

BEZPIESTNICOVÉ PRIAMOČIARE PNEUMOTORY

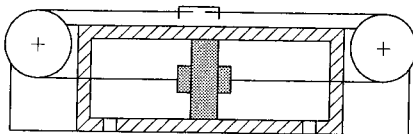
Igor STRÁŽOVEC

Pri konštruovaní strojov a zariadení sa často stretávame s nedostatkom priestoru pre zabudovanie priamočiareho pneumatického pohonu. Piestnicové pneumatiky potrebujú pre zabudovanie priestor o niečo väčší ako dvojnásobok potrebného (efektívneho) zdvihu. Ak v konštrukcii nie je dostatok priestoru a tiež pri veľkých zdvihoch pneumatika (až niekoľko metrov) je potrebné voliť iné riešenie. V tomto prípade je vhodné použiť bezpečnostné pneumatické motory.

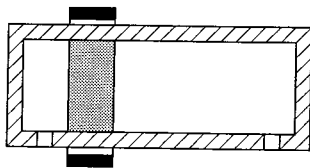
1. Úvod

Bezpečnostné priamočiare pneumatiky sú odlišné od bežných priamočiarych pneumatík svojou konštrukciou. Pohyb piesta nie je vyvedený na piestnicu, ale iným spôsobom na unášaciu prírubu. Podľa spôsobu vyvedenia pohybu piesta ich môžeme rozdeliť na:

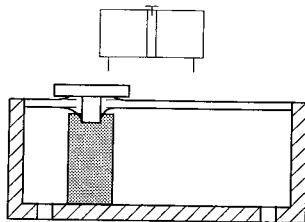
- bezpečnostný s pružným kovovým pásom (obr. 1a),
- bezpečnostný s unášaním príruby pomocou permanentného magnetu (obr. 1b),
- bezpečnostný s unášacou prírubou a pozdĺžne utesneným valcom (obr. 1c).



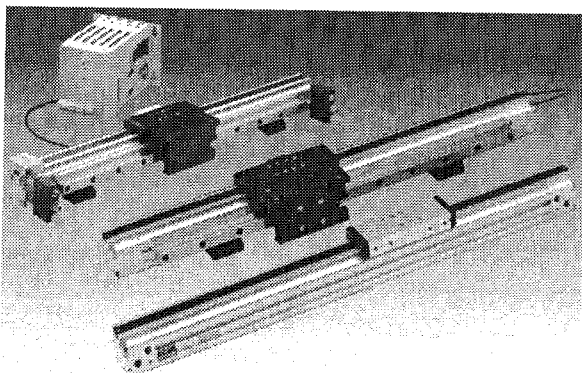
a)



b)



c)

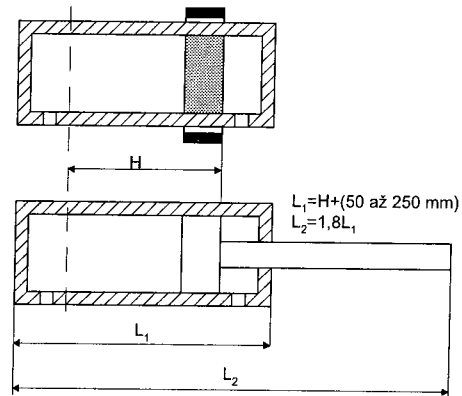


d)

Obr. 1. Konštrukcie bezpečnostných pneumatických motorov

Jednou z najväčších výhod tejto konštrukcie je úspora miesta tejto konštrukcie hlavne pri veľmi veľkých zdvihoch.

Doc. Ing. Igor Strážovec, PhD., TBH Technik, s.r.o., 010 01 Žilina,
☎ 041-5079718, e-mail: strazovec@rexroth.sk



Obr. 2. Porovnanie dĺžok priamočiarych pneumatík

2. Návrh bezpečnostného pneumatického motora

Podľa technických podkladov [2] navrhujeme základné parametre bezpečnostného priamočiareho pneumatického motora:

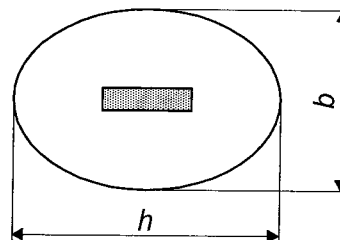
- priemer piesta a plocha piesta,
- kontrola tlmenia,
- prípustné zaťaženie vodiacej príruby,
- prieťahy pneumatiky.

