

Vysoká škola: Strojní a textilní

Katedra: Technické mechaniky

Fakulta: strojní

Školní rok: 1964/65

DIPLOMNÍ ÚKOL

pro Antonína Mrkvíčku

obor Obrábění stroje-zaměření konstrukce mechanismů a pracovních strojů

Protože jste splnil požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomní úkol:

Název tématu: Přívěs pro přepravu vysokozdvizného vozíku nákladním
automobilem Praga V3S.

Pokyny pro vypracování: ✓

Proveďte konstrukci výše uvedeného zařízení podle předaného rozměrového náčrtku a technických dat a to pro transportní rychlost 50 km/hod. Požaduje se, aby přívěs byl odpružen se vzduchovou brzdou s možností nájezdu vozíku a s místem pro uložení přídatných zařízení / jeřábové rameno, a.t.d. /

Autorské právo se řídí směrnicemi MŠK pro státní závěrečné zkoušky č. j. 31 727/62-III/2 ze dne 13. července 1962-Věstník MŠK XVIII, sešit 24 ze dne 31. 8. 1962 § 19 autorského zákona č. 115/53 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LABEŘEG JAROŠOVA 3

V 124/65 S

Rozsah grafických laboratorních prací:

Rozsah průvodní zprávy: cca 20 stran

Seznam odborné literatury:

Vedoucí diplomní práce: Doc. Ing. Jaroslav Charvát

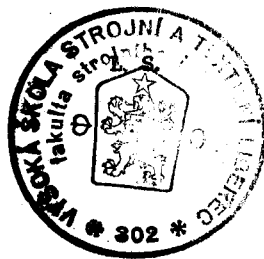
VŠST Liberec

Konsultanti: Ing. Miroslav Felkner

VŠST Liberec

Datum zahájení diplomní práce: 30.8.1965.

Datum odevzdání diplomní práce: 9.10.1965.



v.z. Charvát

Vedoucí katedry

Imeš

Děkan

v Liberci

dne 7.7.

196 5.

VŠST
Liberec

Katedra technické mechaniky.

1964/65

DIPLOMNÍ PRÁCE

název tématu: Přívěs pro přepravu vysoko zdvižného vozíku
nákladním automobilem Praga V3S.

Mrkvíčka Antonín



Mým úkolem je skonstruovat přívěs pro přepravu vysokozdvížného vozíku. Tento vozík je v současné době vyvíjen v Děčínských strojárnách v Děčíně na požadavek ministerstva národní obrany. Je určen pro manipulaci v terénu pomocí několika druhů přídavných zařízení/jeřábové rameno, hydraulická lopata a pod./, nemá proto odpruženou přední nápravu. Z toho důvodu není schopen být přepravován po vlastní ose rychlostí 50 km/hod. jak je požadováno. Požadavkem na konstrukci přívěsu je snadné a rychlé najíždění vozíku. Při řešení tohoto problému vycházím z předpokladu, že těžkým vozidlem je vůz Praga V3S, který má vlastní zdroj stlačeného vzduchu a během jízdy je schopen naplnit samostatný zásobník vzduchu dostatečného tlaku. Pomocí dvojčinného pneumatického válce sklopíme plošinu a tím umožníme samostatné najetí vysokozdvížného vozíku. Dále je nutné dodržet rozteč kol přívěsu s rostečí kol tažného vozidla, aby stopa kol přívěsu sledovala stopu kol tažného vozidla maximální šířku přívěsu a výšku včetně nákladu. Při konstrukci používám maximální množství normalisovaných a typisovaných dílů, aby náklady na výrobu přívěsu byly minimální.

VŠST Liberec	Postup práce.	Mrkvička DS
-----------------	---------------	----------------

Rozmístění nákladu provedeme tak, aby při plně naloženém přívěsu síla P_y působící na oko oje byla za klidu 70-100kp. Dále vypočítáme reakce v místech: závěsu, středu kol a uchycení pružin v těchto případech:

- 1/ Na mezi klidu a pohybu.
- 2/ Při maximálním zrychlení.
- 3/ Při maximálním zpždění.

