické momenty priečného prierezu rámu

Kde:

- Červené body predstavujú ťažiská jednotlivých častí prierezu rámu
- Zelený bod predstavuje ťažisko celého priečného prierezu rámu
- Z-ové osové kvadratické momenty k ťažiskám jednotlivých častí prierezu

$$J_{z1} = J_{z2} = \frac{a_1 \cdot b_1^3}{12} = \frac{0,6 \cdot 0,05^3}{12} = 6,25 \cdot 10^{-6} m^4 \quad (180)$$

$$J_{z3} = J_{z4} = \frac{(2 \cdot d_o - b_1)^3 \cdot c_1}{12} = \frac{(2 \cdot 0,15 - 0,05)^3 \cdot 0,05}{12} = 6,51 \cdot 10^{-5} m^4 \quad (181)$$



- Y-ové osové kvadratické momenty k ťažiskám jednotlivých častí prierezu

$$J_{y1} = J_{y2} = \frac{a_1^3 \cdot b_1}{12} = \frac{0,6^3 \cdot 0,05}{12} = 9 \cdot 10^{-4} m^4 \quad (182)$$

$$J_{y3} = J_{y4} = \frac{(2 \cdot d_o - b_1) \cdot c_1^3}{12} = \frac{(2 \cdot 0,15 - 0,05) \cdot 0,05^3}{12} = 2,6 \cdot 10^{-6} m^4 \quad (183)$$

8.5 OSOVÉ KVADRATICKÉ MOMENTY A POLÁRNY MOMENT PRIEČNEHO PRIEREZU RÁMU

- Z-ový osový kvadratický moment k ťažisku celého prierezu

$$J_{zT} = [J_{z1} + (-d_o)^2 \cdot (a_1 \cdot b_1)] + [J_{z2} + (d_o)^2 \cdot (a_1 \cdot b_1)] + [J_{z3} + 0 \cdot (c_1 \cdot (2 \cdot d_o - b_1))] + [J_{z4} + 0 \cdot (c_1 \cdot (2 \cdot d_o - b_1))]$$

$$J_{zT} = [6,25 \cdot 10^{-6} + (-0,15)^2 \cdot (0,6 \cdot 0,05)] + [6,25 \cdot 10^{-6} + (0,15)^2 \cdot (0,6 \cdot 0,05)] + [6,51 \cdot 10^{-5} + 0 \cdot (0,05 \cdot (2 \cdot 0,15 - 0,05))] + [6,51 \cdot 10^{-5} + 0 \cdot (0,05 \cdot (2 \cdot 0,15 - 0,05))] \quad (184)$$

$$J_{zT} = 1,49271 \cdot 10^{-3} m^4$$

- Y-ový osový kvadratický moment k ťažisku celého prierezu

$$J_{yT} = [J_{y1} + 0 \cdot (a_1 \cdot b_1)] + [J_{y2} + 0 \cdot (a_1 \cdot b_1)] + \left[J_{y3} + \left(-\left(\frac{a_1}{2} - d_1 - \frac{c_1}{2} \right) \right)^2 \cdot (c_1 \cdot (2 \cdot d_o - b_1)) \right] + \left[J_{y3} + \left(\left(\frac{a_1}{2} - d_1 - \frac{c_1}{2} \right) \right)^2 \cdot (c_1 \cdot (2 \cdot d_o - b_1)) \right]$$

$$J_{yT} = [9 \cdot 10^{-4} + 0 \cdot (0,6 \cdot 0,05)] + [9 \cdot 10^{-4} + 0 \cdot (0,6 \cdot 0,05)] + \left[2,6 \cdot 10^{-6} + \left(-\left(\frac{0,6}{2} - 0,01 - \frac{0,05}{2} \right) \right)^2 \cdot (0,05 \cdot (2 \cdot 0,15 - 0,05)) \right] + \left[2,6 \cdot 10^{-6} + \left(\left(\frac{0,6}{2} - 0,01 - \frac{0,05}{2} \right) \right)^2 \cdot (0,05 \cdot (2 \cdot 0,15 - 0,05)) \right] \quad (185)$$

$$J_{yT} = 3,56083 \cdot 10^{-3} m^4$$



- Polárny osový kvadratický moment prierezu

$$J_{pO} = J_{zT} + J_{yT} = 1,49271 \cdot 10^{-3} + 3,56083 \cdot 10^{-3} = 5,05354 \cdot 10^{-3} m^4 \quad (186)$$

Na dosiahnutie potrebnej stability je nutné jednotlivé profily zvariť. Typ zvaru som zvolil kútový. Na to, aby boli dodržané potrebné geometrické tolerancie týkajúce sa umiestnenia hriadeľov v ráme (rovnobežnosť os hriadeľov, zaistená vzájomná poloha hriadeľov voči sebe), je potrebné po zvarení rám náležite opracovať (vyvrtať diery pre spojovacie hriadele).

8.6 ZJEDNODUŠENIE RÁMU NA 2D ÚLOHU

Sily, ktoré namáhajú rám pôsobia v priestore. Na analytické vyriešenie deformácií je nutné 3D úlohu previesť na 2D.

Na výpočet síl a momentov, ktoré namáhajú rám ako rovinnú úlohu, je potrebné rozdeliť rám na dve časti. Rám rozdelím myslennou rovinou v strede a výpočet urobím len pre jednu polovicu rámu. Druhá polovica bude mať presne také isté zaťaženia ako prvá.

Silová rovnováha k bodu R (bod na strednici):

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{Ay} - F_{By} - F_{Ry} = 0 \quad (187)$$

$$F_{Ry} = -F_{Ay} - F_{By} = -21994,5 - 48342,4 = -70336,9N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{Axods} - F_{Rx} + F_{Bxods} = 0 \quad (188)$$

$$F_{Rx} = -F_{Axods} + F_{Bxods} = -64963,8 + 62050,1 = -2913,7N$$

$$\sum M_{Rk} = 0$$

$$M_{Rk} - (F_{Azods} \cdot d_o + F_{Bzods} \cdot d_o) = 0 \quad (189)$$

$$M_{Rk} = (-F_{Axods} \cdot 0,15 - F_{Bxods} \cdot 0,15) = -64963,8 \cdot 0,15 - 62050,1 \cdot 0,15$$

$$M_{Rk} = -18378,7Nm$$



$$\sum M_{Rz} = 0$$

$$M_{Rz} + F_{Rz} \cdot L_1 = 0 \quad (190)$$

$$M_{Rz} = -F_{Rz} \cdot L_1 = -2913,7 \cdot 3 = -8741,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sum M_{Ry} = 0$$

$$-M_{Ry} - F_{Ay} \cdot d_o + F_{By} \cdot d_o = 0 \quad (191)$$

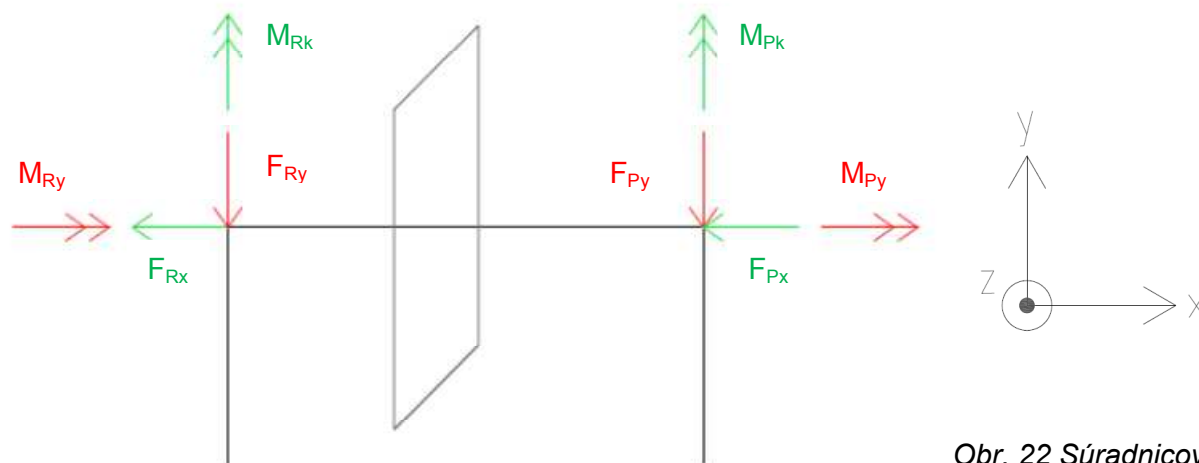
$$M_{Ry} = -F_{Ay} \cdot d_o + F_{By} \cdot d_o = -21994,5 \cdot 0,15 + 48342,4 \cdot 0,15 = 3952,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tab. 5 Sily a momenty pôsobiace na 2D rám v bode R

