

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZAKLADAČ DO HORIZONTÁLNÍHO OBĚŽNÉHO ZÁSOBNÍKU

STACKER INTO HORIZONTAL STORAGE CAROUSEL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHLEOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

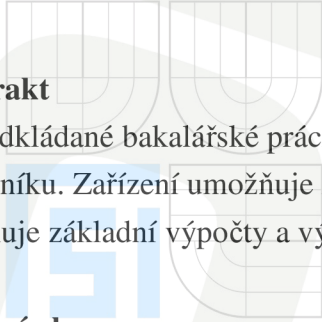
VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

ADAM SUCHOMEL

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2010



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ

Abstrakt

V předkládané bakalářské práci je navržena konstrukce zakladače do horizontálního oběžného zásobníku. Zařízení umožňuje zvednout přepravku o hmotnosti 17 kg do výšky 3,5 m. Práce obsahuje základní výpočty a výkresovou dokumentaci.

Klíčová slova

Zakladač, horizontální oběžný zásobník

Abstract

The stacker into horizontal storage carousel is designed in the presented bachelor thesis. The equipment allows to lift the box weighing 17 kg to the height of 3,5 m. The thesis includes basic calculations and the mechanical drawing documentation.

Keywords

Stacker, horizontal storage carousel

Bibliografická citace:

SUCHOMEL, A. *Zakladač do horizontálního oběžného zásobníku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 45 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím podkladů uvedených v seznamu zdrojů.

V Brně, dne 26.5.2010

Podpis:

Adam Suchomel



Poděkování: Rád bych poděkoval panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za cenné rady během řešení této bakalářské práce. Dále chci poděkovat rodičům za podporu během studia.

Obsah

1	Úvod.....	8
2	Cíle práce.....	8
3	Návrh konstrukčního řešení	9
3.1	Lože přepravky.....	10
3.2	Horizontální přísuv.....	10
3.3	Zdvih	10
3.4	Sloup.....	12
4	Přísuv přepravky	12
4.1	Kontrola lože přepravky	12
4.1.1	Síly působící v místech uchycení	13
4.1.2	Modul průřezu v ohybu v bodu A_1	15
4.1.3	Bezpečnost vůči MSP v bodu A_1	15
4.2	Kontrola únosnosti rolen přísuvu	15
4.2.1	Reakce v místě rolen	16
4.2.2	Bezpečnost únosnosti rolen	16
4.3	Pohon přísuvu.....	16
4.3.1	Kontrola pohonu přísuvu na rozběh:.....	16
4.3.2	Zrychlení působící na náklad	17
4.3.3	Průběhy zrychlení a rychlosti přísuvu	18
5	Kontrola trojúhelníkové vzpěry	18
5.1	Reakce v bodu A_3	19
5.2	Průběh ohybového napětí po délce nosníku	19
5.3	Bezpečnost vůči MSP v bodu X.....	20
6	Rolny zdvíhu	21
6.1	Síly v rolkách	21
6.2	Bezpečnost únosnosti rolen zdvíhu	21
6.3	Kontrola čepů rolen zdvíhu	21
6.3.1	Osová síla v čepu.....	22
6.3.2	Bezpečnost vůči MSP.....	24
7	Zdvihový mechanismus.....	24
7.1	Návrh pohonu zdvíhu	24
7.2	Řetěz.....	24
7.2.1	Návrh řetězu	24
7.2.2	Kontrola proti přetržení	25
7.2.2.1	Součinitel statické bezpečnosti.....	26
7.2.2.2	Součinitel dynamické bezpečnosti	26
7.2.3	Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu.....	26
7.2.4	Délka řetězu.....	26
7.2.5	Meziosová vzdálenost	27
7.3	Kontrola pohonu zdvíhu.....	27
7.3.1	Kontrola pro ustálený pohyb	27
7.3.2	Kontrola na rozběh	27
7.3.2.1	Doba rozběhu	28
7.3.2.2	Maximální výpočtové zrychlení	28
7.4	Doba přejezdu celé výšky	28
7.5	Průběhy rychlosti a zrychlení zdvíhu	29

7.6	Kontrola hnací hřídele	29
7.6.1	Celková bezpečnost vzhledem k MS únavového porušení dle Soderbergova kritéria v místě řetězky	30
7.6.2	Bezpečnost na začátku hřídele	30
7.6.3	Návrh per	30
7.7	Kontrola napínací hřídele	31
7.8	Ložiska	32
8	Kontrola nosného sloupu	32
8.1	Reakce v ukotvení	33
8.2	Mezní štíhlost	33
8.3	Štíhlost prutu	33
8.4	Kritická síla	33
8.5	Maximální napětí v místě A ₅	34
8.6	Bezpečnost vůči MSP v místě A ₅	34
8.7	Posun bodu A ₄	34
8.8	Posun bodu B ₄	34
9	Závěr	35
10	Seznam použitých zdrojů	36
11	Seznam zkratk a použitých symbolů	38
12	Seznam výkresové dokumentace	44
13	Seznam příloh	45

1 Úvod

Horizontální oběžné zásobníky (obr. 1) jsou tvořeny soustavou kazet, v každé jsou nad sebou umístěny přepravky, nebo přímo dopravovaný materiál. Kazety obíhají okolo vnitřní nosné části. Tyto zásobníky se často používají v provozech, kde se vyskytuje mnoho různých částí, například ve skladu spojovacího materiálu či náhradních dílů. Časté je také použití v archívech. Výhodou zásobníku je velmi dobře využitelná plocha skladovacího prostoru. Při hmotnějších nákladech, nebo vyšších zásobnících je vhodné použití zakladače.



Obr. 1 Raymond horizontal carousel [1]

2 Cíle práce

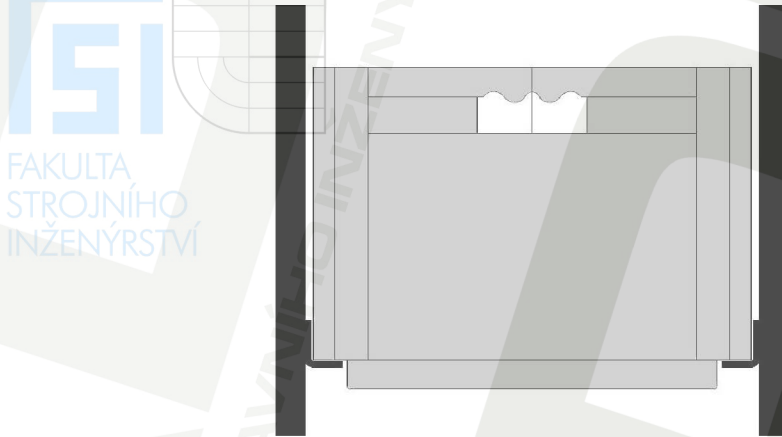
Cílem této práce je navrhnout zakladač europřepravek. Snahou je navrhnout stroj s nízkými nároky na údržbu a s pokud možno nízkou cenou.

Práce bude obsahovat:

- Návrh kinematiky pohybu a konstrukčního řešení
- základní funkční výpočty
- návrh pohonné soustavy a její kontrolu
- výkresovou dokumentaci

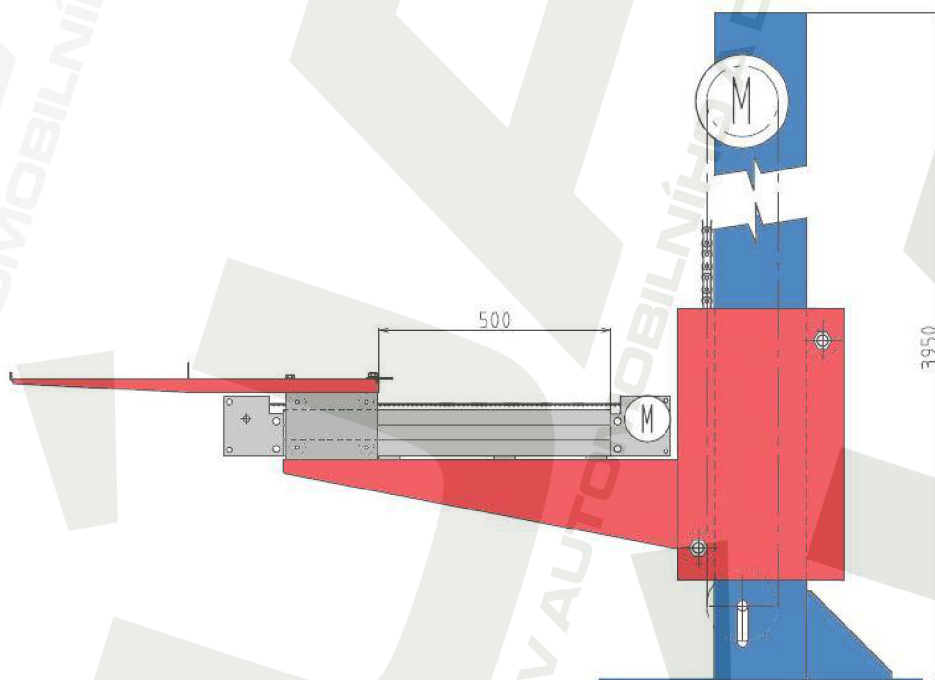
3 Návrh konstrukčního řešení

V každé kazetě je nad sebou deset přepravek ve vzdálenosti 300mm. Výška prvního regálu od země je 0,7m a pak je tedy dno nejvyšší přepravy ve výšce 3,4m. Přepravy jsou v kazetách nasunuty dle obr. 2 šířka vystouplé části dna je 250mm.



Obr. 2 uložení přepravy v kazetě

Vzhledem k poměrně malé šířce přepravy jsem se rozhodl pro řešení s jedním nosným sloupem obdélníkového průřezu, po kterém se bude pomocí řetězového převodu posouvat zdviž. Na zdviži je umístěná sériově vyráběná lineární osa. K jejím nosným deskám je přišroubováno lože přepravy.



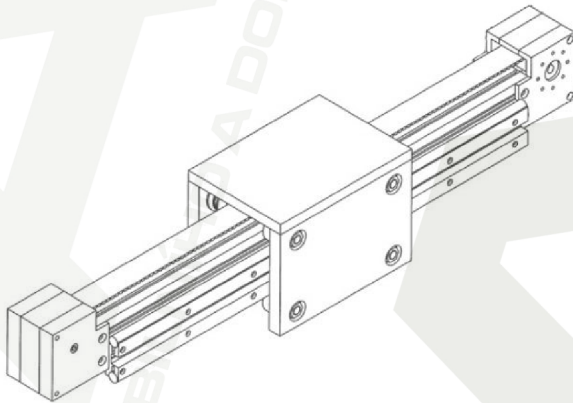
Obr. 3 schematické zobrazení navrhovaného zakladače

3.1 Lože přepravy

Lože přepravy je řešeno jako ohýbaný nosník, ke kterému je přivařena příčka pro ustavení polohy přepravy. Vyrobeno je z materiálu 11 373.

3.2 Horizontální přísuv

Pro horizontální přísuv je volena sériově vyráběná lineární osa AD210M LAT (obr. 4). Základ tvoří hliníkový profil, ke kterému jsou oboustranně přišroubované kolejničky, v nichž jsou vloženy broušené ocelové tyče. Nosné desky jsou vedeny ocelovými rolnami. Přenos síly je řešen ozubeným řemenem. Standardně dodávaným elektromotorem nelze snímat polohu přepravy a má příliš vysoký výkon, proto je pohon řešen pomocí krokového motoru. Krokový motor má mnohem nižší kroutící moment a proto není nutno řešit kontrolu ozubeného řemenu. Je zvolen krokový motor BRS 364 od firmy Berger Lahr. Snímač uvnitř krokového motoru je inkrementální a je nutné volit nulovací snímač. Je volen indukční senzor KJ8-M18MN50-ANU firmy PULSOTRONIC (obr. 5).