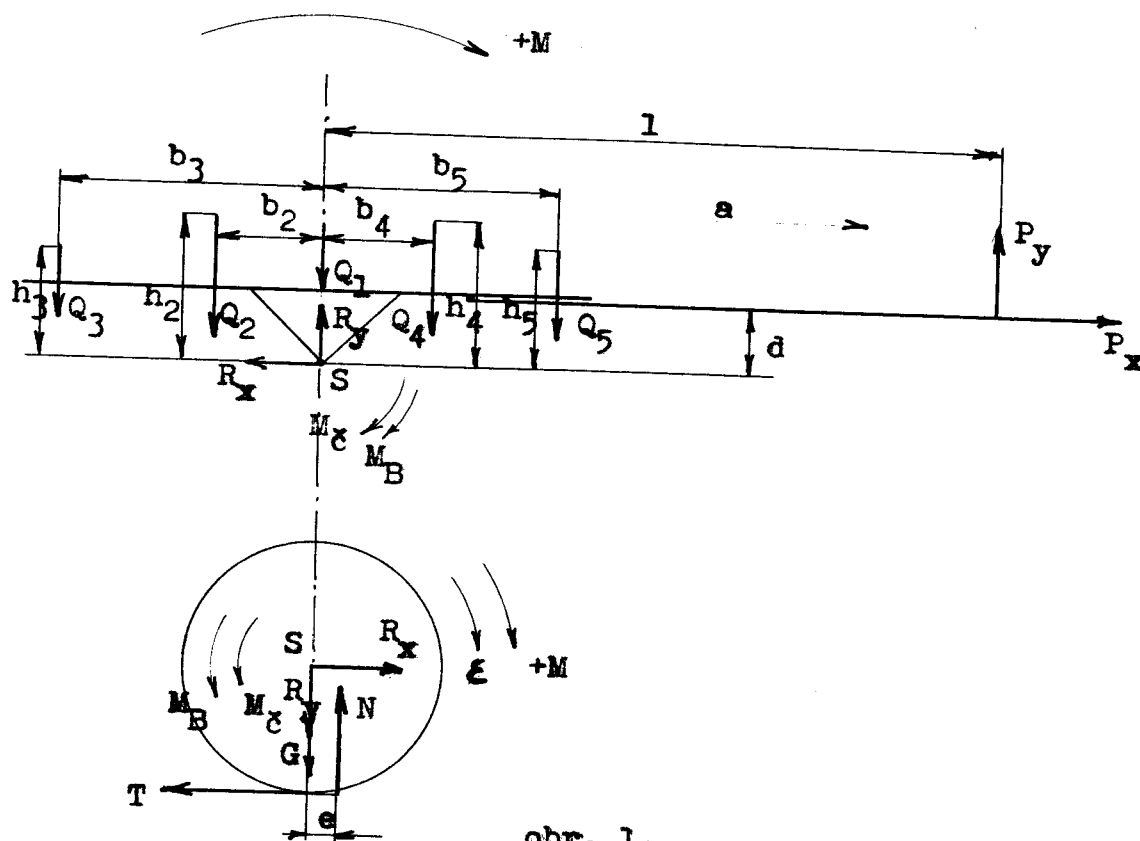
Podle velikostí sil získaných z výpočtů, které způsobují nejnepříznivější namáhání jednotlivých součástí přívěsu provedeme výpočty a pevnostní kontrolu.

Použité součásti pro pneumatické zvedání,

Tlaková maznice VMT - 10
 ruční rozdělovač čtyřcestný ORR 4-B
 pneumatický válec dvojčinný PVK
 škrticí ventil SV-15

Sled zapojení směrem od přívodu vzduchu.

VMT - 10 , ORR 4 - B , PVK, -SV - 15



obr. 1.