$F_{Ry} = -70336,9 \text{ N}$
$F_{Rx} = -2913,7 \text{ N}$
$M_{Rk} = -19052,1 \text{ Nm}$
$M_{Rz} = -8741,1 \text{ N}$
$M_{Ry} = 3952,2 \text{ Nm}$

Výsledné sily a momenty pôsobiace v bode R majú rovnakú veľkosť a orientáciu ako sily pôsobiace v bode P, vid'. Príloha Niektoré silové a momentové účinky sú vzhľadom k myslenej reznej rovine symetrické k silovým a momentovým účinkom, ktoré pôsobia na druhej strane.

Iné účinky sú antisymetrické. Symetrickými, (červená farba) sú sila F_{Ry} a moment M_{Ry} . Antisymetrickými (zelená farba) sú zasa sila F_{Rx} a momenty M_{Rk} a moment M_{Rz} , ktorý vznikne ako ďalšie prídavné zaťaženie od sily F_{Rz} .



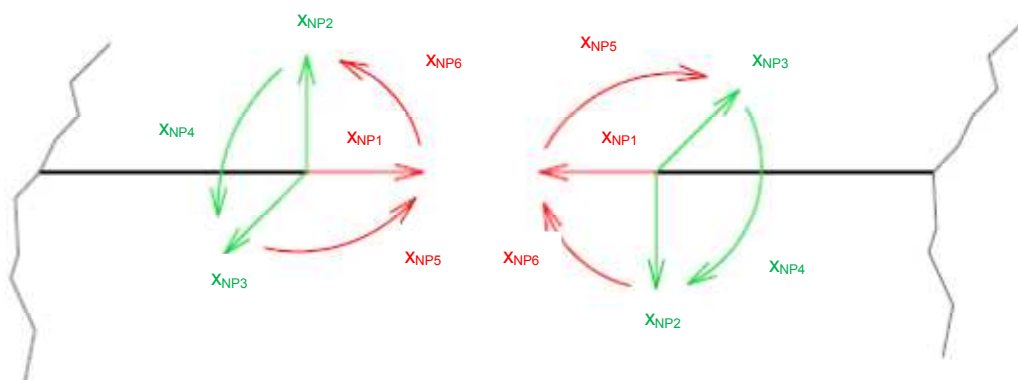
Obr. 22 Súradnicový systém rámu

Obr. 23 Silové a momentové účinky namáhajúce rám v 2D

8.7 VÝSLEDNÉ VNÚTORNÉ ÚČINKY V STREDE RÁMU

Rám je rozdelený v strede myslenu reznou rovinou na 2 časti. V mieste rezu pôsobia silové účinky, ktoré držia obe časti rámu spolu. Sú to výsledné vnútorné účinky. Jedná sa o 3 silové a 3 momentové účinky – neznáme parametre, viď Príloha II.

Tieto sú opäť symetrické, alebo antisymetrické, vzhľadom k účinkom, ktoré pôsobia na druhej strane myslenej reznej roviny. Symetrickými, (červená farba) sú sily x_{NP1} a momenty x_{NP5} a x_{NP6} . Antisymetrickými (zelená farba) sú sily x_{NP2} a x_{NP3} a moment x_{NP4} .



Obr. 24 Neznáme výsledné vnútorné účinky pôsobiace v strede rámu



Na vyriešenie výsledných vnútorných účinkov, pôsobiacich v strede rámu stačí spočítať:

$$\begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} & \delta_{14} & \delta_{15} & \delta_{16} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} & \delta_{24} & \delta_{25} & \delta_{26} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} & \delta_{34} & \delta_{35} & \delta_{36} \\ \delta_{41} & \delta_{42} & \delta_{43} & \delta_{44} & \delta_{45} & \delta_{46} \\ \delta_{51} & \delta_{52} & \delta_{53} & \delta_{54} & \delta_{55} & \delta_{56} \\ \delta_{61} & \delta_{62} & \delta_{63} & \delta_{64} & \delta_{65} & \delta_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{NP1} \\ x_{NP2} \\ x_{NP3} \\ x_{NP4} \\ x_{NP5} \\ x_{NP6} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_1 - (\delta_{10} = (\delta_{10A} + \delta_{10S})) \\ \delta_2 - (\delta_{20} = (\delta_{20A} + \delta_{20S})) \\ \delta_3 - (\delta_{30} = (\delta_{30A} + \delta_{30S})) \\ \delta_4 - (\delta_{40} = (\delta_{40A} + \delta_{40S})) \\ \delta_5 - (\delta_{50} = (\delta_{50A} + \delta_{50S})) \\ \delta_6 - (\delta_{60} = (\delta_{60A} + \delta_{60S})) \end{bmatrix}$$

Kde:

$\bar{\delta}_{11}, \dots, \bar{\delta}_{66}$ – deformácie spôsobené neznámymi vnútornými účinkami pôsobiacimi v mieste rezu (v strede rámu), vid'. Príloha II.

x_{NP1}, \dots, x_{NP6} – neznáme vnútorné účinky pôsobiace v mieste rezu (v strede rámu)

$\bar{\delta}_1, \dots, \bar{\delta}_6$ – deformácie v mieste rezu (v strede rámu)

$\bar{\delta}_{10}, \dots, \bar{\delta}_{60}$ – deformácie, ktoré sa skladajú z deformácií symetrických a antisymetrických a sú spôsobené vonkajšími zaťažujúcimi silovými a momentovými účinkami, vid'. Príloha IV.

Táto matica sa však zjednoduší tým, že:

- Členy $\bar{\delta}_1, \dots, \bar{\delta}_6 = 0$, pretože sa jedná o deformácie v strede rámu.
- Parametre $\bar{\delta}_{11}, \dots, \bar{\delta}_{66}$ predstavujú súčet deformácií, ktoré vzniknú od neznámych vnútorných účinkov pôsobiacich v mieste rezu,

Veľkosťou ide o jednotkové vektory. Ich hodnoty som získal pomocou Vereščaginovej vety [6], vid'. Príloha III.

- Deformácie získané spojením symetrických a antisymetrických zložiek sú nulové.



Zhrnutie výsledkov:

- Nenulové zložky deformácií spôsobenými neznámymi vnútornými účinkami pôsobiacimi v mieste rezu (v strede rámu).