Obr. 4 lineární osa [2]



Obr. 5 indukční snímač [3]

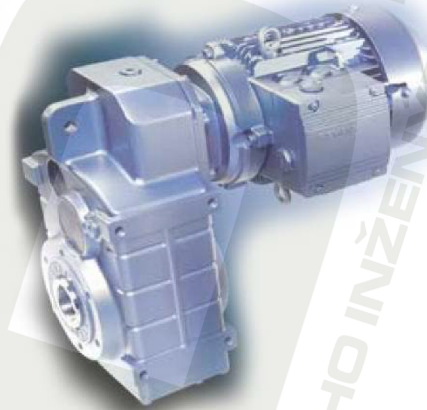
3.3 Zdvih

Vedení zdvihu je řešeno vodícími rolnami s polyuretanovým běhounem od firmy BLICKLE (obr. 6). Každá rolna má ocelový základ na který je nalitý polyuretan, do ocelového středu je nalisováno ložisko. Průměr rolny je 70mm a použité ložisko 6205 ZZ. Středem ložiska je veden excentrický čep z materiálu 11 600. Důvodem k excentricitě je možnost vymezení výrobních nepřesností, především možnost seřízení vodorovné polohy lože přepravy. Na konci čepů je šestihran pro stranový klíč, jímž lze před utažením matice čep vhodně natočit. K pomocnému vedení zdvihu slouží k vnitřním bokům šroubované plechy s nalepeným plastem ZEDEX 100K. Jedná se o termoplastický materiál s velmi nízkým součinitelem tření za sucha. Pro vymezení boční vůle lze pod plechy vložit další plech požadované tloušťky.

V případě, že dojde ke stavu, kdy zdviž klesá a lože přepravky ne, je na zdviži umístěn spínač, který dá povel ovládacímu zařízení, je nutné aby došlo k zastavení pohybu. Pokud bude pohyb pokračovat dál, zdviž se na jedné straně opře o záchyt řetězu a na druhé o upínací šrouby vodící desky. Pravděpodobně dojde k místním trvalým deformacím na sloupu, nicméně na místech, které nejsou funkční a pokud toto netypické zatížení vydrží ostatní části, pak nebude funkce zakladače ohrožena.



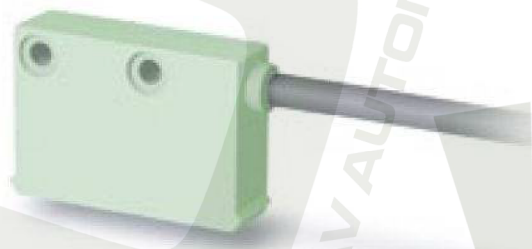
Obr. 6 vodící rolna [4]



Obr. 7 převodový motor SIEMENS [5]

Přenos vertikálního pohybu je řešeno válečkovým řetězem. Vzhledem k velké meziosové vzdálenosti, a proto velkému povolenému prodloužení řetězu je použití konvenčního napínáku neproduktivní. Napínání se provádí automaticky posouváním spodní hřídele mechanismem se závažím. Teoreticky dojde k nevhodnému povolení řetězu pouze při reverzaci chodu a vzpříčení lože přepravky, při tomto stavu ale dojde k vypnutí pohonu, a tak není třeba nastalou situaci řešit. Řetěz je poháněn převodovým motorem SIEMENS LA71ZMD4 (obr. 7), jedná se o čtyřpólový asynchronní elektromotor, který je zejména z důvodu plynulosti rozběhu napájen frekvenčním měničem. Elektromotor je vybaven brzdou.

Pro snímání polohy zdvihu je použit magnetický snímač MSK 2000 od firmy SIKO (obr. 8). Jedná se o inkrementální snímač, používá se v kombinaci s magnetickou páskou, která je nalepená na sloupu. Maximální vzdálenost snímače a pásky je 10 mm, opakovatelnost $\pm 0,25$ mm, což je dostatečné. Jedná se o inkrementální odměřování, proto je použit opět indukční senzor KJ8-M18MN50-ANU



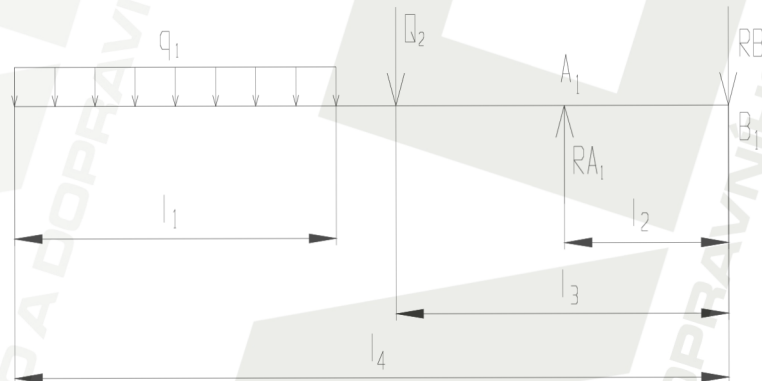
Obr. 8 snímač MSK 2000 [6]

3.4 Sloup

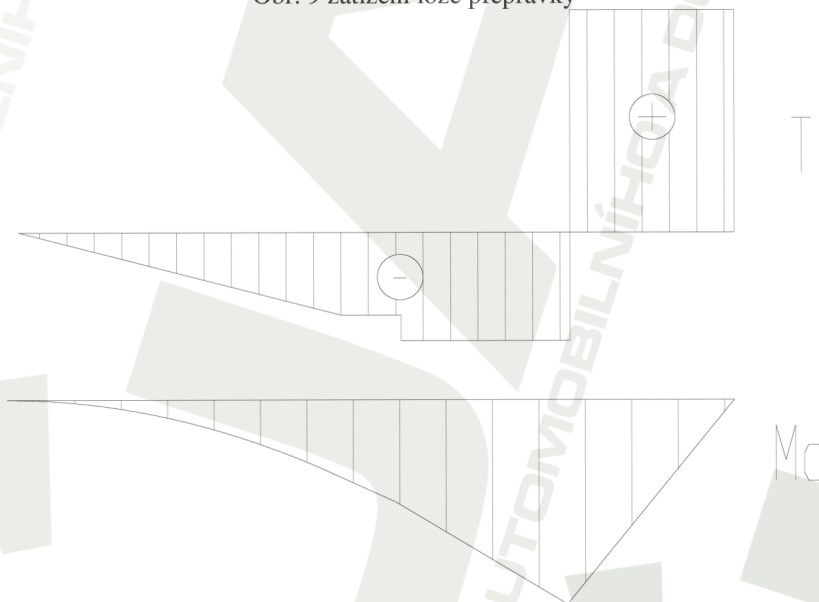
Nosný sloup je vyroben z materiálu I1 375, jedná se o nosník obdélníkového průřezu 200mm x 150 mm a tloušťky stěny 5 mm. Kabely jsou vedeny kabelovými žlaby, jež jsou přišroubované zevnitř sloupu. Napájení asynchronního motoru je vedeno jedním žlabem, vodiče krokového motoru a snímačů druhým. Tímto opatřením se sníží možnost rušení měřících signálů. Otvory pro uchycení zakladače k podlaze jsou o průměru 27 mm, rozteč je 600 mm x 350 mm.

4 Přísvuv přepravky

4.1 Kontrola lože přepravky



Obr. 9 zatížení lože přepravky



Obr. 10 výsledné vnitřní účinky v loži přepravky

Maximální svislé zrychlení

Všechny zvedané součásti jsou zatěžovány tíhovým zrychlením zvýšeným o maximální zrychlení zdvihu. Zrychlení zdvihu je určeno v kapitole 7.3.2.2

Dáno: $g = 9,81 \text{ m s}^{-2}$; $a_z = 0,6 \text{ m s}^{-2}$;

$$\begin{aligned} a_{vm} &= g + a_z \\ a_{vm} &= 9,81 + 0,6 \\ a_{vm} &= 10,41 \text{ m s}^{-2} \end{aligned} \quad (1)$$

Kde: a_{vm} [m s⁻²] maximální vertikální zrychlení
 g [m s⁻²] tíhové zrychlení
 a_z [m s⁻²] zrychlení zdvihu

4.1.1 Síly působící v místech uchycení

Dáno: $Q_1 = 17,5 \text{ kg}$; $Q_2 = 5,4 \text{ kg}$; $l_1 = 353 \text{ mm}$; $l_2 = 180 \text{ mm}$; $l_3 = 365 \text{ mm}$;
 $l_4 = 784 \text{ mm}$

$$RA_1 = \frac{\left(Q_1 \cdot \left(l_4 - \frac{l_1}{2} \right) + Q_2 \cdot l_3 \right) \cdot a_{vm}}{l_2}$$

$$RA_1 = \frac{\left(17,5 \cdot \left(784 - \frac{353}{2} \right) + 5,4 \cdot 365 \right) \cdot 10,41}{180} \quad (2)$$

$$RA_1 = 729 \text{ N}$$

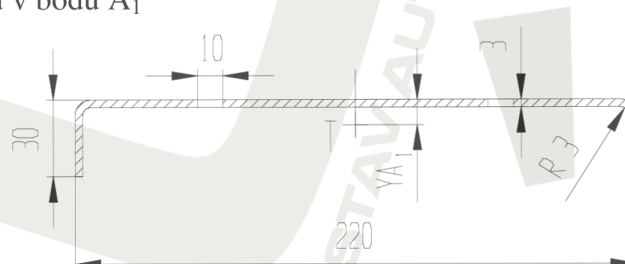
$$RB_1 = RA_1 - (Q_1 + Q_2) \cdot a_{vm}$$

$$RB_1 = 729 - (17,5 + 5,4) \cdot 10,41 \quad (3)$$

$$RB_1 = 491 \text{ N}$$

Kde: Q_1 [kg] hmotnost nákladu, přepravky
 Q_2 [kg] hmotnost lože přepravky
 l_1 [mm] vzdálenost dle obrázku
 l_2 [mm] vzdálenost dle obrázku
 l_3 [mm] vzdálenost dle obrázku
 l_4 [mm] vzdálenost dle obrázku
 RA_1 [N] reakce v bodu A_1
 RB_1 [N] reakce v bodu B_1

Poloha těžiště průřezu v bodu A_1



Obr. 11 průřez lože přepravky

$$Y_{A_1} = \frac{\sum_{X=1}^n (S_X \cdot Y_X)}{\sum S_X}$$

$$Y_{A_1} = \frac{(220 - 2 \cdot 6 - 2 \cdot 10) \cdot 3 \cdot 1,5 + 2 \cdot (30 - 6) \cdot 3 \cdot 18 + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 6^2 \left(6 - \frac{4 \cdot 6}{3 \cdot \pi}\right) - \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 3^2 \left(6 - \frac{4 \cdot 3}{3 \cdot \pi}\right)}{(220 - 2 \cdot 6 - 2 \cdot 10) \cdot 3 + 2 \cdot (30 - 6) \cdot 3 + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (6^2 - 3^2)} \quad (4)$$

$$Y_{A_1} = 4,93 \text{ mm}$$

Kde: Y_{A_1} [mm] vzdálenost těžiště průřezu A_1 dle obrázku

S_X [mm²] plocha průřezu X-tého prvku

Y_X [mm] vzdálenost těžiště X-tého prvku

Kvadratický moment průřezu v bodu A_1

$$J_X = J_{XT} + S_X \cdot (Y_{A_1} - Y_X)^2 \quad (5)$$

$$J_1 = \frac{(220 - 2 \cdot 6 - 2 \cdot 10) \cdot 3^3}{12} + (220 - 2 \cdot 6 - 2 \cdot 10) \cdot 3 \cdot (4,93 - 1,5)^2 \quad (6)$$

$$J_1 = 7061,4 \text{ mm}^4$$

$$J_2 = 2 \cdot \left(\frac{3 \cdot (30 - 6)^3}{12} + (30 - 6) \cdot 3 \cdot (4,93 - 18)^2 \right) \quad (7)$$

$$J_2 = 31507,9 \text{ mm}^4$$

$$J_3 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (6^4 - 3^4) + \pi \cdot (6^2 - 3^2) \cdot \left(4,93 - 6 + \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{6^2 + 6 \cdot 3 + 3^2}{6 + 3} \right)^2 \right) \quad (8)$$

$$J_3 = 630,5 \text{ mm}^4$$

$$J_{A_1} = J_1 + J_2 + J_3$$

$$J_{A_1} = 7061,4 + 31507,9 + 630,5 \quad (9)$$

$$J_{A_1} = 39199,8 \text{ mm}^4$$

Kde: J_1 [mm⁴] kvadratický moment části průřezu A_1

J_2 [mm⁴] kvadratický moment části průřezu A_1

J_3 [mm⁴] kvadratický moment části průřezu A_1

J_{A_1} [mm⁴] kvadratický moment průřezu v bodu A_1

Vzdálenost nejodlehlejšího bodu od neutrální osy

$$h_{A_{1ext}} = 30 - Y_{A_1} = 30 - 4,93 \quad (10)$$

$$h_{A_{1ext}} = 25,07 \text{ mm}$$

4.1.2 Modul průřezu v ohybu v bodu A₁

$$WA_1 = \frac{JA_1}{hA_{1ext}} = \frac{39199,8}{25,07} \quad (11)$$
$$WA_1 = 1563,7 \text{ mm}^3$$