Hodnoty :

$$Q_1 = 1500 \text{ kp}$$

$$Q_2 = 1600 \text{ kp}$$

$$Q_3 = 200 \text{ kp} \quad Q = 5900 \text{ kp}$$

$$Q_4 = 1600 \text{ kp}$$

$$Q_5 = 1000 \text{ kp}$$

$$G = 600 \text{ kp}$$

$$h_1 = 330 \text{ mm}$$

$$h_2 = 1160 \text{ mm}$$

$$h_3 = 740 \text{ mm}$$

$$h_4 = 1160 \text{ mm}$$

$$h_5 = 730 \text{ mm}$$

$$d = 286 \text{ mm}$$

$$r = 484 \text{ mm}$$

$$e = 24,2 \text{ mm}$$

$$b_1 = 0$$

$$b_2 = 1120 \text{ mm}$$

$$b_3 = 1820 \text{ mm}$$

$$b_4 = 630 \text{ mm}$$

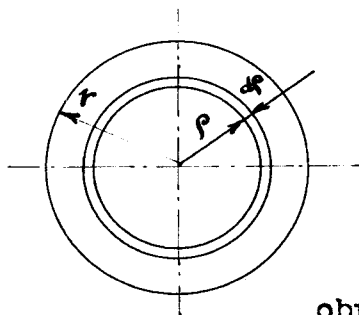
$$b_5 = 1520 \text{ mm}$$

$$l = 3600 \text{ mm}$$

G - váha kol + nápravy

Q - váha rámu + nákladu

e - rameno valivého odporu

Váha kol + rotující část nápravy: $G = 300 \text{ kp}$ $r = 48,4 \text{ cm}$ 

obr.2.

Na přívěsu jsou použity
pneum. 8,25 - 20 x 110
váhy - 466
ostat. - 466

Předpokládáme přibližně rovnoměrné rozložení hmoty.

Hmoty připadající na jednotku plochy:

$$m = \frac{G}{\pi r^2 g}$$

$$J = \int_0^r 2\pi \rho \rho^2 m d\rho$$

$$J = 2\pi \frac{G}{\pi r^2 g} \int_0^r \rho^3 d\rho$$

$$J = \frac{G r^2}{2g}$$

$$J = \frac{300 \cdot 48,4}{2 \cdot 987}$$

$$\underline{J = 356 \text{ kp cm sec}^2}$$

Rameno valivého odporu: $k = 0,05 \text{ /na hliněné cestě/}$

$$a = k \cdot r$$

$$a = 0,05 \cdot 48,4$$

$$\underline{a = 2,42 \text{ cm}} \quad - 2,53$$

Moment valivého odporu kuželíkových ložisek:

$$M_{tr} = 2(0,375 d_1 + 0,002 P_{n1}) \frac{d_1}{2} + 2(0,0375 d_2 + 0,002 P_{n2}) \frac{d_2}{2}$$

$$M_{tr} = 2(0,0375 \cdot 5,5 + 0,002 \cdot 1140) \frac{5,5}{2} + 2(0,0375 \cdot 7,5 + 0,002 \cdot 1960) \frac{7,5}{2}$$

$$M_{tr} = 74 \text{ kp cm}$$

Rovnice:

$$P_x - R_x = 0$$

$$P_y - Q + R_y = 0$$

$$\sum \dots d P_x - l P_y + b_4 Q_4 + b_5 Q_5 - Q_2 b_2 - Q_3 b_3 + M\check{c} = 0$$

$$R_x - T = 0$$

$$N - G - R_y = 0$$

$$\sum \dots + T - M\check{c} - Ne = 0$$

Řešení:

$$R_y = \frac{b_2 Q_2 + b_3 Q_3 - b_4 Q_4 - b_5 Q_5 - M\check{c} - \frac{d}{r} (M\check{c} + eG) + l Q}{\frac{de}{r} + l}$$