Tab. 6 Deformácie spôsobené silovými účinkami v strede rámu

$\delta_{11} = 5,94285079 \cdot 10^{-8}$
$\delta_{16} = -2,91270973 \cdot 10^{-9}$
$\delta_{22} = 1,1 \cdot 10^{-7}$
$\delta_{33} = 1,5 \cdot 10^{-7}$
$\delta_{34} = 9,91270973 \cdot 10^{-8}$
$\delta_{43} = \delta_{34} = 9,91270973 \cdot 10^{-8}$
$\delta_{44} = 4,47230166 \cdot 10^{-8}$
$\delta_{55} = 4,26852747 \cdot 10^{-8}$
$\delta_{61} = \delta_{16} = -2,91270973 \cdot 10^{-9}$
$\delta_{66} = 4,93542482 \cdot 10^{-8}$

- Nenulové zložky spôsobené vonkajšími zaťažujúcimi silovými a momentovými účinkami.

Tab. 7 Deformácie spôsobené vonkajšími zaťažujúcimi silovými a momentovými účinkami

$\delta_{20A} = -2,1217 \cdot 10^{-4}$
$\delta_{30A} = -7,1312 \cdot 10^{-4}$



Výpočet neznámych parametrov $x_{NP1,2,3,4,5,6}$, je analyticky veľmi zdĺhavý a náročný. Ich výsledné hodnoty som získal po miernych úpravách v programe MAPLE 13.

$$X_{NP} := \left(\frac{1}{A_1}\right) \cdot b_1 \quad (192)$$

Kde:

X_{NP} – matica neznámych parametrov

AA – matica deformácií spôsobená neznámymi vnútornými účinkami pôsobiacimi v mieste rezu (v strede rámu)

bb – matica deformácií, ktoré sa skladajú z deformácií symetrických a antisymetrických a sú spôsobené vonkajšími zaťažujúcimi silovými a momentovými účinkami

Neznáme výsledné vnútorné účinky pôsobiace v strede rámu:

$x_{NP1} = 0$
$x_{NP2} = -1979,7N$
$x_{NP3} = -5453,1N$
$x_{NP4} = 3551,5N \cdot m$
$x_{NP5} = 0$
$x_{NP6} = 0$

Skutočné vnútorné účinky pôsobiace v strede rámu sa získajú z týchto rovníc:

$$N_2 = x_{NP2} = 1974,7N \quad (193)$$

$$T_{y2} = x_{NP3} = -5453,1N \quad (194)$$

$$T_{z2} = 0N \quad (195)$$

$$M_{z2} = x_{NP4} \cdot \left(\frac{L_2}{2}\right) = -1974,7 \cdot \left(\frac{5}{2}\right) = -4936,8N \cdot m \quad (196)$$

$$M_{y2} = 0N \cdot m \quad (197)$$



$$M_{k2} = 0N.m \quad (198)$$

$$N_3 = 0N \quad (199)$$

$$T_{y3} = 0N \quad (200)$$

$$T_{z3} = x_{NP3} = -5453,1N \quad (201)$$

$$M_{z3} = 0N.m \quad (202)$$

$$M_{y3AD} = X_{NP3} \cdot L_1 = -5453,1 \cdot 3 = -16359,4N.m \quad (203)$$

$$M_{k3ABCD} = X_{NP3} \cdot \left(\frac{L_2}{2}\right) = -5453,1 \cdot \left(\frac{5}{2}\right) = -13632,8N.m \quad (204)$$

$$M_{y3BC} = X_{NP3} \cdot \left(\frac{L_2}{2}\right) - 5453,1 \cdot \left(\frac{5}{2}\right) = -13632,8N.m \quad (205)$$

$$M_{z4} = 0N.m \quad (206)$$

$$M_{y4} = X_{NP4} = 3551,5N.m \quad (207)$$

$$M_{k4} = X_{NP4} = 3551,5N.m \quad (208)$$

Tab.8 Výsledné vnútorné silové a momentové účinky, pôsobiace v strede rámu

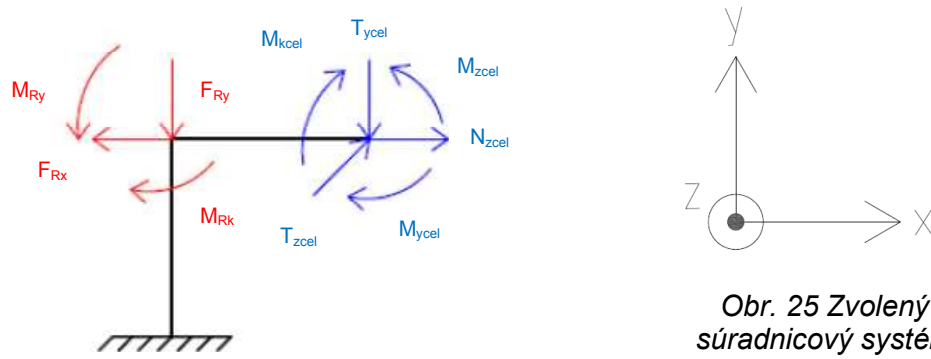
$N_{cel} = N_2 = -1974,7N$
$T_{y_{cel}} = T_{xy2} = -5453,1N$
$T_{z_{cel}} = T_{z3} = -5453,1N$
$M_{z_{cel}} = M_{z2} = -4963,8N.m$
$M_{y_{cel}} = M_{y3AD} + M_{y4} = -16359,4 + 3551,5 = -12807,9N.m$
$M_{y_{BC}} = M_{y3BC} + M_{y4} = -13632,8 + 3551,5 = -10081,3N.m$
$M_{k_{cel}} = M_{k3} + M_{k4} = -13632,8 + 3551,5 = -10081,3N.m$

Z dvoch momentov M_y vyberiem ten, ktorý je väčší.

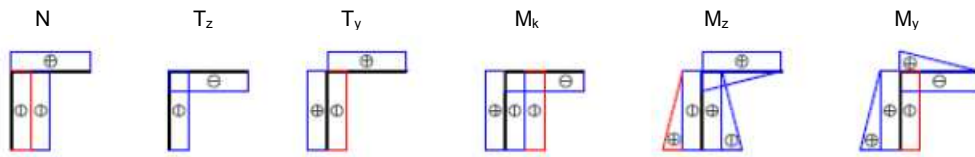


8.8 DEFORMÁCIE V MIESTACH LOŽÍSK RÁMU

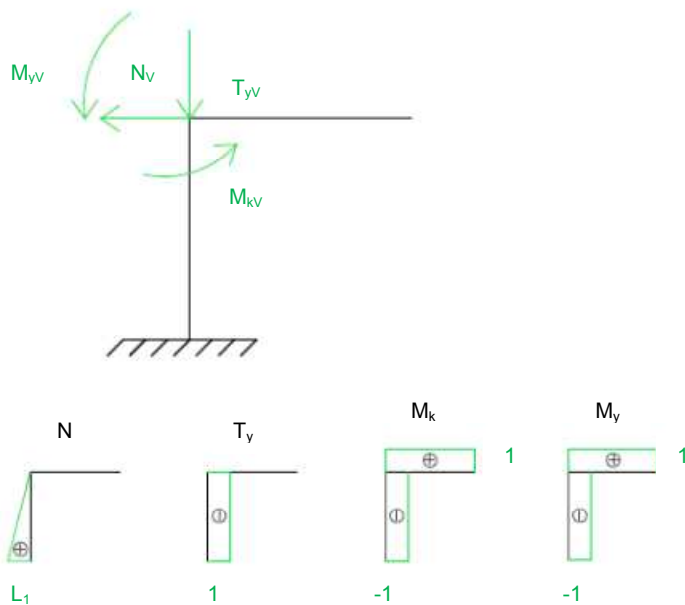
Výpočet natočení a priehybov od zaťažujúcich vonkajších síl som vykonal v miestach, ktoré vyžadujú, aby deformácie v nich spôsobené boli prijateľnej hodnoty. Týmito miestami sú uloženia ložísiel. Deformácie tu vzniknuté výrazne ovplyvňujú bezporuchový chod celého mechanizmu. Na zistenie požadovaných hodnôt deformácií je potrebné zaviesť do týchto miest virtuálne sily, ak chcem vedieť veľkosti priehybov, či momenty, ak chcem vedieť veľkosti natočení.