Štandardné technické parametre bezpečnostných pneumatík:

- maximálny pracovný pretlak: $p_{\max} = 0,8 - 1 \text{ MPa}$,
- maximálna rýchlosť piesta: $v_{\max} = 2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,
- vyrábané priemery piesta: $D = 25; 32; 40; 50; 63 \text{ mm}$,
- maximálny zdvih: $H_{\max} = 6200 \text{ mm}$.

Pneumatiky majú vnútorné tlmenie v koncových polohách, kde tlmiača dráha má dĺžku 28 až 60 mm v závislosti od D s prípustnou tlmiacou energiou W_{\max} a maximálnym tlakom na začiatku tlmenia $p_{01} = 1,2 \text{ MPa}$.

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot b \cdot h = \frac{\pi}{4} \cdot D^2. \quad (1)$$



Obr. 3. Plocha piesta

Tab. 1. Veľkosť tlmiacej energie v závislosti od priemeru piesta

D [mm]	W_{\max} [N.m]	S [cm ²]
25	2,1	4,9
32	4,0	8,0
40	8,7	12,5
50	14,4	19,6
63	29,8	31,1

3. Výpočet zaťažujúcej sily a tlmiaceho tlaku

Celkovú zaťažujúcu silu znázornenú na obr. 4 vypočítame podľa vzťahu:

$$F_C = F_Z + m_{red} \cdot g \cdot (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha) \quad (2)$$

Tlmiaci tlak podľa smeru pohybu potom bude:

$$a) \quad p_{tl} = p_1 + 10^{-2} \cdot \frac{F_C}{S} \quad (3)$$

$$b) \quad p_{tl} = p_1 - 10^{-2} \cdot \frac{F_C}{S} \quad (4)$$

$p_{tl} \leq 1,2 \text{ MPa}$

Z uvedených vzťahov je možné odvodiť výpočet aj pre inú orientáciu pneumotora. Pre vodorovné uloženie ($\alpha = 0^\circ$) potom platí:

$$F_C = F_Z + m_{red} \cdot g \cdot f, \quad (5)$$

pre zvislú orientáciu t.j. $\alpha = 90^\circ$:

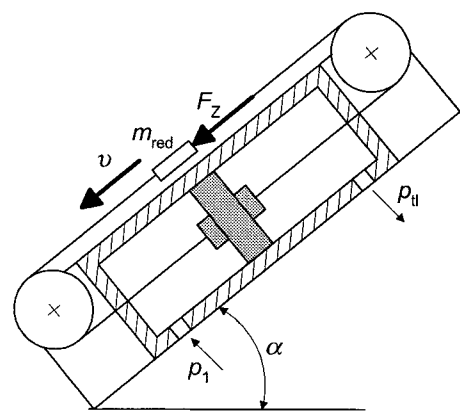
$$F_C = F_Z + m_{red} \cdot g \quad (6)$$

Ak nepôsobí žiadna vonkajšia sila, je možné vzťahy upraviť. Pre $F_Z = 0$ a $\alpha = 0^\circ$:

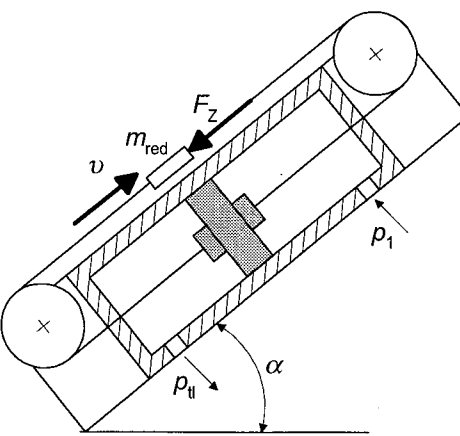
$$F_C = m_{red} \cdot g \cdot f, \quad (7)$$

pre $F_Z = 0$ a $\alpha = 90^\circ$:

$$F_C = m_{red} \cdot g \quad (8)$$



a)



b)