$$R_y = \frac{112 \cdot 1600 + 200 \cdot 182 - 63 \cdot 1600 - 1000 \cdot 152 - 74 - \frac{28,6}{48,4} (74 + 2 \cdot 42 \cdot 600) + 360 \cdot 5900}{\frac{28,6 \cdot 2,42}{48,4} + 360}$$

$$\underline{R_y = 5760 \text{ kN}}$$

$$P_y = Q - R_y$$

$$P_y = 5900 - 5760$$

$$\underline{P_y = 140 \text{ kN}}$$

$$N = G + R_y$$

$$N = 600 + 5760$$

$$\underline{N = 6360 \text{ kN}}$$

$$T = \frac{M\check{c} + Ne}{r}$$

$$T = \frac{74 + 6360 \cdot 2,42}{48,4}$$

$$\underline{T = 334 \text{ kN}}$$

$$\underline{R_x = T = P_x = 334 \text{ kN}}$$

Maximální zrychlení tažného vozidla Praga V 3 S je 2 m/sec^2 .

Rovnice:

$$P_x = R_x + \frac{a}{g} a$$

$$P_y + R_y - G = 0$$

$$M_S \dots - \ell P_y + P_x d - Q_2 b_2 - Q_3 b_3 + Q_4 b_4 + Q_5 b_5 + M \dot{c} = \frac{a}{g} (h_1 Q_1 + h_2 Q_2 + h_3 Q_3 + h_4 Q_4 + h_5 Q_5)$$

$$R_x - T = \frac{a}{g} a$$

$$N - G - R_y = 0$$

$$M_S \dots r.T - N e - I \varepsilon - M \dot{c} = 0$$

$$\varepsilon = \frac{a}{r}$$

Rěšení:

$$\varepsilon = \frac{a}{r}$$

$$\varepsilon = \frac{200}{48,4}$$

$$\varepsilon = 4,14 \text{ } 1/\text{sec}^2$$

$$R_y = \frac{\frac{a}{g} (h_1 Q_1 + h_2 Q_2 + h_3 Q_3 + h_4 Q_4 + h_5 Q_5) + Q_2 b_2 + Q_3 b_3 - Q_4 b_4 - Q_5 b_5 - M \dot{c} + Q \ell - d \left[\frac{a}{g} (Q + G) + \frac{1}{r} (I \varepsilon + M \dot{c} + e G) \right]}{\ell + \frac{d e}{r}}$$

$$R_y = \frac{\frac{200}{987} (33.1500 + 116.1600 + 74.200 + 116.1600 + 73.1000) + 1600.112 + 200.182 - 1600.63}{360 + \frac{28,6 \cdot 24,2}{48,4}} + \frac{-152.1000 - 74 + 5900.360 - 28,6 \left[\frac{200}{987} (5900 + 600) + \frac{1}{48,4} (356.4,14 + 74 + 2.42.600) \right]}{360 + \frac{28,6 \cdot 24,2}{48,4}}$$

$$\underline{R_y = 5350 \text{ kp}}$$

$$N = R_y + G$$

$$N = 5350 + 600$$

$$\underline{N = 5950 \text{ kp}}$$

VSŠT Liberec	Výpočet reakcí při maximálním zrychlení.	Mrkvička A. DS
-----------------	--	-------------------

$$P_y = Q - R_y$$

$$P_y = 5900 - 5350$$

$$\underline{P_y = 550 \text{ kN}}$$

$$T = \frac{Na + I \cdot \varepsilon + M \ddot{c}}{r}$$

$$T = \frac{5950 \cdot 2,42 + 356 \cdot 4,14 + 74}{48,4}$$

$$\underline{T = 330 \text{ kg}}$$

$$R_x = \frac{G}{g} a + T$$

$$R_x = \frac{200}{981} \cdot 600 + 330$$

$$\underline{R_x = 452 \text{ kN}}$$

$$P_x = \frac{a}{g} Q + R_x$$

$$P_x = \frac{200}{981} \cdot 5900 + 452$$

$$\underline{P_x = 1652 \text{ kN}}$$

VŠST Liberec	Výpočet reakcí a brzdného momentu M_B .	Mrkvička A. DS
-----------------	---	-------------------

Při brzdění soupravy vozidel budeme předpokládat, pokud nedojde ke smyku, že zpoždění bude u obou vozidel stejné a je dáno vztahem $a = -g \cdot f$.