Obr. 25 Zvolený súradnicový systém pre rám



Obr. 26 Zaťaženie rámu + VVÚ spôsobené od zaťažujúcich účinkov



Obr. 27 Zaťaženia ložísk virtuálnymi silami + VVÚ od nich spôsobené



$$\delta_{v\acute{y}sN} = \frac{1}{G_1 \cdot S_{cel}} \cdot \{[(L_1) \cdot (-F_{Rx})] \cdot (-1) + [L_1 \cdot N_{cel}] \cdot (-1)\} \\ + \frac{1}{E \cdot J_{zT}} \cdot \left\{ \left[-M_{Ry} \cdot \frac{L_1}{2} \right] \cdot \left(\frac{L_1}{2} \right) + [M_{kcel} \cdot L_1] \cdot \left(\frac{L_1}{2} \right) + \left[T_{zcele} \cdot \frac{L_1}{2} \right] \cdot \left(\frac{L_1}{2} \right) \right\}$$

$$\delta_{v\acute{y}sN} = \frac{1}{79,3 \cdot 10^9 \cdot 8,5 \cdot 10^{-2}} \cdot \{[(-3) \cdot (-2934,26)] \cdot (-1) + [3 \cdot 1988,67] \cdot (-1)\} \quad (209) \\ + \frac{1}{207 \cdot 10^9 \cdot 1,49271 \cdot 10^{-3}} \cdot \left\{ \left[-2147,24 \cdot \frac{3}{2} \right] \cdot \left(\frac{3}{2} \right) + [-8773,74 \cdot 3] \cdot \left(\frac{3}{2} \right) \right. \\ \left. + \left[4745,84 \cdot \frac{3}{2} \right] \cdot \left(\frac{3}{2} \right) \right\}$$

$$\delta_{v\acute{y}sN} = 1,2939 \cdot 10^{-4} m$$

$$\delta_{v\acute{y}sTy} = \frac{1}{G \cdot S_c} \cdot \{[(-F_{Ry}) \cdot L_1] \cdot (-1) + [(-T_{ycele}) \cdot L_1] \cdot (-1)\}$$

$$\delta_{v\acute{y}sTy} = \frac{1}{79,3 \cdot 10^9 \cdot 8,5 \cdot 10^{-2}} \cdot \{[(-69139,04) \cdot 3] \cdot (-1) + [(-4745,84) \cdot 3] \cdot (-1)\} \quad (210)$$

$$\delta_{v\acute{y}sTy} = 3,373 \cdot 10^{-5} m$$

$$\delta_{v\acute{y}sMk} = \frac{1}{G \cdot J_{pO}} \cdot \left\{ \left[(-M_{kcele}) \cdot \frac{L_2}{2} \right] \cdot (1) \right\} \\ + \frac{1}{E \cdot J_{zT}} \cdot \left\{ \left[-M_{Ry} \cdot L_1 \right] \cdot (-1) + [M_{kcele} \cdot L_1] \cdot (-1) + \left[T_{zcele} \cdot \frac{L_1}{2} \right] \cdot (-1) \right\}$$

$$\delta_{v\acute{y}sMk} = \frac{1}{79,3 \cdot 10^9 \cdot 5,05354 \cdot 10^{-3}} \cdot \left\{ \left[(-8773,74) \cdot \frac{5}{2} \right] \cdot (1) \right\} \quad (211) \\ + \frac{1}{207 \cdot 10^9 \cdot 1,49271 \cdot 10^{-3}} \cdot \left\{ \left[-2147,24 \cdot 3 \right] \cdot (-1) + [8773,74 \cdot 3] \cdot (-1) \right. \\ \left. + \left[4745,84 \cdot \frac{3}{2} \right] \cdot (-1) \right\}$$

$$\delta_{v\acute{y}sMk} = -1,4887 \cdot 10^{-4} rad$$



$$\delta_{v\acute{y}sM_y} = \frac{1}{E \cdot J_{zT}} \cdot \left\{ \left[(-M_{y_{celeAD}}) \cdot \frac{L_2}{2} \right] \cdot (1) + \left[(T_{z_{cele}}) \cdot \frac{L_2}{2} \right] \cdot (1) \right\} \\ + \frac{1}{G \cdot J_{pO}} \cdot \left\{ \left[(-M_{y_{celeAD}}) \cdot L_1 \right] \cdot (-1) + \left[T_{z_{cele}} \cdot L_1 \right] \cdot (-1) \right\} \\ + \left[(-M_{Rk} \cdot L_1) \right] \cdot (-1) \} \quad (212)$$

$$\delta_{v\acute{y}sM_y} = \frac{1}{207 \cdot 10^9 \cdot 1,49271 \cdot 10^{-3}} \cdot \left\{ \left[-11146,66 \right] \cdot \frac{5}{2} \right\} \cdot (1) + \left[(4745,84) \cdot \frac{5}{2} \right] \cdot (1) \\ + \frac{1}{79,3 \cdot 10^9 \cdot 5,05354 \cdot 10^{-3}} \cdot \left\{ \left[(-11146,66) \cdot 3 \right] \cdot (-1) \right\} \\ + \left[4745,84 \cdot 3 \right] \cdot (-1) + \left[(-16580,99 \cdot 3) \right] \cdot (-1) \}$$

$$\delta_{v\acute{y}sM_y} = 1,1612 \cdot 10^{-4} rad$$

8.9 ZHRNUTIE VÝSLEDKOV

Počet deformácií som si zvolil štyri (dva priehyby a dve natočenia).

Všetky vyrátané deformácie vyšli v rovnakom smere, ako som si zadal. Jediná deformácia (natočenie od krútiaceho momentu) vyšla opačná. Z toho vyplýva, že pri pôsobení vonkajších zaťažení sa rám skrúti do opačného smeru.

Priehyby a natočenia vyšli veľmi malé. Maximálny priehyb, (posuv) vyšiel v x-ovom smere. Jeho veľkosť je $1,2939 \cdot 10^{-4} m$. Z tohto výsledku je vidieť, že vplyvom namáhania sa rám posunie v danom smere len nepatrne. Myslím si, že táto hodnota je dostatočne nízka na to, aby mohla spôsobiť nejaké problémy. Rovnako tak natočenia vyšli veľmi malé, čo znamená, že rám je predimenzovaný.



ZÁVĚR

Cieľom mojej bakalárskej práce bolo navrhnúť pracovný mechanizmus rotačnej lavice – zábavnej lunaparkovej atrakcie. Celý mechanizmus sa skladá z viacerých častí. Najdôležitejšími časťami sú: lavicové a protizávažné rameno, protizávažia, spojovacie hriadele, rozperná tyč – „spřáhlo“ a ložiská. Celý mechanizmus je poháňaný ozubeným prevodom hydromotorom POCLAIN HYDRAULICS MSE – 08, ktorý je ukotvený na ráme. Rám je ďalším konštrukčným celkom, do ktorého je celý mechanizmus vložený.

Tvar a rozmery ramien som navrhol približne rovnaké, pretože zaťaženia, ktoré ramená prenášajú sa veľmi neodlišujú. Najmenej vhodné typy namáhania ramien sú spôsobené uhlovou rýchlosťou a dotyčným uhlovým zrýchlením, ktoré vzniknú pri rotácii celého stroja. Bezpečnosť ramien voči medznému stavu pružnosti som uvažoval práve pre tieto dva typy zaťaženia. Najmenšia bezpečnosť vyšla $k_{kr22}=4,9$.