Ohybový moment v bodu A₁

$$M_{OA1} = RB_2 \cdot l_2 = 491 \cdot 180 \quad (12)$$
$$M_{OA1} = 88380 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v bodu A₁

$$\sigma_{OA1} = \frac{M_{OA1}}{WA_1} = \frac{88380}{1563,7} = 56,5 \text{ MPa} \quad (13)$$

4.1.3 Bezpečnost vůči MSP v bodu A₁

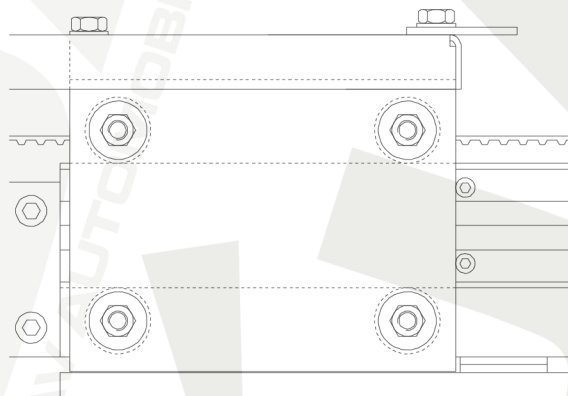
Dáno: $R_{e1} = 186 \text{ MPa}$ [7];

$$k_{A1} = \frac{R_{e1}}{\sigma_{OA1}} = \frac{186}{56,5} = 3,3 \quad (14)$$

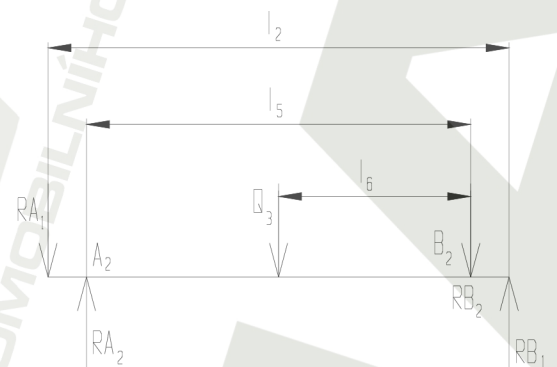
Kde: R_{e1} [MPa] mez kluzu materiálu 11 373

4.2 Kontrola únosnosti rolen přísuvu

Dáno: $F_{RPmax} = 1300 \text{ N}$ [2]; $Q_3 = 6,5 \text{ kg}$; $l_5 = 150 \text{ mm}$; $l_6 = 75 \text{ mm}$;



Obr. 13 detail umístění rolen



Obr. 12 zatížení rolen

4.2.1 Reakce v místě rolen

$$RA_2 = \frac{RA_1 \cdot \frac{l_2 + l_5}{2} + Q_3 \cdot a_{vm} \cdot l_6 + RB_1 \cdot \frac{l_2 - l_5}{2}}{l_3}$$
$$RA_2 = \frac{729 \cdot \frac{180 + 150}{2} + 6,5 \cdot 10,41 \cdot 75 + 491 \cdot \frac{180 - 150}{2}}{150}$$
$$RA_2 = 884,8 \text{ N}$$

$$RB_2 = RA_2 + RB_1 - RA_1 - Q_3 \cdot a_{vm}$$
$$RB_2 = 884,8 + 491 - 729 - 6,5 \cdot 10,41$$
$$RB_2 = 579,1 \text{ N}$$

Kde: F_{RPmax} [N] maximální únosnost rolen přísuvu
 Q_3 [kg] hmotnost nosných desek, rolen přísuvu
 l_5 [mm] vzdálenost dle obrázku
 l_6 [mm] vzdálenost dle obrázku
 RA_2 [N] reakce v místě rolen A
 RB_2 [N] reakce v místě rolen B

Síly v rolnách

$$F_{RPA} = \frac{RA_2}{2} = \frac{884,8}{2} = 442,4 \text{ N}$$

$$F_{RPB} = \frac{RA_2}{2} = \frac{579,1}{2} = 290 \text{ N}$$

4.2.2 Bezpečnost únosnosti rolen

$$k_{RPA} = \frac{F_{RPmax}}{F_{RP1}} = \frac{1300}{442,4} = 2,94$$

$$k_{RPB} = \frac{F_{RPmax}}{F_{RP2}} = \frac{1300}{290} = 4,48$$

4.3 Pohon přísuvu

4.3.1 Kontrola pohonu přísuvu na rozběh:

$M_{km} = 0,45 \text{ Nm}$ [8]; $n_1 = 2 \text{ s}^{-1}$; $\eta_1 = 0,97$; $\eta_2 = 0,98$; $\eta_3 = 0,98$; $s_p = 0,5 \text{ m}$;

Rychlost posuvu

Jedna otáčka na vstupu lineární osy odpovídá posuvu o 200mm [2].

$$v_p = 0,2 \cdot n_1 = 0,2 \cdot 2 = 0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde: n_1 [s^{-1}] otáčky motoru

Celková účinnost převodu

$$\eta_c = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,93 \quad (22)$$

Kde: η_1 [-] účinnost rolen lineární osy
 η_2 [-] účinnost řemenového převodu
 η_3 [-] účinnost ložisek v lineární ose

Moment setrvačnosti posouvané hmoty vzhledem k hřídeli elektromotoru

$$J_Q = \frac{(Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot v_p^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_1^2 \cdot \eta_c}$$
$$J_Q = \frac{(17,5 + 5,4 + 6,5) \cdot 0,4^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 2^2 \cdot 0,93} \quad (23)$$
$$J_Q = 0,0320 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti motoru a součástí na předlohách není nutné uvažovat, je mnohem menší než moment setrvačnosti posouvané hmoty.

Doba rozběhu a brzdění

$$t_{RP} = \frac{2\pi \cdot n_1 \cdot J_Q}{M_{km}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 0,0320}{0,45} = 0,89 \text{ s} \quad (24)$$

Kde: M_{km} [Nm] kroutící moment krokového motoru

4.3.2 Zrychlení působící na náklad

$$a_p = \frac{v_p}{t_{RP}} = \frac{0,4}{0,89} = 0,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (25)$$

Dráha rozběhu a brzdění

$$s_{RP} = \frac{1}{2} v_p \cdot t_{RP} = \frac{1}{2} \cdot 0,4 \cdot 0,89 = 0,178 \text{ m} \quad (26)$$

Dráha při konstantní rychlosti

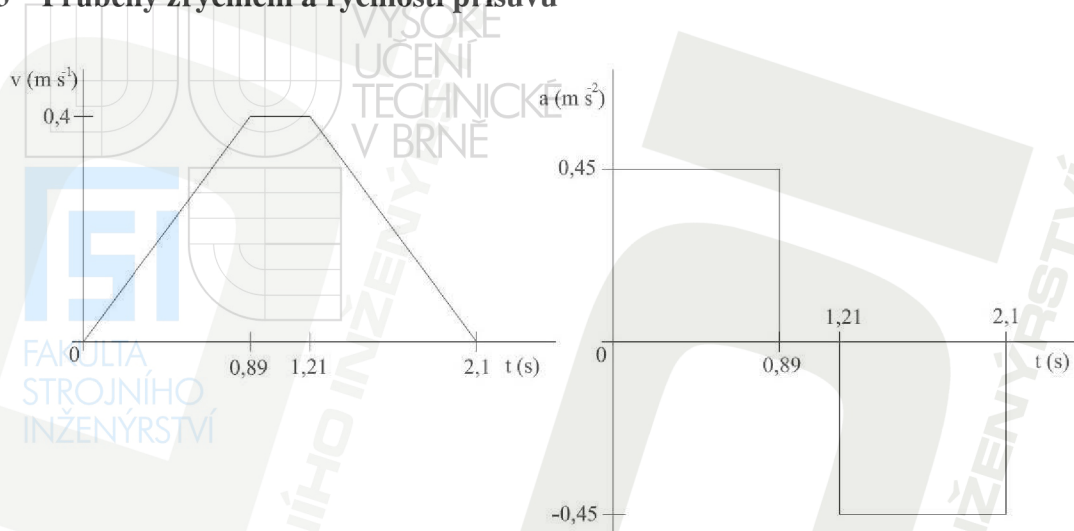
$$s_K = s_p - 2 \cdot s_R = 0,5 - 2 \cdot 0,178 = 0,144 \text{ m} \quad (27)$$

Kde: s_p [m] dráha přísluvu

Doba přísluvu přepravky do regálu

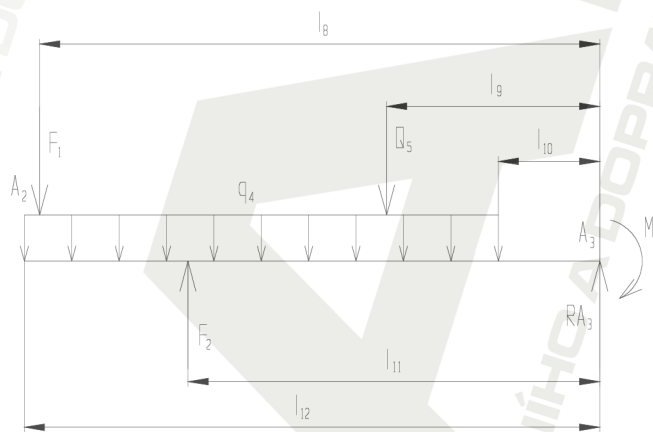
$$t_p = 2 \cdot t_{RP} + \frac{s_K}{v_p} = 2 \cdot 0,89 + \frac{0,144}{0,45} = 2,1 \text{ s} \quad (28)$$

4.3.3 Průběhy zrychlení a rychlosti přísuvu

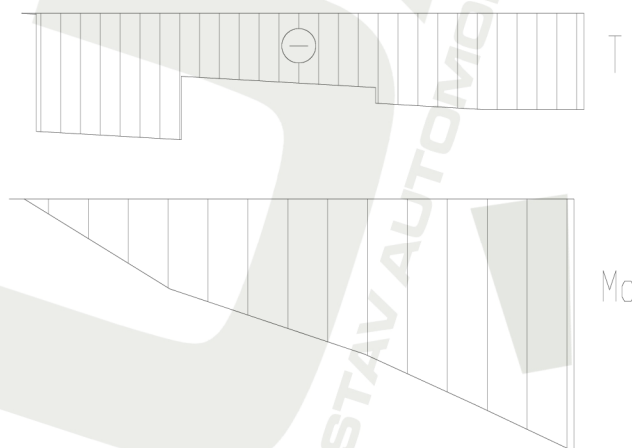


Obr. 14 průběhy zrychlení a rychlosti přísuvu

5 Kontrola trojúhelníkové vzpěry



Obr. 15 zatížení trojúhelníkové vzpěry



Obr. 16 výsledné vnitřní účinky vzpěry

Dáno: $q_4 = 0,23 \text{ Nmm}^{-1}$; $Q_4 = 15,5 \text{ kg}$; $Q_5 = 9 \text{ kg}$; $l_8 = 828 \text{ mm}$; $l_9 = 315 \text{ mm}$; $l_{10} = 150 \text{ mm}$; $l_{11} = 608 \text{ mm}$; $l_{12} = 850 \text{ mm}$;

Lineární osa je ke vzpěře připevněná čtyřmi šrouby, při maximálním vyložení se tahová síla přenáší na vzpěru třemi šrouby bližšími k bodu A_3 . Pro zjednodušení uvažuji přenos pouze nejbližším šroubem tj. síla F_2 . Skutečný ohybový moment je po celé délce nosníku vyjma bodu A_3 nižší, než mnou udávaný.