Za tohoto předpokladu bude mezi vozidly síla P_x rovna nule.

Brzdná dráha vozidla má být podle vyhlášky MD 145/58

$s_{\max} = 15,4$ m, při rychlosti $v = 40$ km/hod. (Měřeno na betonové vozovce $f = 0,6$.),

což je zpoždění $a = \frac{v^2}{2s}$

$$a = \frac{11,5^2}{2 \cdot 15,4}$$

$$a = 4 \text{ m/sec}^2$$

V dalších výpočtech reakcí budeme uvažovat hodnotu $a = 5 \text{ m/sec}^2$

Rovnice soustavy: $R_x = -\frac{Q}{g} a$

$$P_y - Q + R_y = 0$$

$$M_s \dots -l P_y - Q_2 b_2 - Q_3 b_3 + Q_4 b_4 + Q_5 b_5 + M_B + M_E = \frac{Q}{g} (h_1 Q_1 + h_2 Q_2 + h_3 Q_3 + h_4 Q_4 + h_5 Q_5)$$

$$R_x - T = \frac{Q}{g} a$$

$$N - G - R_y = 0$$

$$M_s \dots r T - N e - I_E - M_E - M_B = 0$$

$$E = \frac{Q}{P}$$

Řešení:

$$M_B = \frac{Q \left(\frac{a}{g} (h_1 Q_1 + h_2 Q_2 + h_3 Q_3 + h_4 Q_4 + h_5 Q_5) - M_E - Q_4 b_4 - Q_5 b_5 + Q_3 b_3 + Q_2 b_2 \right) + l (I_E + M_E (Q + G) \left(\frac{r a}{g} + e \right))}{e - l}$$

$$M_B = \frac{2,42 \left[-\frac{500}{9,81} (33 \cdot 1500 + 116 \cdot 1600 + 74 \cdot 200 + 116 \cdot 1600 + 73 \cdot 1000) - 74 - 63 \cdot 1600 \right.}{2,42 - 360}$$

$$+ \frac{-152 \cdot 1000 + 132 \cdot 200 + 112 \cdot 1600}{2,42 - 360} + 360 [356 (-10,8) + 74 + (5900 + 600) \left(\frac{48,4 (-5)}{9,81} + 2,42 \right)]$$

$$\underline{M_B = 147500 \text{ kJcm}}$$

$$R_x = -\frac{a}{g} Q$$

$$R_x = \frac{500}{981} \cdot 5900$$

$$R_x = 3000 \text{ kp}$$

$$T = R_x - \frac{G}{g} a$$

$$T = 3000 - 600 \cdot \frac{(-500)}{981}$$

$$T = 3306 \text{ kp}$$

$$N = \frac{r \cdot T - I \epsilon - M_{\check{z}} - M_B}{a}$$

$$N = \frac{48,4 \cdot 3306 - 356 \cdot (-10,3) - 74 - 147500}{2,42}$$

$$N = 5300 \text{ kp}$$

$$R_y = N - G$$

$$R_y = 5300 - 600$$

$$R_y = 4700 \text{ kp}$$

$$P_y = Q - R_y$$

$$P_y = 5900 - 4700$$

$$P_y = 1200 \text{ kp}$$

Kontrola brzdění:

Aby nedošlo k prosmyknutí pneumatik po vozovce při požadovaném zpoždění, musí platit:

$$T \leq N \cdot f$$

$$T \leq 5300 \cdot 0,6$$

$$T \leq 3450 \text{ kp}$$

Vůz splňuje podmínku brzdné dráhy podle vyhlášky MD 145/58.