Návrh dĺžky spojovacieho hriadeľa vychádza z veľkosti jednotlivých častí umiestnených na hriadeľi (ramená, protizávažie, ložiská...). Najmenší priemer hriadeľa som získal zo všetkých namáhání, ktoré naň pôsobia. Po zvážení spôsobu uchytenia ramien na hriadeľ som zvolil najmenší priemer $d_{min3}=180\text{mm}$.

Rozperná tyč – „spřáhlo“ je prvok spájajúci protizávažné ramená. Jeho úloha spočíva v zamedzení semilabilnej polohy, do ktorej sa môžu ramená pri rotačnom pohybe dostať.

Lavicové rameno je na hriadeľi ukotvené pomocou drážkovania a axiálne je zaistené prírubou so šiestimi skrutkami M12. Spôsob uchytenia protizávažného ramena, aby toto bolo odnímateľné v prípade prevozu som ďalej nerozoberal. Protizávažie je na protizávažné rameno privarené v rovnakej vzdialenosti, t.j. 1,7 m od osi otáčania, ako je na lavicové rameno prichytená lavica pre pasažierov. Ložiská sú umiestnené v domčekoch. Proti axiálnemu posuvu sú zaistené domčekmi a prírubami so šiestimi skrutkami M12.

Rám je najdôležitejšou časťou celého výpočtu. Len dostatočne pevný a tuhý rám pohltí všetky záťažné účinky, ktoré sa doň prenášajú ložiskami. Jedná sa o tenkostennú konštrukciu. Jej jednotlivé časti sa k sebe privaria. Pre správny chod celého mechanizmu je potrebné, aby deformácie, ktoré vzniknú v miestach ložisiek boli v prijateľných intervaloch. Charakteristické deformácie sú v týchto miestach veľmi malé a preto je rám pre dané podmienky vyhovujúci.

Zaťaženie vlastnou tiažou má charakter líniového zaťaženia. Slabšou časťou návrhu celého mechanizmu je aj ukotvenie protizávažných ramien. Tieto sa majú pri prevoze celého mechanizmu na iné miesto voľne sklopiť tak, aby to nebolo veľmi namáhavé pre obsluhu.

Pri návrhu a výpočtoch parametrov rámu som neuvažoval s vlastnou hmotnosťou celej konštrukcie. Pre priblíženie sa realite je potrebné rátať aj s ňou. Na overenie výsledkov by bolo vhodné celý mechanizmus a rám previesť do programu využívajúceho teóriu MKP.



Obr. 28 Celkový návrh mechanizmu rotačnej lavice a konštrukcie rámu



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Norma ČSN EN 13814 (276001), Prostředky lidové zábavy pro slavnosti a lunaparky – Bezpečnost.
- [2] Katalóg POCLAIN HYDRAULICS - Motor MSE08 – 1 [online]. [cit. 20-5-2012]. Dostupné z URL:
<<http://www.poclain-hydraulics.com/portals/0/technical%20catalogs/801478189C.pdf>>.
- [3] Motor POCLAIN HYDRAULICS MSE08 [online]. [cit. 21-5-2012]. Dostupné z URL:
<<http://shawnxue.en.made-in-china.com/product/ZMTnpiuHHsVr/China-Hydraulic-Motor-MS-MSE-.html>>.
- [4] SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
- [5] Katalóg SKF - Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, jednořadá [online]. [cit. 30-4-2012]. Dostupné z URL:
<<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=cs&imperial=false&windowName=null&perfid=121006&prodid=1210060340>>.
- [6] Katalóg SKF - Kuličková ložiska, jednořadá, těsnění na obou stranách [online]. [cit. 30-4-2012]. Dostupné z URL:
<<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=cs&imperial=false&windowName=null&perfid=101027&prodid=1010272310>>.
- [7] VLK, Zbyněk. Vereščaginovo pravidlo [online], [cit. 20-5-2012]. c2000, poslední revízie 6.4.2004 [cit. 2012-5-3]. Dostupné z URL:
<http://www.zbynekvlk.cz/vyuka/rocnik2/flash/verescagin_beta1.swf>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[m]	výška profilu rámu
AA	[m, rad]	matica deformácií spôsobená neznámymi vnútornými účinkami pôsobiacimi v mieste rezu (v strede rámu)
a_f	[-]	prevozný súčiniteľ
a_{O1}	[mm]	kratšia dĺžka priečného prierezu ramena
a_{O2}	[mm]	celková dĺžka priečného prierezu ramena
a_s	[-]	súčiniteľ pre guľčkové ložiská
a_t	[m.s ⁻²]	dovolené dotyčné zrýchlenie
a_{tPR}	[m.s ⁻²]	dotyčné zrýchlenie protizávažia
a_{tPR}	[m.s ⁻²]	dotyčné zrýchlenie protizávažného ramena
b_1	[m]	hrúbka profilu rámu
bb	[s ⁻¹]	matica súčtu symetrických a antisymetrických deformácií spôsobená vonkajšími zaťažujúcimi silovými a momentovými účinkami
b_{O1}	[mm]	kratšia šírka priečného prierezu ramena
b_{O2}	[mm]	stredná šírka priečného prierezu ramena
b_{O3}	[mm]	celková šírka priečného prierezu ramena
c_1	[m]	hrúbka profilu rámu
C_A	[kN]	dynamická únosnosť ložiska
d_1	[m]	prečnievajúca dĺžka profilu rámu (potrebná na zvarenie profilu rámu)
d_{min2}	[mm]	minimálny priemer hriadeľa, ktorý vznikne od namáhania max. uhlovou rýchlosťou
d_{min3}	[mm]	minimálny priemer hriadeľa, ktorý vznikne od namáhania dovoleným uhlovým zrýchlením
d_o	[m]	polovičná vzdialenosť medzi stredami ložísk
d_s	[mm]	stredný priemer drážkovaného profilu
E	[GPa]	Youngov modul pružnosti v ťahu
e_y	[min ⁻¹]	najväčšia y-ová vzdialenosť ťažiska po koniec prierezu ramena
F_{AR}	[N]	veľkosť radiálnej sily, ktorá zaťažuje ložisko A
F_{Ay3}	[N]	raekčná sila pôsobiaca v mieste A proti smeru osy y
F_{Az2ods}	[N]	raekčná sila pôsobiaca v mieste A v smere osy z
F_{BR}	[N]	veľkosť radiálnej sily, ktorá zaťažuje ložisko B
F_{By3}	[N]	raekčná sila pôsobiaca v mieste B proti smeru osy y
F_{Bz2ods}	[N]	raekčná sila pôsobiaca v mieste B proti smeru osy z