Síly F_1 a F_2

$$F_1 = RA_2 - \frac{RB_2(l_8 - l_{11} - l_5)}{l_8 - l_{11}} = 884,8 - \frac{579,1 \cdot (828 - 608 - 150)}{828 - 608} = 703,1 \text{ N} \quad (29)$$

$$F_2 = F_1 + RB_2 - RA_2 = 703,1 + 579,1 - 884,8 = 397,3 \text{ N} \quad (30)$$

Kde: l_8 [mm] vzdálenost dle obrázku
 l_{11} [mm] vzdálenost dle obrázku
 l_5 [mm] vzdálenost dle obrázku

5.1 Reakce v bodu A_3

$$RA_3 = F_1 + Q_5 \cdot a_{vm} + q_4 \cdot (l_{12} - l_{10}) - F_2 = 703,1 + 9 \cdot 10,41 + 0,23 \cdot (850 - 150) - 397,3 \quad (31)$$

$$RA_3 = 561,3 \text{ N}$$

$$M_1 = F_1 \cdot l_8 + Q_5 \cdot a_{vm} \cdot l_9 + q_4 \cdot (l_{12} - l_{10}) \cdot \frac{l_{12} + l_{10}}{2} - F_2 \cdot l_{11}$$

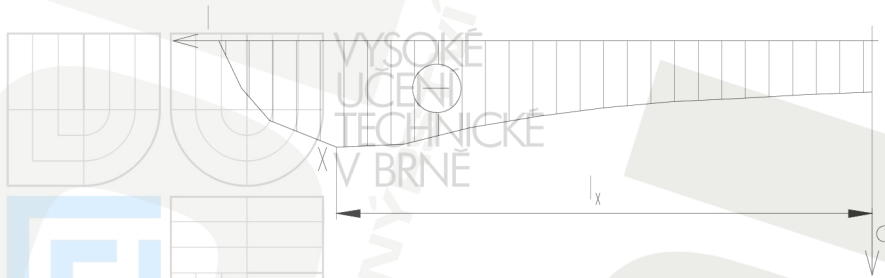
$$M_1 = \left(703,1 \cdot 828 + 9 \cdot 10,41 \cdot 315 + 0,23 \cdot (850 - 150) \cdot \frac{850 + 150}{2} - 397,3 \cdot 608 \right) \cdot 0,001 \quad (32)$$

$$M_1 = 450 620 \text{ Nmm}$$

Kde: RA_3 [N] reakce v bodu A_3
 Q_5 [kg] hmotnost trojúhelníkové vzpěry
 q_4 [Nmm^{-1}] spojité zatížení od lineární osy
 l_{12} [mm] vzdálenost dle obrázku
 l_{10} [mm] vzdálenost dle obrázku
 M_1 [Nmm] reakční moment v bodu A_3
 l_9 [mm] vzdálenost dle obrázku

5.2 Průběh ohybového napětí po délce nosníku

Nosník nemá konstantní průřez, proto jsem jej rozdělil na dvanáct částí a spočítal modul průřezu v ohybu, a poté i napětí v každém úseku. Nejvyšší ohybové napětí je v místě X.



Obr. 17 průběh ohybového napětí

$$l_x = 680 \text{ mm}$$

$$J_x = 345\,319,7 \text{ mm}^4$$

$$W_x = 8\,021,3 \text{ mm}^3$$

$$M_{oX} = 108\,193 \text{ Nmm}$$

Kde: l_x [mm] vzdálenost bodu X dle obrázku
 J_x [mm⁴] kvadratický moment průřezu v bodu X
 W_x [mm³] modul průřezu v ohybu v bodu X
 M_{oX} [Nmm] ohybový moment v bodu X

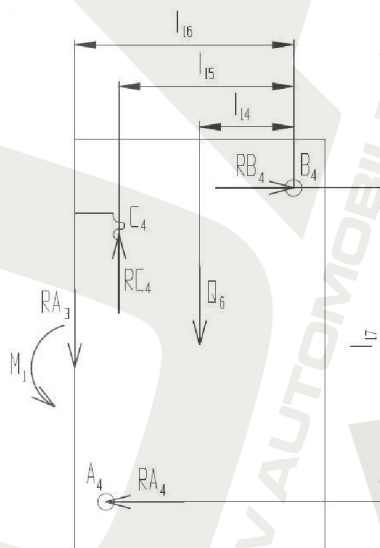
Maximální ohybové napětí v bodu X

$$\sigma_{oX} = \frac{M_{oX}}{W_x} = \frac{108\,193}{8\,021,3} = 13,5 \text{ MPa} \quad (33)$$

5.3 Bezpečnost vůči MSP v bodu X

$$k_x = \frac{R_{el}}{\sigma_{oX}} = \frac{186}{13,5} = 13,8 \quad (34)$$

Síly v ukotvení rolen, tahová síla v řetězu



Obr. 18 síly v ukotvení rolen

Dáno: $Q_6 = 32 \text{ kg}$; $l_{14} = 135 \text{ mm}$; $l_{15} = 251 \text{ mm}$; $l_{16} = 315 \text{ mm}$; $l_{17} = 450 \text{ mm}$;

$$RA_4 = \frac{-(RA_3 + Q_6 \cdot a_{vm}) \cdot l_{15} + RA_3 \cdot l_{16} + Q_6 \cdot a_{vm} \cdot l_{14} + M_1}{l_{17}}$$

$$RA_4 = \frac{-(561,3 + 32 \cdot 10,41) \cdot 251 + 561,3 \cdot 315 + 32 \cdot 10,41 \cdot 135 + 450\,620}{450} \quad (35)$$

$$RA_4 = 995,3 \text{ N}$$

$$RB_4 = RA_4$$

$$RB_4 = 995,3 \text{ N} \quad (36)$$

$$RC_4 = RA_3 + Q_6 \cdot a_{vm}$$

$$RC_4 = 561,3 + 32 \cdot 10,41$$

$$RC_4 = 894,1 \text{ N} \quad (37)$$

Kde:	Q_6	[kg]	hmotnost obvodového plechu sloupu, rolen, matic
	l_{14}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
	l_{15}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
	l_{16}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
	l_{17}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
	RA_4	[N]	síla v ukotvení rolen dle obrázku
	RB_4	[N]	síla v ukotvení rolen dle obrázku
	RC_4	[N]	tahová síla v řetězu

6 Rolny zdvihu

Dáno: $F_{RZD} = 1520 \text{ N}$ [4];

6.1 Síly v rolnách

$$F_{RZ1} = F_{RZ2} = \frac{995,3}{2} = 497,7 \text{ N} \quad (38)$$

6.2 Bezpečnost únosnosti rolen zdvihu

$$k_{RZ1} = k_{RZ2} = \frac{F_{RZD}}{F_{RZ1}} = \frac{1520}{497,7} = 3,05 \quad (39)$$

Kde: F_{RZD} [N] dovolená síla v rolně zdvihu

6.3 Kontrola čepů rolen zdvihu

Ohybový moment

Dáno: $l_{18} = 40 \text{ mm}$;

$$M_{oc} = F_{RZ1} \cdot l_{18} = 497,7 \cdot 43 = 21\,401 \text{ Nmm} \quad (40)$$

Ohybové napětí

Dáno: $d_1 = 19,5 \text{ mm}$; $\alpha_o = 1,55 [2]$;

$$\sigma_{oc} = \alpha_o \frac{32 \cdot M_{oc}}{\pi \cdot d_1^3} = 1,55 \cdot \frac{32 \cdot 21401}{\pi \cdot 19,5^3} = 45,6 \text{ MPa} \quad (41)$$

Kde: d_1 [mm] malý průměr závitu čepu
 α_o [-] součinitel napětí kontrakce pro ohyb

6.3.1 Osová síla v čepu

Čep je excentrický, působením sil F_{RZ} se snaží pootočit. Třecí moment vyvozený osovou silou musí být větší než moment od síly F_{RZ} .

Dáno: $d_2 = 29,5 \text{ mm}$; $e = 1,5 \text{ mm}$; $f = 0,15$;

$$F_{Omin} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot f = F_{RZ} \cdot e \Rightarrow F_{Omin} = \frac{2 \cdot F_{RZ} \cdot e}{d_1 \cdot f}$$
$$F_{Omin} = \frac{2 \cdot 497,7 \cdot 1,5}{29,5 \cdot 0,15} \quad (42)$$

$$F_{Omin} = 337,5 \text{ N}$$

Kde: d_2 [mm] střední průměr rozpěrky čepu rolny zdvíhu
 e [mm] excentricita čepu rolny zdvíhu
 f [-] součinitel smykového tření ocel/ocel
 F_{Omin} [N] minimální osová síla čepu

Utahovací moment matice volím 20 Nm

Výpočet osové síly

Dáno: $\alpha_z = 60^\circ$; $p_1 = 2 \text{ mm}$; $d_3 = 22 \text{ mm}$; $d_4 = 26,7 \text{ mm}$; $d_5 = 20,7 \text{ mm}$;

$R_{e2} = 295 \text{ MPa} [7]$;

$$f' = \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} = 0,17 \quad (43)$$

$$\vartheta = \arctg f' = \arctg 0,17 = 9,83^\circ \quad (44)$$

$$\beta = \arctg\left(\frac{p_1}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{2}{\pi \cdot 22}\right) = 1,66^\circ \quad (45)$$

$$F_o = \frac{M_u}{\left[f \cdot \frac{d_3}{2} + \operatorname{tg}(\vartheta + \beta) \cdot \frac{d_4}{2} \right]} \quad (46)$$

$$F_o = \frac{20000}{\left[0,15 \cdot \frac{26,7}{2} + \operatorname{tg}(9,83 + 1,66) \cdot \frac{20,7}{2} \right]}$$

$$F_o = 4870 \text{ N}$$

$F_o > F_{Omin} \Rightarrow$ vyhovuje

Kde:	α_z	[°]	vrcholový úhel závitu
	p_1	[mm]	rozteč závitu
	d_3	[mm]	průměr závitu čepu rolny zdvihu
	d_4	[mm]	roztečný průměr třecí plochy matice/šroub
	d_5	[mm]	střední průměr závitu čepu rolny zdvihu
	R_{e2}	[MPa]	mez kluzu materiálu 11 600
	f	[-]	efektivní součinitel tření
	β	[°]	úhel stoupání závitu
	ϑ	[°]	třecí úhel
	F_o	[N]	osová síla čepu

Součinitel smykového tření oceli na ocel značně závisí na provozních podmínkách. Jeho hodnoty se pohybují od 0,2 pro suché povrchy po 0,1 pro povrchy mazané [7]. Toto určení osové síly může být poměrně nepřesné. Nicméně osová síla mnohonásobně převyšuje sílu minimální a tento výpočet je tedy dostatečný.

Tahové napětí

Dáno: $\alpha_t = 1,7$ [9];

$$\sigma_{t\check{c}} = \alpha_t \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_1^2} = 1,7 \cdot \frac{4 \cdot 4870}{\pi \cdot 19,5^2} = 27,7 \text{ MPa} \quad (47)$$

Kde: α_t [-] součinitel napětí kontrakce pro tah

Výsledné napětí

Maximální napětí na povrchu čepu je součet ohybového a tahového napětí [9].

$$\sigma_{\check{c}} = \sigma_{o\check{c}} + \sigma_{t\check{c}} = 45,6 + 27,7 = 73,3 \text{ MPa} \quad (48)$$

Smykové napětí od síly F_{RZ1}

$$\tau_T = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot F_{RZ1}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot 497,7}{\pi \cdot 19,5^2} = 2,2 \text{ MPa} \quad (49)$$

Redukované napětí HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{\check{c}}^2 + 3\tau_T^2} = \sqrt{73,3^2 + 3 \cdot 2,2^2} = 73,4 \text{ MPa} \quad (50)$$

6.3.2 Bezpečnost vůči MSP

$$k_{\xi} = \frac{R_{e2}}{\sigma_{\xi}} = \frac{295}{73,4} = 4 \quad (51)$$

7 Zdvihový mechanismus

7.1 Návrh pohonu zdvihu

Dáno: $v_z' = 0,7 \text{ m s}^{-1}$; $\eta_4 = 0,98$; $\eta_5 = 0,97$; $\eta_6 = 0,95$; $\eta_7 = 0,98$; $\eta_8 = 0,97$;

$$\eta_z = \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7 = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 0,85 \quad (52)$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 = 17,5 + 5,4 + 6,5 + 15,5 + 9 + 32 \quad (53)$$

$$Q = 85,9 \text{ kg}$$

$$P' = \frac{Q \cdot g \cdot v_z'}{\eta_z} = \frac{85,9 \cdot 9,81 \cdot 0,7}{0,85} = 694 \text{ W} \quad (54)$$