Obr. 4. Silové pomery na bezpečnicovom pneumotore

4. Výpočet tlmiacej energie

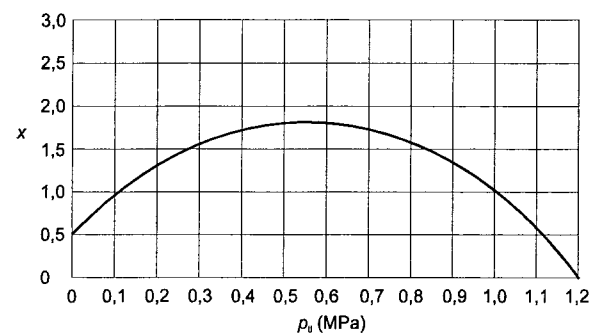
Tlmiaca energia je dôležitý faktor pri návrhu bezpečnicového pneumotora. Čím je väčší priemer piesta tým je väčšia aj maximálna dovolená tlmiaca energia. Vypočítaním skutočnej pohybovej energie a porovnaním s dovolenými

hodnotami tlmiacej energie v tab.1 určíme priemer piesta a plochu piesta bezpečnicového priamočiareho pneumotora. Podľa hodnoty priemeru piesta potom z katalógu vyberieme príslušný pneumotor. Skutočná kinetická energia je daná vzťahom:

$$W_K = \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot v^2 \leq x \cdot W_{max}, \quad (9)$$

kde W_K [N.m] je kinetická energia, m_{red} [kg] redukovaná celková brzdená hmotnosť, x tlakový súčiniteľ (volí sa z diagramu na obr. 5, pričom p_{tl} sa volí $p_{tl} = p_1$), W_{max} [N.m] maximálna tlmiaca energia, z tab. 1. Zo vzťahu (8) môžeme vyjadriť:

$$W_{max} = \frac{m_{red} \cdot v^2}{2 \cdot x} \quad (10)$$



Obr. 5. Diagram závislosti x(p_i)

Aby kinetická energia W_K bola zvoleným pneumotorom ubrzdená musí platiť podmienka:

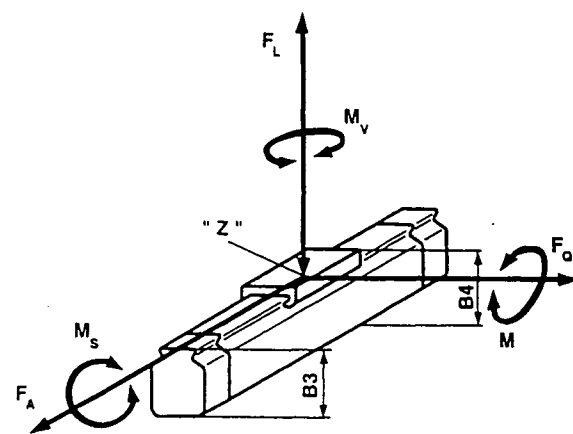
$$p_{tl} \leq 1,2 \text{ MPa} \quad (11)$$

Ak je podmienka (10) splnená, je bezpečnicový pneumotor zvolený správne a kinetická energia bude tmením v koncových polohách utmená. Ak nie je podmienka (10) splnená je možné

- voliť motor s väčším priemerom piesta,
- znížiť pracovný tlak p_1 ,
- zvoliť dodatočné externé tmenie,
- voliť kombináciu predchádzajúcich možností.

5. Výpočet zaťaženia unášacej príruby

Pri zaťažení unášacej príruby a jej vedenia prídavnými silami a momentmi dochádza k priečeniu a zvýšenému treniu, čo znižuje životnosť a prenášanú silu pneumotora, (obr. 6).