F_{odsPR}	[N]	zaťaženie od odstredivej sily protizávažia
F_{odsr}	[N]	zaťaženie od odstredivej sily vlastného lavicového ramena
F_{odsrp}	[N]	zaťaženie od odstredivej sily na konci lavicového ramena (od plne obsadenej lavice)
F_{odsrPR}	[N]	zaťaženie od odstredivej sily vlastného protizávažného ramena
F_{PR}	[N]	zaťaženie protizávažného ramena od protizávažia
F_r	[N]	zaťaženie vlastnou tiažou lavicového ramena
F_{rp}	[N]	zaťaženie na konci lavicového ramena (od plne obsadenej lavice)
F_{rPR}	[N]	zaťaženie vlastnou tiažou protizávažného ramena
F_{Rx}	[N]	výsledná sila pôsobiaca v smere osy x v bode R (na strednici rámu)
F_{R_x}	[N]	výsledná normálová sila pôsobiaca na 2D rám v bode R
F_{Ry}	[N]	výsledná sila pôsobiaca v smere osy y v bode R (na strednici rámu)
F_{R_y}	[N]	výsledná posúvajúca sila v ose y pôsobiaca na 2D rám v bode R
F_{tPR}	[N]	dotyčná sila pôsobiaca na protizávažie
F_{tr}	[N]	dotyčná sila pôsobiaca na vlastné lavicové rameno
F_{trp}	[N]	zaťaženie dotyčnou silou od plne obsadenej lavice
F_{trPR}	[N]	dotyčná sila pôsobiaca na protizávažné rameno
g	[m.s ⁻²]	gravitačné zrýchlenie
G_1	[GPa]	modul pružnosti v šmyku
h	[mm]	činná výška drážkovania
J_{pO}	[m ⁴]	polárny kvadratický moment priečného prierezu rámu
J_{y1}	[m ⁴]	Y-ový osový kvadratický moment 1. časti priečného prierezu rámu
J_{y2}	[m ⁴]	Y-ový osový kvadratický moment 2. časti priečného prierezu rámu
J_{y3}	[m ⁴]	Y-ový osový kvadratický moment 3. časti priečného prierezu rámu
J_{y4}	[m ⁴]	Y-ový osový kvadratický moment 4. časti priečného prierezu rámu
J_{yO1}	[m ⁴]	osový kvadratický moment 1. časti priečného prierezu ramena
J_{yO2}	[m ⁴]	osový kvadratický moment 2. časti priečného prierezu ramena
J_{yO3}	[m ⁴]	osový kvadratický moment 3. časti priečného prierezu ramena
J_{yO4}	[m ⁴]	osový kvadratický moment 4. časti priečného prierezu ramena
J_{yOT}	[m ⁴]	osový kvadratický moment prierezu v ťažisku ramena
J_{yT}	[m ⁴]	Y-ový osový kvadratický moment priečného prierezu rámu
J_{z1}	[m ⁴]	Z-ový osový kvadratický moment 1. časti priečného prierezu rámu
J_{z2}	[m ⁴]	Z-ový osový kvadratický moment 2. časti priečného prierezu rámu
J_{z3}	[m ⁴]	Z-ový osový kvadratický moment 3. časti priečného prierezu rámu



J_{z4}	[m ⁴]	Z-ový osový kvadratický moment 4. časti priečného prierezu rámu
J_{zT}	[m ⁴]	Z-ový osový kvadratický moment priečného prierezu rámu
K	[-]	konštanta zohľadňujúca evolventné a jemné drážkovanie
k_{kr21}	[-]	bezpečnosť k MSP od redukovaného napätia pôsobiaceho na lavicové rameno
k_{kr31}	[-]	bezpečnosť k MSP od redukovaného napätia pôsobiaceho na lavicové rameno
k_{krPR21}	[-]	bezpečnosť k MSP od redukovaného napätia pôsobiaceho na protizávažné rameno od uhlovej rýchlosti
k_{krPR31}	[-]	bezpečnosť k MSP od redukovaného napätia pôsobiaceho na protizávažné rameno od uhlového zrýchlenia
k_O	[s-1]	bezpečnosť na otláčenie
l	[mm]	činná dĺžka drážkovania
l_1	[m]	vzdialenosť bodu O ku bodu A
L_1	[m]	dĺžka rámového stĺpu od spodnej časti rámu po osu otáčania hriadeľa
l_2	[m]	vzdialenosť bodu A ku bodu B
L_2	[m]	dĺžka spojnice rámu medzi osami otáčania hriadeľov
l_3	[m]	vzdialenosť bodu B ku bodu C
L_A	[hod]	skutočná trvanlivosť ložisiek
L_{A99}	[mm]	prepočítaná hodnota základnej trvanlivosti na 99% - nú trvanlivosť
L_{AZ}	[hod]	základná výpočtová trvanlivosť
m_1	[kg]	hmotnosť 1 osoby
m_{16}	[kg]	hmotnosť 16 osôb
M_k	[N.m]	točivý moment
M_{kAmax2}	[N]	maximálny krútiaci moment pre miesto A na hriadeli spôsobený max. uhlovou rýchlosťou
M_{kAmax3}	[N]	maximálny krútiaci moment pre miesto A na hriadeli spôsobený dovoleným uhlovým zrýchlením
M_{kBmax2}	[N]	maximálny krútiaci moment pre miesto B na hriadeli spôsobený max. uhlovou rýchlosťou
M_{kBmax3}	[N]	maximálny krútiaci moment pre miesto B na hriadeli spôsobený dovoleným uhlovým zrýchlením
M_{kcel}	[N.m]	výsledný krútiaci moment pôsobiaci v smere na 2D rám v strede
M_{kHM}	[N.m]	maximálny krútiaci moment hydromotora
m_L	[kg]	hmotnosť prázdnej lavice
M_{oAmax2}	[N]	maximálny ohybový moment pre miesto A na hriadeli spôsobený max. uhlovou rýchlosťou
M_{oAmax3}	[N]	maximálny ohybový moment pre miesto A na hriadeli spôsobený dovoleným uhlovým zrýchlením
M_{oBmax2}	[N]	maximálny ohybový moment pre miesto B na hriadeli spôsobený max. uhlovou rýchlosťou



M_{oBmax3}	[N]	maximálny ohybový moment pre miesto B na hriadeli spôsobený dovoleným uhlovým zrýchlením
M_{Or2}	[N.m]	výsledný ohybový moment v 1. reze pôsobiaci na lavicové rameno od uhlovej rýchlosti
M_{Or21}	[N.m]	výsledný ohybový moment v 2. reze pôsobiaci na lavicové rameno od uhlovej rýchlosti
M_{Or3}	[N.m]	výsledný ohybový moment v 1. reze pôsobiaci na lavicové rameno od dovoleného uhlového zrýchlenia
M_{Or31}	[N.m]	výsledný ohybový moment v 2. reze pôsobiaci na lavicové rameno od dovoleného uhlového zrýchlenia
M_{OrPR2}	[N.m]	výsledný ohybový moment v 1. reze pôsobiaci na protizávažné rameno od uhlovej rýchlosti
M_{OrPR21}	[N.m]	výsledný ohybový moment v 2. reze pôsobiaci na protizávažné rameno od uhlovej rýchlosti
M_{OrPR3}	[N]	výsledný ohybový moment pôsobiaci v 1. reze na protizávažné rameno od uhlového zrýchlenia
M_{OrPR31}	[N]	výsledný ohybový moment pôsobiaci v 2. reze na protizávažné rameno od uhlového zrýchlenia
m_r	[kg]	hmotnosť ramena
M_{Rk}	[N.m]	výsledný krútiaci moment pôsobiaci v bode R (na strednici rámu)
M_{Rk}	[N.m]	výsledná krútiaci moment pôsobiaci na 2D rám v bode R
m_{rp}	[kg]	hmotnosť pripadajúca na jedno rameno od ľudí a lavice
m_{rPR}	[kg]	celková hmotnosť protizávažného ramena
M_{Rxy}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci v bode R (na strednici rámu)
M_{Ry}	[N.m]	výsledný ohybový moment v ose y pôsobiaci na 2D rám v bode R
M_{Rz}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci v bode R (na strednici rámu)
M_{Rz}	[N.m]	výsledný ohybový moment v ose z pôsobiaci na 2D rám v bode R
M_{x21}	[N.m]	výsledný krútiaci moment pôsobiaci na hriadeľ v 1. reze, v smere osy x, od maximálnej uhlovej rýchlosti
M_{x22}	[N.m]	výsledný krútiaci moment pôsobiaci na hriadeľ v 2. reze, v smere osy x, od maximálnej uhlovej rýchlosti
M_{x31}	[N.m]	výsledný krútiaci moment pôsobiaci na hriadeľ v 1. reze, proti smeru osy x, od dovoleného uhlového zrýchlenia
M_{x32}	[N.m]	výsledný krútiaci moment pôsobiaci na hriadeľ v 2. reze, proti smeru osy x, od dovoleného uhlového zrýchlenia
M_{y21}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci na hriadeľ v 1. reze, proti smeru osy y, od maximálnej uhlovej rýchlosti
M_{y22}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci na hriadeľ v 2. reze, v smere osy y, od maximálnej uhlovej rýchlosti
M_{y31}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci na hriadeľ v 1. reze, proti smeru osy y, dovoleného uhlového zrýchlenia
M_{y32}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci na hriadeľ v 2. reze, v smere osy y, od dovoleného uhlového zrýchlenia
M_{ycel}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci v smere osy y na 2D rám v strede
M_{z21}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci na hriadeľ v 1. reze, proti smeru osy z, od maximálnej uhlovej rýchlosti