Kde:	v_z'	[m s ⁻¹]	návrhová rychlost zdvihu
	η_4	[-]	účinnost řetězového převodu
	η_5	[-]	účinnost rolen zdvihu
	η_6	[-]	účinnost vodící suvné desky
	η_7	[-]	účinnost ložisek
	η_8	[-]	účinnost převodovky
	η_z	[-]	účinnost zdvihu
	Q	[kg]	celková hmotnost zdviháných součástí
	P'	[W]	návrhový výkon motoru zdvihu

Volím převodový motor Siemens LA71ZMD4 [5]

Dáno: $n_z = 1,5 \text{ s}^{-1}$; $P_z = 770 \text{ W}$;

7.2 Řetěz

7.2.1 Návrh řetězu

Diagramový výkon

Mazání ruční nedostatečné se znečištěním $\mu = 0,3$ [10]

Rázové zatížení $\chi = 0,56$ [10]

Provedení řetězu A $\varphi = 1$ [10]

$$P_D = \frac{P_z}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{750}{0,3 \cdot 0,56 \cdot 1} = 4464 \text{ W} \quad (55)$$

Kde:	P_z	[W]	výkon motoru zdvihu
	χ	[-]	činitel výkonu
	μ	[-]	činitel mazání
	φ	[-]	činitel provedení řetězu

Volím válečkový řetěz 16 B rozteč $p_2 = 25,4$ mm

Korigovaný výkon

Činitel vzdálenosti os $\rho = 1,25$ [10]

$$P'_D = \frac{P_D}{\rho} = \frac{4464}{1,25} = 3571 \text{ W} \quad (56)$$

Počet zubů řetězových kol volím $z = 19$

Roztečné průměry řetězek

$$D = \frac{p_2}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{19}} = 154,32 \text{ mm} \quad (57)$$

7.2.2 Kontrola proti přetržení

Rychlost zdvihu

$$v_z = \frac{D \cdot n_z \cdot \pi}{1000} = \frac{154,32 \cdot 1,5 \cdot \pi}{1000} = 0,72 \text{ m s}^{-1} \quad (58)$$

Obvodová síla

$$F_{\text{OR}} = \frac{P_z}{v_z} = \frac{750}{0,72} = 1041,7 \text{ N} \quad (59)$$

Tah od odstředivé síly je možno zanedbat

Tah od napínáku řetězu

Horizontální řetězové převody s mezosovou vzdáleností okolo $40 \cdot p_2$ bývají napínány pouze vlastní tíhou řetězu. Tahová síla od tíhy se vypočte ze vztahu:

$$F_{\text{vq}} = K_f \cdot q \cdot a_h \cdot g \quad [11] \quad (60)$$

Kde: K_f [-] koeficient průvěsu
 q [kg] hmotnost 1m řetězu
 a_h [m] mezosová vzdálenost běžných horizontálních převodů řetězem 16B

Tento vzorec tedy lze použít pro určení napínací síly

Dáno: $q = 2,75$ kg; $A' = 3590$; $K_f = 6$ [11]; $F_{\text{Pt}} = 58\,000$ N; $Y = 2,5$ [10];

$$a_h = \frac{40 \cdot p_2}{1000} = \frac{40 \cdot 25,4}{1000} = 1,016 \text{ m} \quad (61)$$

$$F_N = K_f \cdot q \cdot a_h \cdot g = 6 \cdot 2,75 \cdot 1,016 \cdot 9,81 = 164,5 \text{ N} \quad (62)$$

Tah od hmotnosti řetězu

$$F_Q = A' \cdot q \cdot g = \frac{3590}{1000} \cdot 2,75 \cdot 9,81 = 96,8 \text{ N} \quad (63)$$

Kde: A' [m] předběžná mezosová vzdálenost

Výsledný tah v řetězu

$$F_T = F_{OR} + F_N + F_Q = 1041,7 + 164,5 + 96,8 = 1303 \text{ N}$$

(64)

7.2.2.1 Součinitel statické bezpečnosti

$$k_S = \frac{F_{Pt}}{F_T} \geq 7$$

$$k_S = \frac{F_{Pt}}{F_T} = \frac{58000}{1303} = 44,5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

(65)

Kde: F_{Pt} [N] síla při přetržení řetězu

7.2.2.2 Součinitel dynamické bezpečnosti

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_T \cdot Y} \geq 5$$

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_T \cdot Y} = \frac{58000}{1303 \cdot 2,5} = 17,8 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

(66)

Kde: Y [-] činitel rázů

7.2.3 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Dáno: $p = 27,6 \text{ MPa}$ [10]; $\lambda = 1,24$ [10]; $b_R = 25,4 \text{ mm}$; $d_R = 8,28 \text{ mm}$;

$$p_{DK} = p \cdot \lambda = 27,6 \cdot 1,24 = 34,2 \text{ MPa}$$

(67)

$$p_V = \frac{F_T}{b_R \cdot d_R} = \frac{1303}{25,45 \cdot 8,28} = 6,2 \text{ MPa}$$

(68)

$p_V < p_{DK} \Rightarrow \text{vyhovuje}$

Kde: p [MPa] směrný tlak v kloubu
 p_{DK} [MPa] dovolený tlak v kloubu řetězu
 p_V [MPa] výpočtový tlak v kloubu
 λ [-] činitel tření
 b_R [mm] šířka čepu řetězu
 d_R [mm] průměr čepu řetězu

Počet článků řetězu

$$X = 2 \cdot \frac{A'}{p_2} + z = 2 \cdot \frac{3590}{25,4} + 19 = 302$$

(69)

7.2.4 Délka řetězu

$$l_R = X \cdot p_2 = 302 \cdot 25,4 = 7\,670,8 \text{ mm}$$

(70)

7.2.5 Mezosová vzdálenost

$$A = \frac{p_2 \cdot (X - z)}{2} = \frac{25,4 \cdot (302 - 19)}{2} = 3594,1 \text{ mm} \quad (71)$$

7.3 Kontrola pohonu zdvihu

Dáno: $J_m = 0,0012 \text{ kg m}^2$; $M_R = 11,1 \text{ Nm}$; $i = 15,29$;

7.3.1 Kontrola pro ustálený pohyb

$$P_U = \frac{Q \cdot g \cdot v_z}{\eta_z} = \frac{85,9 \cdot 9,81 \cdot 0,72}{0,85} = 714 \text{ W} \quad (72)$$

$$P_Z > P_U \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: P_U [W] výkon potřebný pro ustálený pohyb

7.3.2 Kontrola na rozběh

Statický moment břemene

$$M_{st} = \frac{Q \cdot g \cdot D}{2 \cdot i \cdot \eta_z \cdot 1000} = \frac{85,9 \cdot 9,81 \cdot 154,32}{2 \cdot 15,29 \cdot 0,85 \cdot 1000} = 5 \text{ Nm} \quad (73)$$

Kde: i [-] převodový poměr převodovky

Moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaloběžném hřídeli bývá malý a ve výpočtech se zahrnuje jako moment setrvačnosti motoru násobený koeficientem 0,1-0,5 [13].

$$J_p = 0,5 \cdot J_m = 0,5 \cdot 0,0012 = 6 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2 \quad (74)$$

Kde: J_m [kg m²] moment setrvačnosti elektromotoru

Moment setrvačnosti zdvihané hmoty vzhledem k hřídeli elektromotoru

$$J_z = \frac{(Q + q \cdot l_R / 1000) \cdot v_z^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot (n_z \cdot i)^2 \cdot \eta_z} \quad (75)$$
$$J_z = \frac{(85,9 + 2,75 \cdot 7670,8 / 1000) \cdot 0,72^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot (1,5 \cdot 15,29)^2 \cdot 0,85}$$

$$J_z = 3,14 \cdot 10^{-3} \text{ kg m}^2$$

Moment setrvačnosti zdvihového mechanismu

$$J_{ZM} = J_m + J_p + J_z = (12 + 6 + 31,4) \cdot 10^{-4} = 4,94 \cdot 10^{-3} \text{ kg m}^2 \quad (76)$$

7.3.2.1 Doba rozběhu

$$t'_{RZ} = \frac{2\pi \cdot n_z \cdot i \cdot J_{ZM}}{M_R - M_{st}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,5 \cdot 15,29 \cdot 3,14 \cdot 10^{-3}}{11,1 - 5} = 0,07 \text{ s} \quad (77)$$

Kde: M_R [Nm] rozběhový moment motoru
 t'_{RZ} [s] výpočtová doba rozběhu zdvihu

7.3.2.2 Maximální výpočtové zrychlení

$$a'_z = \frac{v_z}{t'_{RZ}} = \frac{0,72}{0,07} = 10,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (78)$$

Takto vysoké zrychlení je nepřijatelné, motor je napájen frekvenčním měničem, což umožňuje zvolit maximální zrychlení zvolit.

$$\text{Volím zrychlení } a_z = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (79)$$

Doba rozběhu a brzdění

$$t_{RZ} = \frac{v_z}{a_z} = \frac{0,72}{0,6} = 1,2 \text{ s} \quad (80)$$

Dráha rozběhu a brzdění z maximální rychlosti

$$s_{RZ} = \frac{1}{2} v_z \cdot t_{RZ} = \frac{1}{2} \cdot 0,72 \cdot 1,2 = 0,432 \text{ m} \quad (81)$$

Dráha při konstantní rychlosti

Dáno: $s_Z = 2,85 \text{ m}$;

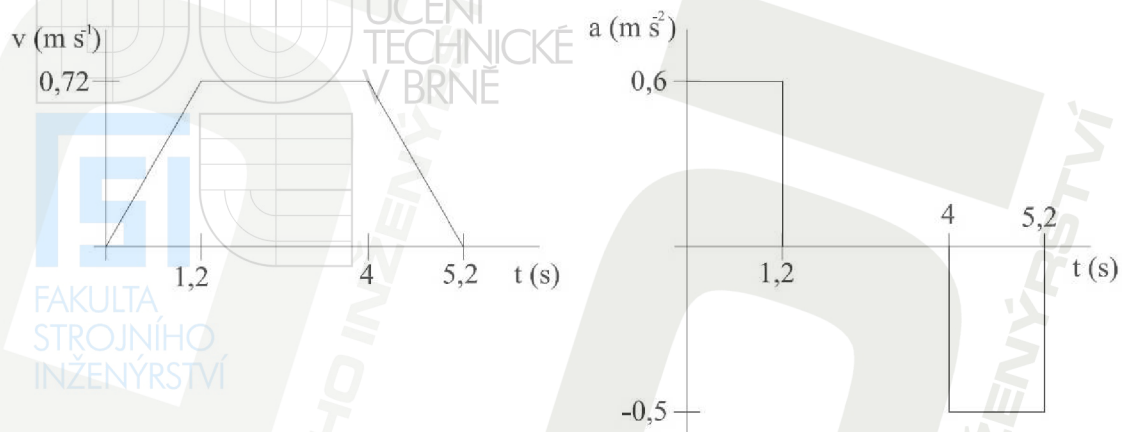
$$s_{KZ} = s_Z - 2 \cdot s_{RZ} = 2,85 - 2 \cdot 0,432 = 1,986 \text{ m} \quad (82)$$

Kde: s_Z [m] délka dráhy zdvihu

7.4 Doba přejezdu celé výšky

$$t_Z = 2 \cdot t_{RZ} + \frac{s_{KZ}}{v_Z} = 2 \cdot 1,2 + \frac{1,986}{0,72} = 5,2 \text{ s} \quad (83)$$

7.5 Průběhy rychlosti a zrychlení zdvihu



Obr. 19 průběhy rychlosti a zrychlení zdvihu

7.6 Kontrola hnací hřídele

Dáno: $R_{m3} = 600 \text{ MPa}$ [7]; $R_{e3} = 345 \text{ MPa}$ [3]; $l_{19} = 72,5 \text{ mm}$; $\beta_o = 1,2$; $\beta_\tau = 1,4$;

Maximální kroutící moment na hřídeli

$$M_K = M_R \cdot i \cdot \eta_8 \cdot 1000 = 11,1 \cdot 15,29 \cdot 0,97 \cdot 1000 = 164\,600 \text{ Nmm} \quad (84)$$