Obr. 6. Zaťaženie unášacej príruby

6. Kontrola priehybu priamočiareho pneumotora

Bezpečnicové pneumotory sa prehybajú v dôsledku vlastnej hmotnosti a vonkajšieho zaťaženia v závislosti na vzdialenosti jeho uchytenia. Maximálny priehyb je obmedzený hodnotami $z = 0,5 - 1 \text{ mm}$. Výpočet minimálneho počtu medzier medzi podperami:

$$t_{min} = \frac{B1 + H}{s_1}, \quad (12)$$

kde $B1$ [mm] je konštrukčný parameter z tab. 3, H [mm] zdvih a s_1 [mm] je maximálna prípustná dĺžka medzi podperami, z diagramu obr. 8 pre zvolený priehyb $z = 0,5 \text{ mm}$, alebo $z = 1 \text{ mm}$.

Tab. 3

Závislosť parametra B1 od priemeru piesta					
D (mm)	25	32	40	50	63
B1 (mm)	204	240	300	345	430

Prírubu a vedenie je možné zaťažiť tak, aby výslednica síl pôsobila v strede príruby, na obr. 6 označený „Z“. Je určený konštrukciou pneumotora podľa priemeru piesta rozmermi B3 a B4. Musí sa prihliadnuť na zotrvačnú silu F_i , pôsobiacu v ťažisku a v smere sily F_A . Stanoví sa z tlmiacej energie pri brzdení pohybujúcich sa redukovaných hmôt m_{red} :

$$F_i = \frac{W_K}{H} = \frac{m_{red} \cdot v^2}{2 \cdot H} \quad (13)$$

Pre kontrolu vedenia sa stanoví ekvivalentná sila F s prihliadnutím na všetky vonkajšie sily F_L a F_Q a vonkajšie momenty M_s , M_v , M

$$F = F_L + 2 \cdot F_Q + \frac{C_0}{M_t} \cdot (2,7 \cdot M_s + 2 \cdot M_v + M) \quad (14)$$

Tab. 2

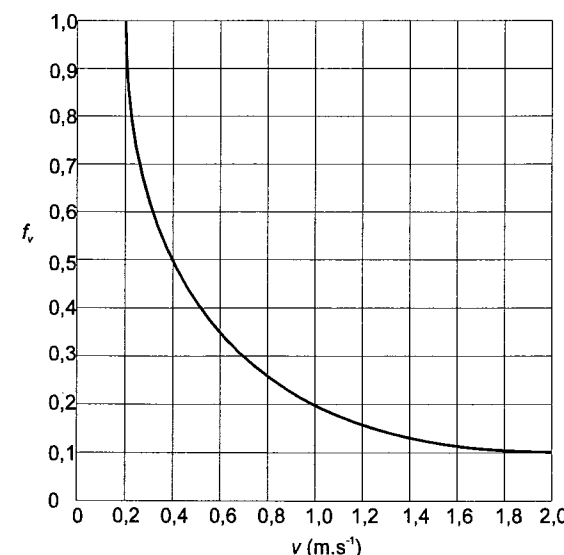
Hodnoty veličín pre výpočet ekvivalentnej sily				
Ø piesta [mm]	Statická únosnosť C_0 [N]	Dovolený moment M_t [N.m ⁻¹]	B3 [mm]	B4 [mm]
25	420	20	56	64,2
32	600	34	65	75
40	920	60	82	93
50	1500	120	97,3	110,6
63	2360	240	124	143

Kontrola prevádzkovej bezpečnosti s:

$$s = \frac{C}{F} > 1, \quad (15)$$

$$C = C_0 \cdot f_v, \quad (16)$$

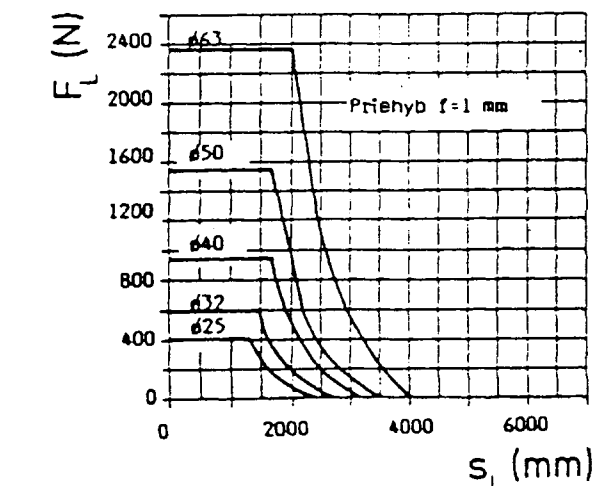
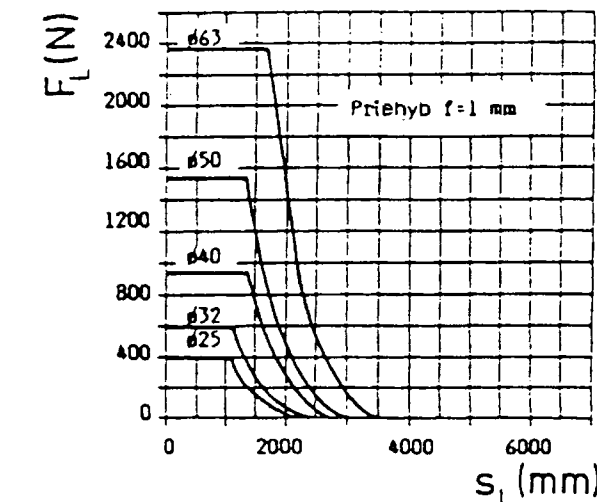
kde C [N] je súčiniteľ dynamickej únosnosti, C_0 [N] súčiniteľ statickej únosnosti a f_v rýchlostný súčiniteľ.



Obr. 7. Diagram priebehu závislosti f_v(v)

Pokiaľ nie je splnená podmienka $s > 1$:

- je potrebné zvoliť väčší priemer piesta,
- zvoliť pneumomotor s masívnejším vedením t.j. s vyššou únosnosťou,
- zmenšiť rýchlosť piesta v ,
- voliť externé vedenie,
- voliť kombináciu predchádzajúcich možností.



Obr. 8. Grafy maximálnych vzdialeností medzi podperami

7. Výpočet vzdialeností medzi upevneniami

Sú možné štyri prípady upevnenia bezpečnicového priamočiareho pneumotora (viď obr. 9):

$$l = \frac{B1 + H}{t_{vol}}, \quad (17)$$

kde pre prípad a) je $t_{vol} = 1$, b) je $t_{vol} = 1,5$, c) je $t_{vol} = 2$, d) je $t_{vol} = 2,5$.

Počet podpier pre prípady a), c) bude:

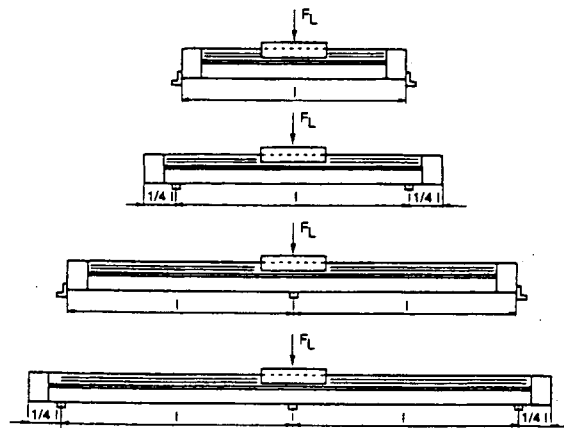
$$t = t_{\text{vol}} + 1 \quad (5.17)$$

a pre prípady b), d) bude počet podpier

$$t = t_{\text{vol}} + 0,5 \quad (5.18)$$

Správna voľba upevnenia pneumotora musí spĺňať túto podmienku

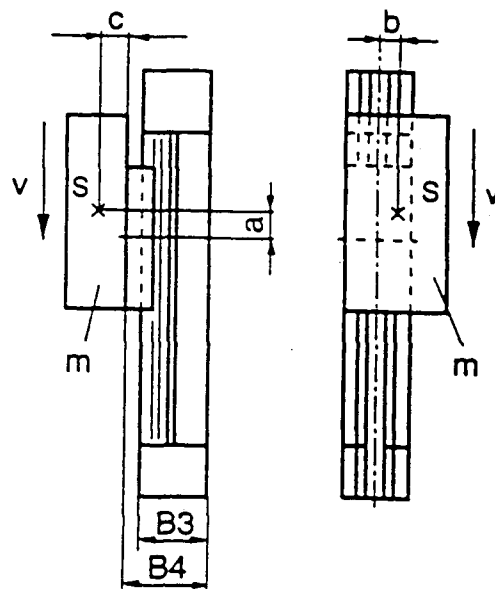
$$l \leq s_1 \quad (5.19)$$



Obr. 9. Prípady upevnenia bezpečnostného pneumotora

Príklad 1

Vypočítajte hlavné parametre priamočiareho pneumotora, ktorý pracuje vo vertikálnej polohe. Pneumotor zdvíha bremeno o hmotnosti $m = 20 \text{ kg}$ rýchlosťou $v = 1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Tlak vzduchu $p_1 = 0,65 \text{ MPa}$, zdvih $H = 750 \text{ mm}$, vzdialenosť ťažiska telesa uchyteného na príruke $a = 20 \text{ mm}$, $b = 20 \text{ mm}$, $c = 30 \text{ mm}$, zaťažovacie sily, $F_L = 0$, $F_Q = 0$, vonkajší moment $M_S = 0$



Obr. 10. Výpočtová schéma k príkladu

Riešenie:

Dimenzovanie priemeru

Pre výpočet celkovej sily použijeme vzťah (2), kde $F_z = 0 \text{ N}$, $\alpha = 0^\circ$ bude teda platíť:

$$F_C = m_{\text{red}} \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ N}$$

Tlmiaca energia (9) je pre $p_{d1} = p_1 = 0,65 \text{ MPa}$, a $x = 1,7$:

$$W_{\text{max}} = \frac{m_{\text{red}} \cdot v^2}{2 \cdot x} = \frac{20 \cdot 1,2^2}{2 \cdot 1,7} = 8,47 \text{ N}\cdot\text{m}$$

V tab. 1 nájdeme najbližšiu vyššiu hodnotu W_{max} a zvolíme príslušný pneumotor. V našom prípade bude priemer piesta $D = 40 \text{ mm}$, $W_{\text{max}} = 8,7 \text{ N}\cdot\text{m}$ a $S = 12,5 \text{ cm}^2$.

Kontrola tlmenia pre zvolený pneumotor (3):

$$p_{d1} = p_1 - 10^{-2} \cdot \frac{F_C}{S} = 0,65 - 10^{-2} \cdot \frac{196,2}{12,5} = 0,49 \text{ MPa}$$

Zvolený pneumotor vyhovuje podmienke $p_{d1} < 1,2 \text{ MPa}$. Podľa vypočítanej hodnoty $p_{d1} = 0,49 \text{ MPa}$ skontrolujeme W_{max} . Z obr. 5 odčítame $x = 1,8$ a dosadíme:

$$W_{\text{max}} = \frac{m_{\text{red}} \cdot v^2}{2 \cdot x} = \frac{20 \cdot 1,2^2}{2 \cdot 1,8} = 8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Aj táto hodnota je menšia ako uvádzaná v tab. 1 a preto zvolený pneumotor je správne dimenzovaný.

Zaťaženie vedenia

Z tab. 2 sú zvolené hodnoty $C_0 = 920 \text{ N}$, $M_t = 60 \text{ N}\cdot\text{m}$, potom sily podľa (11), (12) budú:

$$F_t = \frac{m_{\text{red}} \cdot v^2}{2 \cdot H} = \frac{20 \cdot 1,2^2}{2 \cdot 0,75} = 19,2 \text{ N}$$

$$F_A = m_{\text{red}} \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ N}$$

$$M_V = (F_t + F_A) \cdot b = (19,2 + 196,2) \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 4,308 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M = (F_t + F_A) \cdot [c + (B4 - B3)] = (19,2 + 196,2) \cdot [0,03 + (0,093 - 0,082)] = 8,831 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F = F_L + 2 \cdot F_Q + \frac{C_0}{M_t} \cdot (2,7 \cdot M_S + 2 \cdot M_V + M) = 0 + 2 \cdot 0 + \frac{920}{60} (2,7 \cdot 0 + 2 \cdot 4,308 + 8,831) = 267,52 \text{ N}$$

Súčiniteľ dynamickej únosnosti (14):

$$C = C_0 \cdot f_v = 920 \cdot 0,18 = 165,6 \text{ N}$$

kde $f_v = 0,18$ pri rýchlosti $v = 1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ z obr. 10.