M_{z22}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci na hriadeľ v 2. reze, proti smeru osy z, od maximálnej uhlovej rýchlosti
M_{z31}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci na hriadeľ v 1. reze, proti smeru osy z, od dovoleného uhlového zrýchlenia
M_{z32}	[N.m]	výsledný ohybový moment pôsobiaci na hriadeľ v 2. reze, proti smeru osy z, od dovoleného uhlového zrýchlenia
n	[-]	návrhový súčiniteľ bezpečnosti hriadeľa
N_{cel}	[N]	výsledná normálová sila pôsobiaca na 2D rám v strede
n_{max}	[min ⁻¹]	rýchlosť otáčania lavice
N_{O22ods}	[N]	zložka odstredivej sily, ktorá namáha protizávažné rameno vo vodorovnej polohe
N_{O2ods}	[N]	zložka odstredivej sily, ktorá namáha lavicové rameno vo vodorovnej polohe
N_{r2}	[N]	výsledná normálová sila v 1. reze pôsobiaca na lavicové rameno od uhlovej rýchlosti
N_{r21}	[N]	výsledná normálová sila v 2. reze pôsobiaca na lavicové rameno od uhlovej rýchlosti
N_{r3}	[N]	výsledná normálová sila v 1. reze pôsobiaca na lavicové rameno od dovoleného uhlového zrýchlenia
N_{r31}	[N]	výsledná normálová sila v 2. reze pôsobiaca na lavicové rameno od dovoleného uhlového zrýchlenia
N_{rPR2}	[N]	výsledná normálová sila v 1. reze pôsobiaca na protizávažné rameno od uhlovej rýchlosti
N_{rPR21}	[N]	výsledná normálová sila v 2. reze pôsobiaca na protizávažné rameno od uhlovej rýchlosti
N_{rPR3}	[N]	výsledná normálová sila v 1. reze pôsobiaca na protizávažné rameno od uhlového zrýchlenia
N_{rPR31}	[N]	výsledná normálová sila v 2. reze pôsobiaca na protizávažné rameno od uhlového zrýchlenia
o_1	[m]	celková hrúbka profilu rámu
p_0	[MPa]	základná hodnota tlaku pre náboj
p_{bd}	[MPa]	tlak na bokoch drážok
p_d	[MPa]	dovolená hodnota tlaku na bokoch drážok v náboji
p_{HM}	[MPa]	tlak v hydromotore
r	[m]	dĺžka lavicového ramena
R_A	[%]	spoľahlivosť pre ložisko A
R_B	[%]	spoľahlivosť pre ložisko B
R_{celk}	[%]	celková spoľahlivosť
Re_{min1}	[MPa]	minimálna hodnota medze klzu pre oceľ 11 373.0
Re_{min2}	[MPa]	minimálna hodnota medze klzu pre oceľ 11 500
S_{cel}	[m ²]	celkový plošný obsah prierezu rámu
S_{O1}	[m ²]	obsah 1. časti priečného prierezu ramena



S_{O2}	$[m^2]$	obsah 2. časti priečného prierezu ramena
S_{O2}	$[m^2]$	celkový plošný obsah prierezu ramena
S_{O3}	$[m^2]$	obsah 3. časti priečného prierezu ramena
S_{O4}	$[m^2]$	obsah 4. časti priečného prierezu ramena
S_{R1}	$[m^2]$	plošný obsah 1. časti priečného prierezu rámu
S_{R2}	$[m^2]$	plošný obsah 2. časti priečného prierezu rámu
S_{R3}	$[m^2]$	plošný obsah 3. časti priečného prierezu rámu
S_{R4}	$[m^2]$	plošný obsah 4. časti priečného prierezu rámu
t	$[mm]$	hrúbka priečného prierezu ramena
T_{r2}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila v 1. reze pôsobiaca na lavicové rameno od uhlovej rýchlosti
T_{r21}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila v 2. reze pôsobiaca na lavicové rameno od uhlovej rýchlosti
T_{r3}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila v 1. reze pôsobiaca na lavicové rameno od dovoleného uhlového zrýchlenia
T_{r31}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila v 2. reze pôsobiaca na lavicové rameno od dovoleného uhlového zrýchlenia
T_{rPR2}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila v 1. reze protizávažné na lavicové rameno od uhlovej rýchlosti
T_{rPR21}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila v 2. reze pôsobiaca na protizávažné rameno od uhlovej rýchlosti
T_{rPR3}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila v 1. reze pôsobiaca na protizávažné rameno od uhlového zrýchlenia
T_{rPR31}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila v 2. reze pôsobiaca na protizávažné rameno od uhlového zrýchlenia
T_{y21}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila pôsobiaca na hriadeľ v 1. reze, proti smeru osy y , od maximálnej uhlovej rýchlosti
T_{y22}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila pôsobiaca na hriadeľ v 2. reze, proti smeru osy y , od maximálnej uhlovej rýchlosti
T_{y31}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila pôsobiaca na hriadeľ v 1. reze, proti smeru osy y , od dovoleného uhlového zrýchlenia
T_{y32}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila pôsobiaca na hriadeľ v 2. reze, proti smeru osy y , od dovoleného uhlového zrýchlenia
$T_{y_{cel}}$	$[N]$	výsledná posúvajúca sila pôsobiaca v smere osy y na 2D rám v strede
T_{z21}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila pôsobiaca na hriadeľ v 1. reze, v smere osy z , od maximálnej uhlovej rýchlosti
T_{z22}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila pôsobiaca na hriadeľ v 2. reze, proti smeru osy z , od maximálnej uhlovej rýchlosti
T_{z31}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila pôsobiaca na hriadeľ v 1. reze, v smere osy z , od dovoleného uhlového zrýchlenia
T_{z32}	$[N]$	výsledná posúvajúca sila pôsobiaca na hriadeľ v 2. reze, proti smeru osy z , od dovoleného uhlového zrýchlenia
$T_{z_{cel}}$	$[N]$	výsledná posúvajúca sila pôsobiaca v smere osy z na 2D rám v strede
V_0	$[m^{-3} \cdot ot^{-1}]$	jednotkový objem hydromotora
V_O	$[m^3]$	celkový objem lavicového ramena