Ohybový moment v místě řetězky

$$M_{OR} = \left(\frac{F_{OR} + 2 \cdot (F_N + F_Q)}{2} \right) \cdot l_{19} = \left(\frac{1041,7 + 2 \cdot (164,5 + 96,8)}{2} \right) \cdot 72,5 = 56\,705 \text{ Nmm} \quad (85)$$

Kde: l_{19} [mm] vzdálenost řetězového kola od ložiska

Mez únavy vzorku

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_{m3} = 0,504 \cdot 600 = 302,4 \text{ MPa} \quad (86)$$

Kde: R_{m3} [MPa] mez pevnosti materiálu 12060

Mez únavy reálné součásti

Dáno: $k_a = 0,829$; $k_b = 0,879$; $k_c = 1$; $k_d = 1$; $k_e = 0,814$; $k_f = 1$;

$$\begin{aligned} \sigma'_C &= k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \\ \sigma'_C &= 0,829 \cdot 0,879 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 302,4 = 179,1 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (87)$$

Kde:

k_a	[-]	součinitel povrchu
k_b	[-]	součinitel velikosti
k_c	[-]	součinitel zatížení
k_d	[-]	součinitel teploty
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	součinitel dalších vlivů

7.6.1 Celková bezpečnost vzhledem k MS únavového porušení dle Soderbergova kritéria v místě řetězky

$$\frac{1}{k_h} = \frac{48}{\pi \cdot d_6^3} \left[\left(\beta_o \cdot \frac{M_{OR}}{\sigma'_c} \right)^2 + \left(\beta_\tau \cdot \frac{M_K}{R_{e3}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (88)$$

$$\frac{1}{k_h} = \frac{48}{\pi \cdot 30,3^3} \left[\left(1,2 \cdot \frac{56\,705}{179,1} \right)^2 + \left(1,4 \cdot \frac{164\,600}{345} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \Rightarrow k_h = 2,4$$

Kde: d_6 [mm] náhradní průměr hřídele v místě pera
 β_o [-] součinitel vrubu pro ohyb
 β_τ [-] součinitel vrubu pro krut
 R_{e3} [MPa] mez kluzu materiálu 12 060

7.6.2 Bezpečnost na začátku hřídele

Dáno: $d_7 = 20,9$ mm;
 Nominální smykové napětí na začátku hřídele

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d_7^3} = \frac{16 \cdot 164\,600}{\pi \cdot 20,9^3} = 91,8 \text{ MPa} \quad (89)$$

$$k_\tau = \frac{0,577 \cdot R_{e3}}{\tau_k \cdot \beta_\tau} = \frac{0,577 \cdot 345}{91,8 \cdot 1,4} = 1,55 \quad (90)$$

Kde: d_7 [mm] náhradní průměr hřídele v místě pera
 k_τ [-] bezpečnost na začátku hřídele

7.6.3 Návrh per

Dáno: $D_{p1} = 35$ mm; $t_1 = 3,3$ mm; $b_1 = 10$ mm; $p_D = 80$ MPa; $D_{p2} = 25$ mm;
 $t_2 = 2,9$ mm; $b_2 = 8$ mm;

$$F_{P1} = \frac{2M_k}{D_{P1}} = \frac{2 \cdot 164\,600}{35} = 9\,405,7 \text{ N} \quad (91)$$

$$l'_{P1} = \frac{F_{P1}}{p_D \cdot t_1} + b_1 = \frac{9\,405,7}{85 \cdot 3,3} + 10 = 43,5 \text{ mm} \quad (92)$$

Volím $l_{P1} = 45$ mm (93)

Kde: D_{p1} [mm] průměr hřídele pod řetězkou
 t_1 [mm] výška pera pod řetězkou
 p_D [MPa] dovolený tlak na pero
 F_{P1} [N] síla v místě pera řetězového kola
 b_1 [mm] šířka pera pod řetězkou
 l'_{P1} [mm] návrhová délka pera pod řetězovým kolem
 l_{P1} [mm] délka pera pod řetězovým kolem

$$F_{P2} = \frac{2M_k}{D_{P2}} = \frac{2 \cdot 164600}{25} = 13168 \text{ N} \quad (94)$$

$$l'_{P2} = \frac{F_{P2}}{p_D \cdot t_2} + b = \frac{13168}{85 \cdot 2,9} + 8 = 61,4 \text{ mm} \quad (95)$$

Volím $l_{P2} = 63 \text{ mm}$ (96)

Kde: D_{P2} [mm] průměr začátku hřídele
 t_2 [mm] výška pera na začátku hřídele
 b_2 [mm] šířka pera na začátku hřídele
 l'_{P2} [mm] návrhová délka pera na začátku hřídele
 l_{P2} [mm] délka pera na začátku hřídele

7.7 Kontrola napínací hřídele

Osová síla v napínací hřídeli

utahovací moment M_{UN} volím 40 000 Nmm (97)

oproti předchozímu výpočtu osově síly vycházím ze vzorce $T = KF_i d$ [12] (98)

Dáno: $k = 0,2$ [12]; $d_N = 20 \text{ mm}$;

$$F_{ON} = \frac{M_{UN}}{K \cdot d_N} = \frac{40000}{0,2 \cdot 20} = 10\,000 \text{ N} \quad (99)$$

Tahové napětí v napínací hřídeli

$$\sigma_{TN} = \frac{4 \cdot F_{ON}}{\pi \cdot d_N^2} = \frac{4 \cdot 10000}{\pi \cdot 20^2} = 31,8 \text{ MPa} \quad (100)$$

Ohybový moment v místě řetězového kola

$$M_{ON} = \frac{F_N}{2} \cdot l_{19} = \frac{164,5}{2} \cdot 72,5 = 5963,1 \text{ Nmm} \quad (101)$$

Ohybové napětí v místě řetězového kola

$$\sigma_{ON} = \frac{32 \cdot M_{ON}}{\pi \cdot d_N^3} = \frac{32 \cdot 5963,1}{\pi \cdot 20^3} = 7,6 \text{ MPa} \quad (102)$$

Bezpečnost vůči MSP

$$k_N = \frac{R_{e3}}{\sigma_{TN} + \sigma_{ON}} = \frac{345}{31,8 + 7,6} = 8,8 \quad (103)$$

7.8 Ložiska

Jsou použita krytá ložiska 2RS s celoživotní náplní maziva. Ložiska byla kontrolována programem na stránkách ZKL [14]. Výpis z programu je zobrazen v příloze 1.

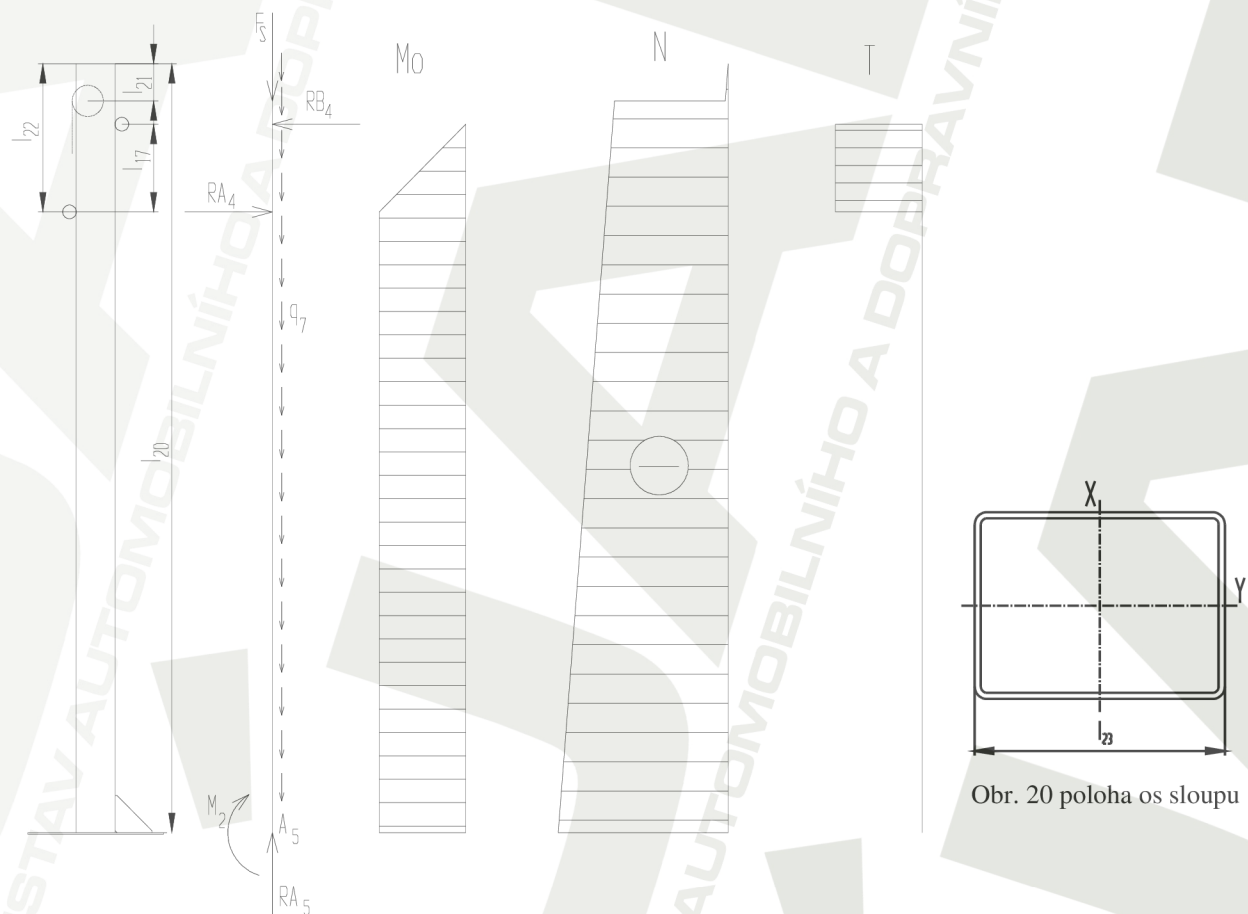
Základní trvanlivost ložiska 6006 2RS hnací hřídele je $4\,854,8 \cdot 10^6$ otáček při radiálním zatížení 782,1 N. Při otáčkách $n_z = 1,5 \text{ min}^{-1}$ je trvanlivost $899 \cdot 10^3 \text{ h}$.

Základní trvanlivost ložiska 6007 2RS hnací hřídele je $8491,5 \cdot 10^6$ otáček při radiálním zatížení 782,1 N. Při otáčkách $n_z = 1,5 \text{ min}^{-1}$ je trvanlivost $157 \cdot 10^4 \text{ h}$.

Základní trvanlivost ložiska 6004 2RS napínací hřídele je $8491,5 \cdot 10^6$ otáček při radiálním zatížení 164,5 N. Při otáčkách $n_z = 1,5 \text{ min}^{-1}$ je trvanlivost $342 \cdot 10^5 \text{ h}$.