Prevádzková bezpečnosť (13):

$$s = \frac{C}{F} = \frac{165,6}{267,52} = 0,62$$

Musi platiť podmienka $s > 1$, vidíme, že vypočítaná hodnota $s = 0,62$ je menšia ako 1 a preto podmienka neplatí. Z viacerých možných riešení je zvoliť väčší priemer piesta $D = 50 \text{ mm}$ a znížiť rýchlosť pohybu na $v = 0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a znova vykonajme výpočet. Opätovným dosadením do vzťahov dostaneme tieto hodnoty:

$$C_0 = 1500 \text{ N} \quad M_t = 120 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$B3 = 98 \text{ mm} \quad B4 = 110 \text{ mm}$$

$$F_t = 8,53 \text{ N} \quad F_A = 196,2 \text{ N}$$

$$M_V = 4,095 \text{ N}\cdot\text{m} \quad M = 8,599 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F = 209,86 \text{ N} \quad C = 390 \text{ N}$$

Pre $v = 0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je hodnota $f_v = 0,26$ a prevádzková bezpečnosť $s = 1,86$. Hodnota je väčšia ako 1 a podmienka (13) je splnená.

Príklad 2

Navrhnete počet uchytení pre bezpečnostný priamočiary pneumotor $t = 50 \text{ mm}$, $H = 3000 \text{ mm}$, a zaťaženie $F_L = 1500 \text{ N}$, $z = 1 \text{ mm}$.

Minimálny počet vzdialeností medzi podperami

Z tab. 3 určíme $B1 = 345 \text{ mm}$ pre $D = 50 \text{ mm}$ a z obr. 8 určíme hodnotu $s_1 = 1800 \text{ mm}$ pre silu $F_L = 1500 \text{ N}$ a volený prieťah $z = 1 \text{ mm}$.

$$t_{\text{min}} = \frac{B1 + H}{s_1} = \frac{345 + 3000}{1800} = 1,86$$

Odporúčaná vzdialenosť medzi podperami

Hodnota t_{min} sa zaokrúhľuje vždy nahor. Pre náš prípad $t_{\text{vol}} = 2$. Napríklad ak by sa $t_{\text{min}} = 1,264$ potom $t_{\text{vol}} = 1,5$. Odporúčanú vzdialenosť uchytenia bude:

$$l = \frac{B1 + H}{t_{\text{vol}}} = \frac{345 + 3000}{2} = 1672,5 \text{ mm}$$

Počet uchytení (podpier) podľa prípadu c) bude:

$$B = t_{\text{vol}} + 1 = 2 + 1 = 3.$$

Kontrola vzdialenosti medzi podperami

Keďže platí podmienka zo vzťahu (19), t.j. $l = 1672,5 \text{ mm} \leq s_1 = 1800 \text{ mm}$, bol navrhnutý správny počet uchytení.



Literatúra

- [1] STRÁŽOVEC, I., KRIŠŠÁK, P., MARTINKO, J.: Meranie a skúšanie tekutinových systémov, Žilinská univerzita v Žiline, Žilina 1998, [2] Firemné materiály Festo, SMC, Bosch Rexroth, [3] KOPÁČEK, J.: Pneumatické mechanizmy, díl 1., Ostrava, Ediční středisko VŠB 1996, [4] KOPÁČEK, J.: Pneumatické mechanizmy, díl 2., Ostrava, Ediční středisko VŠB 1997, [5] STN 10 9101: Priamočiare pneumostatické motory. Všeobecné požiadavky. Bratislava, STÚN 1982, [6] TURZA, J.: Hydraulicko-pneumatické zariadenie pre rehabilitáciu poúrazových stavov. VÚ DHP403114-Z, ZTS Dubnica nad Váhom, 1994, [7] KRCHNÁR, I.: Modelovanie a simulácia tekutinových mechanizmov. SVŠT, Bratislava, 1991.