V_{O1}	[m ³]	objem dlhších častí prierezu lavicového ramena
V_{O1rPR}	[m ³]	objem dlhších častí prierezu protizávažného ramena
V_{O1rPR}	[m ³]	objem kratších častí prierezu protizávažného ramena
V_{O2}	[m ³]	objem kratších častí prierezu lavicového ramena
V_{OrPR}	[m ³]	celkový objem protizávažného ramena
W_{Oy}	[m ³]	modul prierezu v ohybe
x_0, θ, b	[-]	parametre Weibullovoho rozdelenia
$x_{A, B}$	[-]	bezrozmerná trvanlivosť pre bod A, resp. B
X_{NP}	[m, N.m]	matica neznámych parametrov
X_{NP1}, \dots, X_{NP6}	[m, N.m]	neznáme vnútorné účinky pôsobiace v mieste rezu (v strede rámu)
x_{r2}	[m]	dĺžka 1. rezu lavicového ramena
x_{r21}	[m]	dĺžka 2. rezu lavicového ramena
x_{rPR2}	[m]	dĺžka 1. rezu protizávažného ramena
x_{rPR21}	[m]	dĺžka 2. rezu protizávažného ramena
z	[-]	počet drážok
α_{max}	[mm]	maximálne uhlové zrýchlenie
α_t	[m]	dovolené uhlové zrýchlenie
α_{tmax}	[rad.s ⁻²]	dovolené uhlové zrýchlenie
$\delta_1, \dots, \delta_6$	[m, rad]	deformácie v mieste rezu (v strede rámu)
$\delta_{10}, \dots, \delta_{60}$	[m, rad]	súčet symetrických a antisymetrických deformácií
$\delta_{10A}, \dots, \delta_{60A}$	[m, rad]	antisymetrické deformácie spôsobené vonkajšími zaťažujúcimi silovými a momentovými účinkami
$\delta_{10S}, \dots, \delta_{60S}$	[m, rad]	symetrické deformácie spôsobené vonkajšími zaťažujúcimi silovými a momentovými účinkami
$\delta_{11}, \dots, \delta_{66}$	[m, rad]	deformácie spôsobené neznámymi vnútornými účinkami pôsobiacimi v mieste rezu (v strede rámu)
θ_{max}	[°]	maximálny dovolený uhol
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota ocele
σ_{dov2}	[MPa]	dovolené normálové napätie hriadeľa pre namáhanie max. uhlovou rýchlosťou
σ_{dov3}	[MPa]	dovolené normálové napätie hriadeľa pre namáhanie dovoleným uhlovým zrýchlením
σ_{r21}	[MPa]	napätie od ohybového momentu spôsobené uhlovou rýchlosťou lavicového ramena
σ_{r31}	[MPa]	napätie od ohybového momentu spôsobené dovoleným uhlovým zrýchlením lavicového ramena
σ_{red2}	[MPa]	redukované napätie hriadeľa pre namáhanie max. uhlovou rýchlosťou



σ_{red3}	[MPa]	redukované napätie hriadeľa pre namáhanie dovoleným uhlovým zrýchlením
σ_{REDr21}	[MPa]	redukované napätie od napätia pôsobiaceho na lavicové rameno
σ_{REDr31}	[MPa]	redukované napätie od napätia pôsobiaceho na lavicové rameno
$\sigma_{REDrPR21}$	[MPa]	redukované napätie od napätia pôsobiaceho na protizávažné rameno
$\sigma_{REDrPR31}$	[MPa]	redukované napätie od napätia pôsobiaceho na protizávažné rameno
σ_{rPR21}	[MPa]	napätie od ohybového momentu spôsobené uhlovou rýchlosťou protizávažného ramena
σ_{rPR31}	[MPa]	napätie od ohybového momentu spôsobené dovoleným uhlovým zrýchlením protizávažného ramena
σ_{vysMk}	[m]	deformácia v mieste ložiska spôsobená namáhaním od krútiaceho momentu
σ_{vysMy}	[m]	deformácia v mieste ložiska spôsobená namáhaním od ohybového momentu v smere osy y
σ_{vysN}	[m]	deformácia v mieste ložiska spôsobená namáhaním od normálovej sily
σ_{vysTy}	[m]	deformácia v mieste ložiska spôsobená namáhaním od posúvajúcej sily v smere osy y
T_{kdov2}	[MPa]	dovolené šmykové napätie hriadeľa pre namáhanie max. uhlovou rýchlosťou
T_{kdov3}	[MPa]	dovolené šmykové napätie hriadeľa pre namáhanie dovoleným uhlovým zrýchlením
φ	[°]	dovolený uhol
ω	[s ⁻¹]	uhlová rýchlosť otáčania lavice
ω_{max}	[rad.s ⁻¹]	maximálna uhlová rýchlosť otáčania lavice



SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1 Zvolený priečny prierez ramena
- Obr. 2 Plošné obsahy častí prierezu ramena
- Obr. 3 Osové kvadratické momenty prierezov ramena
- Obr. 4 VVÚ a súradnicový systém pre lavicové rameno pohybujúce sa max. uhlovou rýchlosťou
- Obr. 5 VVÚ a súradnicový systém pre lavicové rameno pohybujúce sa maximálnym uhlovým zrýchlením
- Obr. 6 Tvar a rozmery protizávažia
- Obr. 7 VVÚ a súradnicový systém pre protizávažné rameno pohybujúce sa max. uhlovou rýchlosťou
- Obr. 8 VVÚ a súradnicový systém pre protizávažné rameno pohybujúce sa s dovoleným uhlovým zrýchlením
- Obr. 9 Hydromotor POCLAIN HYDRAULICS MSE08-1 [3]
- Obr. 10 Rozmery a celková dĺžka hriadeľa
- Obr. 11 *Zvolený súradnicový systém pre hriadeľ*
- Obr. 12 Zaťažujúce a reakčné sily pôsobiace na hriadeľ + VVÚ hriadeľa, ktorý sa otáča s max. uhlovou rýchlosťou
- Obr. 13 Zaťažujúce a reakčné sily pôsobiace na hriadeľ + VVÚ hriadeľa, ktorý sa otáča s dovoleným uhlovým zrýchlením
- Obr. 14 Ložisko 7340 BCBM
- Obr. 15 Domček ložiska
- Obr. 16 Rozperná tyč - "spřáhlo"
- Obr. 17 Sily pôsobiace na zjednodušený model rámu
- Obr. 18 Konštrukcia skutočného rámu
- Obr. 19 Priečny prierez rámu
- Obr. 20 Plošné obsahy priečneho prierezu profilu rámu
- Obr. 21 Osové kvadratické momenty priečneho prierezu rámu
- Obr. 22 Súradnicový systém rámu
- Obr. 23 Silové a momentové účinky namáhajúce rám v 2D
- Obr. 24 Neznáme výsledné vnútorné účinky pôsobiace v strede rámu
- Obr. 25 Zvolený súradnicový systém pre rám
- Obr. 26 Zaťaženie rámu + VVÚ spôsobené od zaťažujúcich účinkov
- Obr. 27 Zaťaženia ložísk virtuálnymi silami + VVÚ od nich spôsobené
- Obr. 28 Celkový návrh mechanizmu rotačnej lavice a konštrukcie rámu



SEZNAM TABULEK

Tab. 1	Rozmery priečného prierezu ramena
Tab. 2	Časti ovplyvňujúce dĺžku hriadeľa
Tab. 3	Veľkosti síl, ktoré pôsobia na rám
Tab. 4	Rozmery priečného prierezu rámu
Tab. 5	Sily a momenty pôsobiace na 2D rám v bode R
Tab. 6	Deformácie spôsobené silovými účinkami v strede rámu
Tab. 7	Deformácie spôsobené vonkajšími zaťažujúcimi silovými a momentovými účinkami
Tab. 8	Výsledné vnútorné silové a momentové účinky, pôsobiace v strede rámu



SEZNAM PŘÍLOH

Príloha I – výsledné vnútorné účinky spôsobené vonkajšími zaťažujúcimi silovými a momentovými účinkami

Príloha II – výsledné vnútorné účinky spôsobené neznámymi vnútornými účinkami pôsobiacimi v mieste rezu (v strede rámu)

Príloha III - súčet deformácií, ktoré vzniknú od neznámych vnútorných účinkov pôsobiacich v mieste rezu

Príloha IV - súčet deformácií, ktoré vzniknú od vonkajších účinkov pôsobiacich v bode R.

Výkresová dokumentace

CELKOVÁ ZOSTAVA	0-K00-0
KUSOVNÍK	0-K01-0
	0-K02-0