8 Kontrola nosného sloupu

Dáno: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$; $\alpha = \pi/2$; $l_{20} = 3945 \text{ mm}$; $l_{21} = 191 \text{ mm}$; $l_{22} = 760 \text{ mm}$; $l_{23} = 200 \text{ mm}$; $J_{SX} = 1934,67 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$ [15]; $J_{SY} = 1245,3 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$ [15]; $S = 3336 \text{ mm}^2$ [15]; $q_7 = 26,18 \text{ kg/m}$ [15]; $Q_8 = 15 \text{ kg}$;



Obr. 21 zatížení sloupu, výsledné vnitřní účinky

Obr. 20 poloha os sloupu

Osová síla ve sloupu

$$F_S = F_{OR} + 2 \cdot (F_N + F_Q) + Q_8 \cdot g = 1041,7 + 2 \cdot (164,5 + 96,8) + 15 \cdot 9,81 = 1711,5 \text{ N} \quad (104)$$

Kde: Q_8 [kg] hmotnost elektromotoru a části kabelového řetězu

8.1 Reakce v ukotvení

$$RA_5 = F_S + q_7 \cdot g \cdot \frac{l_{20}}{1000} = 1711,5 + 26,18 \cdot 9,81 \cdot \frac{3945}{1000} = 2725 \text{ N} \quad (105)$$

$$M_2 = RB_4 \cdot l_{17} = 995,3 \cdot 450 = 447885 \text{ Nmm} \quad (106)$$

Kde: q_7 [kg/m] zatížení sloupu od vlastní hmotnosti

l_{20} [mm] výška sloupu

l_{17} [mm] vzdálenost dle obrázku

8.2 Mezní štíhlost

$$\lambda_k = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{R_{e1}}} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{186}} = 52,8 \quad (107)$$

Kde: α [-] číselný koeficient ukladání nosníku

E [MPa] modul pružnosti oceli

8.3 Štíhlost prutu

$$\lambda_x = \frac{l_{20} - l_{21}}{\sqrt{\frac{J_{SX}}{S}}} = \frac{3945 - 191}{\sqrt{\frac{1934,67 \cdot 10^4}{3336}}} = 49,3 \quad (108)$$

$$\lambda_y = \frac{l_{20} - l_{21}}{\sqrt{\frac{J_{SY}}{S}}} = \frac{3945 - 191}{\sqrt{\frac{1245,3 \cdot 10^4}{3336}}} = 61,4 \quad (109)$$

$\lambda_y > \lambda_k$ rozhoduje vzpěrná stabilita

Kde: λ_x [-] štíhlost v ose X

l_{21} [mm] vzdálenost dle obrázku

J_{SX} [mm⁴] kvadratický moment průřezu k ose X

S [mm²] plocha průřezu sloupu

λ_y [-] štíhlost v ose Y

J_{SY} [mm⁴] kvadratický moment průřezu k ose Y

8.4 Kritická síla

$$F_V = \alpha^2 \frac{E \cdot J_{SY}}{(l_{20} - l_{21})^2} = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1245,3 \cdot 10^4}{(3945 - 191)^2} = 457872 \text{ N} \quad (110)$$

$F_V > RA_5 \Rightarrow$ vyhovuje

Průřez v ose x je namáhán tlakem i ohybem. $\lambda_x < \lambda_k$, proto vybočení od tlakové síly nehrozí. Vznik plastických deformací nepřipouštím. Výsledné napětí bude kombinací N a Mo.

Tlakové napětí v místě A₅

$$\sigma_{TA_5} = \frac{RA_5}{S} = \frac{2725}{3336} = 0,82 \text{ MPa} \quad (111)$$

Maximální ohybové napětí v místě A₅

$$\sigma_{OA_5} = \frac{M_2}{2 \cdot J_{SX}} = \frac{447885}{2 \cdot 19346700} = 2,32 \text{ MPa} \quad (112)$$

8.5 Maximální napětí v místě A₅

$$\sigma_{A_5} = \sigma_{TA_5} + \sigma_{OA_5} = 0,82 + 2,32 = 3,14 \text{ MPa} \quad (113)$$

8.6 Bezpečnost vůči MSP v místě A₅

$$k_{A_5} = \frac{R_{e1}}{\sigma_{A_5}} = \frac{185}{3,14} = 58,9 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (114)$$

8.7 Posun bodu A₄

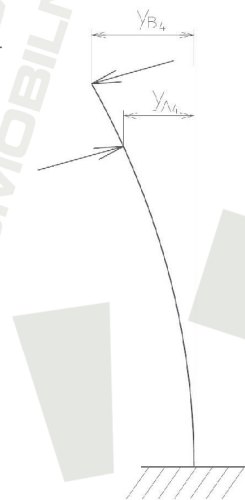
$$y_{A_4} = \frac{M_2 \cdot (l_{20} - l_{22})^2}{2 \cdot E \cdot J_x} = \frac{447885 \cdot (3945 - 760)^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 19346700} = 0,559 \text{ mm} \quad (115)$$

8.8 Posun bodu B₄

Průřez při posunu bodu B₄ navazuje na natočený průřez v bodu A₄, ale úhel natočení je tak malý, že jej není třeba uvažovat a velikosti vychýlení lze sčítat.

$$y_{B_4} = y_{A_4} + \frac{FB_4 \cdot l_{17}^3}{3 \cdot E \cdot J_x} = 0,559 + \frac{995,3 \cdot 450^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 19346700} \quad (116)$$

$$y_{B_4} = 0,559 + 7,44 \cdot 10^{-3} = 0,567 \text{ mm}$$



Obr. 22 ohyb sloupu

9 Závěr

V této práci je navržen zakladač europřepravek, jehož použití je vhodné pro čisté provozy, jako například knihovny a archívy.

Základní nosníky jsou řešeny jako ohýbané součásti, vyznačují se vysokou tuhostí při nízké hmotnosti. Použití sériově vyráběné lineární osy je cenově výhodné. Pro mechanismus zdvihu byl uvažován pohon ozubeným řemenem, ale z důvodu rizika přeskočení řemenu je zvolen řetěz. Je doporučeno občasné mazání řetězu, při nedodržení se zkracuje životnost řetězu. Bezpečnost jednotlivých částí je dostatečná, některé součásti jsou poměrně silně předimenzované. Výkon obou pohonů je dostatečný. Doba rozběhu posuvů byla zkontrolována, rozběh vertikálního zdvihu je nutno řídit napájením motoru přes frekvenční měnič. Skutečná doba trvání přejezdů je mírně vyšší než vypočtená, protože není uvažována doba doběhu sníženou rychlostí pro přesné ustavení polohy. Hmotnost celého zakladače je poměrně nízká, přibližně 245 kg.

Je přiložen výkres sestavy a většina výrobních výkresů.

Pokud bych řešil zadání znovu, zaměřil bych se na stanovení jednotlivých odporů proti pohybu místo pouhých dosazení účinností. Dále bych zvážil možnost použití lanového pohonu pro zdvih.

Seznam použitých zdrojů

- [1] *Horizontal carousels* [online]. Poslední revize 20.5.2010. Dostupné z <<http://www.sjf.com/carousel.html>>
- [2] *Lineární vedení alurol.pdf* [online]. Poslední revize 15.5.2010. Dostupné z: <<http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/>>
- [3] PULSOTRONIC. *Inductive sensors – analog* [online]. Poslední revize 20.4.2010. Dostupné z: <http://www.rem-technik.cz/produkte/pulsotronic/pdf/Analog%20dt_Pulso.pdf>
- [4] BLICKLE. *Kola a kladky* [online]. Poslední revize 20.5.2010. Dostupné z: <http://www.vkloziska.cz/editor/image/produkty1_soubory/kapitola_23.pdf>
- [5] SIEMENS. *Motox geared motors* [online]. Poslední revize 10.5.2010. Dostupné z: <<http://www.automation.siemens.com/mcms/drives/en/geared-motor/geared-motors/Documents/motox-geared-motors-catalog-d87-1-en-2008.pdf>>
- [6] SIKO. *MagLine - Magnetic length and angle measurement systems* [online]. Poslední revize 20.5.2010. Dostupné z: <<http://www.marek.eu/data/soubory/377-magline-anglicky-system-mereni-delky-a-uhlu-magnetickym-systemem.zip>>
- [6] SIKO. *MagLine - Magnetic length and angle measurement systems* [online]. Poslední revize 20.5.2010. Dostupné z: <<http://www.marek.eu/data/soubory/377-magline-anglicky-system-mereni-delky-a-uhlu-magnetickym-systemem.zip>>
- [7] LEINVEBER, J.; Vávra, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [8] PAN-ELECTRONICS. *3-fázové krokové motory* [online]. Poslední revize 16.5.2010. Dostupné z: <http://www.regulacni-pohony.cz/frm_krok.html>
- [9] JANÍČEK, P.; Ondráček, E.; Vrbka, J.; Burša, J. *Mechanika těles : Pružnost pevnost I*. Brno, 2004. ISBN 80-214-2592-X.
- [10] KALÁB, K. *Návrh a výpočet řetězového převodu* [online]. Ostrava, 2008. Poslední revize 25.4.2010. Dostupné z: <www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez.pdf>
- [11] BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů III : Převody*. Brno, 1989. ISBN 55-618-87
- [12] Podklady k přednáškám, cvičením 5KS, e-learning VUT v Brně
- [13] KAŠPÁREK, J.; Mynář, B. *Dopravní a manipulační zařízení : Pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně*.
- [14] ZKL GROUP. *Katalog, jednořadá kuličková ložiska s krytem, detail a výpočty* [online]. Poslední revize 20.5.2010. Dostupné z: <<http://www.zkl.cz/>>
- [15] Feron a.s. velkoobchod s hutního materiálu
Dostupné z: <<http://ferona.cz/>>
- [16] HLAVENKA, B. *Manipulace s materiálem : Systémy a prostředky manipulace s materiálem*. Brno, 2008. ISBN 978-80-214-3607-7
- [17] ČECHÁK, T.; *Technické výpočty* [online]. 2008, poslední revize 10.5.2010. Dostupné z: <<http://www.technickevypocty.cz/>>
- [18] MAREČEK, J. *Manipulátor betonových dílů – zakladač*. Brno, 2007.

- [19] Zedex 100. Poslední revize 14.5.2010. Dostupné z:
<<http://www.wolkoplast.cz/cs/material-zedex/1-zedex-100/>>
- [20] FLEXATEC. *Flexatec serie PL a PH-2008-CZ.pdf*. [online]. Poslední revize 10.5.2010. Dostupné z: <<http://erocomm.cz/katalogy-ke-stazeni>>
- [21] SSI SCHÄFER. *EF series* [online]. Poslední revize 10.5.2010. Dostupné z:
<http://www.ssi-schaefer.de/fileadmin/user_upload/download/dl_medien/dl_medien_kataloge/ssi_downloads/_hk2006_inl/en/ssi_hk2006_a26_27_en.pdf>
- [22] Kabelové žlaby plechové. Poslední revize 10.5.2010. Dostupné z:
Dostupné z: <<http://www.topservisbrno.cz/>>
- [23] Koncové spínače. Poslední revize 10.5.2010. Dostupné z:
http://www.enika.cz/download/Automatizac/koncove_spinace/PS21L_T_uprava_pro_web.pdf

10 Seznam zkratk a použitých symbolů

μ	[-]	činitel mazání
A	[mm]	meziosová vzdálenost
A'	[m]	předběžná meziosová vzdálenost
a'_z	[m s ⁻²]	výpočtové zrychlení zdvihu
a_h	[m]	meziosová vzdálenost běžných horizontálních převodů řetězem 16B
a_p	[m s ⁻²]	zrychlení přísuvu
a_{vm}	[m s ⁻²]	maximální vertikální zrychlení
a_z	[m s ⁻²]	zrychlení zdvihu
b_1	[mm]	šířka pera pod řetězkou
b_2	[mm]	šířka pera na začátku hřídele
b_R	[mm]	šířka čepu řetězu
D	[mm]	roztečné průměry řetězek
d_1	[mm]	malý průměr závitu čepu
d_2	[mm]	střední průměr rozpěrky čepu rolny zdvihu
d_3	[mm]	průměr závitu čepu rolny zdvihu
d_4	[mm]	roztečný průměr třecí plochy matice/šroub
d_5	[mm]	střední průměr závitu čepu rolny zdvihu
d_6	[mm]	náhradní průměr hřídele v místě pera
d_7	[mm]	náhradní průměr hřídele v místě pera
d_N	[mm]	průměr závitu napínací hřídele
D_{p1}	[mm]	průměr hřídele pod řetězkou
D_{p2}	[mm]	průměr začátku hřídele
d_R	[mm]	průměr čepu řetězu
E	[MPa]	modul pružnosti oceli
e	[mm]	excentricita čepu rolny zdvihu
f	[-]	součinitel smykového tření ocel/ocel
f'	[-]	efektivní součinitel tření
F_1	[N]	síla působící na trojúhelníkovou vzpěru dle obrázku
F_2	[N]	síla působící na trojúhelníkovou vzpěru dle obrázku
F_N	[N]	tah od napínáku
F_O	[N]	osová síla čepu
F_{Omin}	[N]	minimální osová síla čepu
F_{ON}	[N]	osová síla v napínací hřídeli
$F_{OŘ}$	[N]	obvodová síla v řetězu
F_{P1}	[N]	Síla v místě pera řetězového kola
F_{P2}	[N]	Síla v místě pera na začátku hřídele
F_{Pt}	[N]	síla při přetržení řetězu

F_Q	[N]	tah od hmotnosti řetězu
F_{RPA}	[N]	síla v každé rolně A
F_{RPB}	[N]	síla v každé rolně B
F_{RPmax}	[N]	maximální únosnost roln přísluvu
F_{RZ1}	[N]	síla v rolně zdvihu
F_{RZ2}	[N]	síla v rolně zdvihu
F_{RZD}	[N]	dovolená síla v rolně zdvihu
F_S	[N]	osová síla ve sloupu
F_T	[N]	celkový tah v řetězu
F_v	[N]	kritická síla
g	[m s ⁻²]	tíhové zrychlení
hA_{1ext}	[mm]	vzdálenost nejodlehlejšího bodu od neutrální osy
i	[-]	převodový poměr převodovky
J_{ZM}	[kg m ²]	moment setrvačnosti zdvihového mechanismu
J_1	[mm ⁴]	kvadratický moment části průřezu A_1
J_2	[mm ⁴]	kvadratický moment části průřezu A_1
J_3	[mm ⁴]	kvadratický moment části průřezu A_1
JA_1	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu v bodu A_1
J_m	[kg m ²]	moment setrvačnosti elektromotoru
J_p	[kg m ²]	moment setrvačnosti součástí na předlohách
J_Q	[kg m ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot
J_{SX}	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose X
J_{SY}	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose Y
J_X	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu v bodu X
J_Z	[kg m ²]	moment setrvačnosti zdvihané hmoty
J_{ZM}	[kg m ²]	moment setrvačnosti zdvihového mechanismu
k_a	[-]	součinitel povrchu
k_{A1}	[-]	bezpečnost vůči MSP v bodu A_1
k_{A5}	[-]	bezpečnost v místě A_5
k_b	[-]	součinitel velikosti
k_c	[-]	součinitel zatížení
$k_{\check{c}}$	[-]	bezpečnost čepu
k_d	[-]	součinitel teploty
k_D	[-]	součinitel dynamické bezpečnosti
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	součinitel dalších vlivů
K_f	[-]	koeficient průvěsu
k_h	[-]	bezpečnost únavového porušení
k_N	[-]	bezpečnost napínací hřídele vůči MSP

k_{RPA}	[F]	bezpečnost rolen A
k_{RPB}	[F]	bezpečnost rolen B
k_{RZ1}	[F]	bezpečnost únosnosti rolny zdvihu
k_{RZ2}	[F]	bezpečnost únosnosti rolny zdvihu
k_D	[-]	součinitel dynamické bezpečnosti
k_S	[-]	součinitel statické bezpečnosti
k_X	[MPa]	Bezpečnost vůči MSP v bodu X
k_τ	[-]	Bezpečnost na začátku hřídele
l'_{P1}	[mm]	návrhová délka pera pod řetězovým kolem
l'_{P2}	[mm]	návrhová délka pera na začátku hřídele
l_1	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{10}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{11}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{12}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{13}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{14}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{15}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{16}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{17}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{18}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{19}	[mm]	vzdálenost řetězového kola od ložiska
l_2	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{20}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{21}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{22}	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_3	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_4	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_5	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_6	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_7	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_8	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_9	[mm]	vzdálenost dle obrázku
l_{P1}	[mm]	délka pera pod řetězovým kolem
l_{P2}	[mm]	délka pera na začátku hřídele
$l_{\dot{R}}$	[mm]	délka řetězu
l_X	[mm]	vzdálenost bodu X dle obrázku
M_1	[Nmm]	reakční moment v bodu A_3
M_2	[Nmm]	reakční moment v místě A_5
M_K	[Nmm]	kroučící moment na hřídeli
M_{km}	[Nm]	kroučící moment krokového motoru
M_{OA1}	[Nmm]	ohybový moment v bodu A_1

$M_{o\check{c}}$	[Nmm]	ohybový moment v čepu
M_{ON}	[Nmm]	ohybový moment v místě řetězového kola
M_{OR}	[Nmm]	ohybový moment v místě řetězky
M_{OX}	[Nmm]	ohybový moment v bodu X
M_R	[Nm]	rozběhový moment motoru
M_{st}	[Nm]	statický moment břemene
M_U	[Nm]	utahovací moment matice
M_{UN}	[Nmm]	utahovací moment napínací hřídele
n_1	[s ⁻¹]	otáčky motoru
n_z	[s ⁻¹]	výstupní otáčky převodového motoru
p	[MPa]	směrný tlak v kloubu
P'	[W]	návrhový výkon motoru zdvihu
P'_D	[W]	korigovaný výkon
p_1	[mm]	rozteč závitů
p_2	[mm]	rozteč řetězu
p_D	[MPa]	dovolený tlak na pero
P_D	[W]	diagramový výkon
p_{DK}	[MPa]	dovolený tlak v kloubu řetězu
P_R	[W]	výkon pro rovnoměrný zdvih
P_U	[W]	výkon pro ustálený pohyb
p_v	[MPa]	výpočtový tlak v kloubu
P_z	[W]	výkon motoru zdvihu
q	[kg]	hmotnost 1m řetězu
Q	[kg]	celková hmotnost zdvihaných součástí
Q_1	[kg]	hmotnost nákladu, přepravy
Q_2	[kg]	hmotnost lože přepravy
Q_3	[kg]	hmotnost nosných desek, rolen přísuvu
q_4	[Nmm ⁻¹]	spojité zatížení od lineární osy
Q_4	[kg]	hmotnost lineární osy
Q_5	[kg]	hmotnost trojúhelníkové vzpěry
Q_6	[kg]	hmotnost obvodového plechu sloupu, rolen, matic
q_7	[kg/m]	zatížení sloupu od vlastní hmotnosti
Q_8	[kg]	hmotnost elektromotoru a části kabelového řetězu
RA_1	[N]	reakce v bodu A_1
RA_2	[N]	reakce v místě rolen A
RA_3	[N]	reakce v bodu A_3
RA_4	[N]	síla v ukotvení rolen dle obrázku
RA_5	[N]	reakce v místě A_5
RB_1	[N]	reakce v bodu B_1
RB_2	[N]	reakce v místě rolen B

RB_4	[N]	síla v ukotvení rolen
RC_4	[N]	tahová síla v řetězu
R_{e1}	[MPa]	mez kluzu materiálu 11 373
R_{e2}	[MPa]	mez kluzu materiálu 11 600
R_{e3}	[MPa]	mez kluzu materiálu 12 060
R_{m3}	[MPa]	mez pevnosti materiálu 12060
S	[mm ²]	plocha průřezu sloupu
s_K	[m]	dráha při konstantní rychlosti
s_{KZ}	[m]	délka dráhy zdvihu při konstantní rychlosti
s_P	[m]	dráha přísuvu
s_{RP}	[m]	dráha rozběhu a brzdění
s_{RZ}	[m]	délka dráhy rozběhu zdvihu
S_X	[mm ²]	plocha průřezu X-tého prvku
s_Z	[m]	délka dráhy zdvihu
t'_{RZ}	[s]	výpočtová doba rozběhu zdvihu
t_1	[mm]	výška pera pod řetězkou
t_2	[mm]	výška pera na začátku hřídele
t_P	[s]	celková doba přísuvu
t_{RP}	[s]	doba rozběhu a brzdění přísuvu
t_{RZ}	[s]	doba rozběhu zdvihu
t_Z	[s]	doba přejezdu zdvihu do krajní polohy
v'_z	[m s ⁻¹]	návrhová rychlost zdvihu
v_P	[m s ⁻¹]	rychlost přísuvu přepravky
v_Z	[m s ⁻¹]	rychlost zdvihu
WA_1	[mm ³]	modul průřezu v ohybu v bodu A_1
W_X	[mm ³]	modul průřezu v ohybu v bodu X
X	[-]	počet článků řetězu
Y	[-]	činitel rázů
YA_1	[mm]	vzdálenost těžiště průřezu A_1
y_{A4}	[mm]	posun bodu A_4
y_{A5}	[mm]	posun bodu A_5
Y_X	[mm]	vzdálenost těžiště X-tého prvku
z	[-]	počet zubů řetězek
α	[-]	činitel uložení nosníku
α_o	[-]	součinitel napětí kontrakce pro ohyb
α_t	[-]	součinitel napětí kontrakce pro tah
α_z	[°]	vrcholový úhel závitů
β	[°]	úhel stoupání závitů
β_o	[-]	součinitel vrubu pro ohyb
β_τ	[-]	součinitel vrubu pro krut

η_1	[-]	účinnost rolen lineární osy
η_2	[-]	účinnost řemenového převodu
η_3	[-]	účinnost ložisek v lineární ose
η_4	[-]	účinnost řetězového převodu
η_5	[-]	účinnost rolen zdvihu
η_6	[-]	účinnost vodící suvné desky
η_7	[-]	účinnost ložisek
η_8	[-]	účinnost převodovky
η_c	[-]	celková účinnost mechanismu
η_z	[-]	účinnost zdvihu
λ	[-]	činitel tření
λ_k	[-]	Mezní štíhlost
λ_X	[-]	štíhlost v ose X
λ_Y	[-]	štíhlost v ose Y
ρ	[-]	činitel vzdáleností os
σ'_C	[MPa]	mez únavy reálné součásti
σ_{A5}	[MPa]	maximální napětí v místě A ₅
σ_{Co}	[MPa]	mez únavy vzorku
$\sigma_{\check{c}}$	[MPa]	maximální napětí na povrchu čepu
σ_{OA1}	[Nmm]	ohybové napětí v bodu A ₁
σ_{OA5}	[MPa]	maximální ohybové napětí v místě A ₅
$\sigma_{o\check{c}}$	[MPa]	ohybové napětí v čepu
σ_{ON}	[MPa]	ohybové napětí v místě řetězového kola
σ_{OX}	[MPa]	maximální ohybové napětí v bodu X
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_{TA5}	[MPa]	tlakové napětí v místě A ₅
$\sigma_{t\check{c}}$	[MPa]	tahové napětí v čepu
σ_{TN}	[MPa]	tahové napětí v napínací hřídeli
τ_k	[MPa]	nominální smykové napětí na začátku hřídele
τ_T	[MPa]	Smykové napětí od posouvající síly
φ	[-]	činitel provedení řetězu
χ	[-]	činitel výkonu
υ	[°]	třecí úhel

11 Seznam výkresové dokumentace

NÁZEV	ČÍSLO VÝKRESU
ZAKLADAČ	3-3-P22-15-00
SLOUP	3-3-P22-15-01
ZÁKLADNÍ DESKA	4-3-P22-15-02
VZPĚRA SLOUPU	4-3-P22-15-03
PŘÍRUBA	4-3-P22-15-04
DOMEK LOŽISKA	4-3-P22-15-05
VZPĚRA ZDVIHU	3-3-P22-15-06
NOSNÍK ZDVIHU	3-3-P22-15-07
ZÁCHYT ŘETĚZU	4-3-P22-15-08
NOSNÍK ZDVIHU 2	3-3-P22-15-09
LOŽE PŘEPRAVKY	3-3-P22-15-10
OPĚRA PŘEPRAVKY	4-3-P22-15-11
STŘED ŘETĚZKY	4-3-P22-15-12
VĚNEC ŘETĚZKY	4-3-P22-15-13
HNACÍ HŘÍDEL	3-3-P22-15-14
NOSNÍK NAPÍNÁKU	4-3-P22-15-15
ZÁVAŽÍ	3-3-P22-15-16
OJNICE NAPÍNÁKU	4-3-P22-15-17
NAPÍNACÍ HŘÍDEL	3-3-P22-15-18
ROZPĚRKA 1	4-3-P22-15-19
ROZPĚRKA 2	4-3-P22-15-20
ROZPĚRKA 3	4-3-P22-15-21
ŘETĚZKA 2	4-3-P22-15-22
ČEP ROLNY	4-3-P22-15-23
DORAZ ZDVIHU	4-3-P22-15-24
PŘÍRUBA 2	4-3-P22-15-25
REDUKCE MOTORU	4-3-P22-15-26
VODÍCÍ PLECH	4-3-P22-15-27
VODÍCÍ PLAST	4-3-P22-15-28
NOSNÁ DESKA	4-3-P22-15-29
SLOUP SVAŘENEC	4-3-P22-15-44
ZDVIH SVAŘENEC	4-3-P22-15-45

LOŽE PŘEPRAVKY	4-3-P22-15-46
ŘETĚZKA SVARENEC	4-3-P22-15-47
SUVNÁ DESKA	4-3-P22-15-48

12 Seznam příloh

Příloha 1. – výpis z výpočtu ložisek

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