Rovnice:

$$M_S \dots Q_4 b_4 + Q_5 b_5 - Q_3 b_3 - Q_2 b_2 - P_y l + M_r r = 0$$

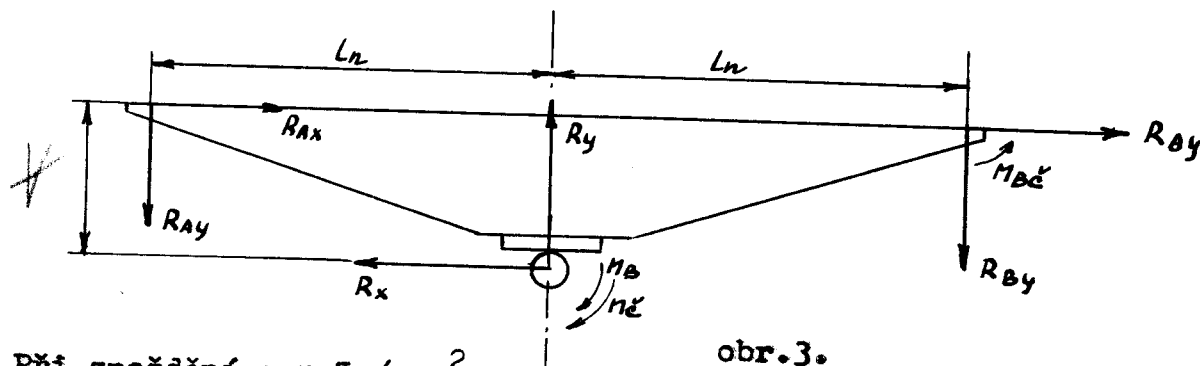
R^čšení:
$$P_y = \frac{Q_4 b_4 + Q_5 b_5 - Q_3 b_3 - Q_2 b_2 + M_r r}{l}$$

$$P_y = \frac{1600 \cdot 63 + 1000 \cdot 152 - 200 \cdot 182 - 1600 \cdot 112 + 74}{360}$$

$$\underline{P_y = 85,4 \text{ kN}}$$

Tažné vozidlo nacouvá. Při zvedání se musí překonávat síla tření v ložiskách.

Jiná manipulace s plně naloženým návěsem bez tažného vozidla není možná.



1/ Při zpoždění $a = 5 \text{ m/sec}^2$

obr. 3.

předpokládaná síla

$$R_B = 1400 \text{ kp}$$

$$f_{Bč} = 0,15$$

$$r_{Bč} = 2 \text{ cm}$$

$$M_{Bč} = R_B \cdot f_{Bč} \cdot r_{Bč}$$

$$M_{Bč} = 1400 \cdot 2 \cdot 0,15$$

$$\underline{M_{Bč} = 420 \text{ kp cm}}$$

$$M_B = 73\,750 \text{ kp cm}$$

$$M_{\tilde{c}} = 37 \text{ kp cm}$$

$$M_{Bč} = 420 \text{ kp cm}$$

$$R_x = 1\,500 \text{ kp}$$

$$R_y = 2\,350 \text{ kp}$$

$$f_A = 0,13$$

$$f_B = 0,15$$

$$l_n = 58,1 \text{ cm}$$

$$b = 22 \text{ cm}$$

Vzdálenost b a l_n předpokládáme konstantní, jako při maximálním zatížení při kterém dojde k napřímení pera.

Rovnice:

$$R_{Ay} + R_{By} = R_y$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} = R_x$$

$$M_B + M_{\tilde{c}} - M_{Bč} + R_{By} l_n + R_{Bx} b - R_{Ay} l_n + R_{Ax} b = 0$$

$$R_{Ax} = R_{Ay} \cdot f_A$$

Řešení:

$$R_{Ay} = \frac{M_B + M_{\check{C}} - M_{B\check{C}} + b R_x + L_y R_y}{2 L_n}$$

$$R_y = \frac{73750 + 37 - 420 + 22 \cdot 1500 + 2350 \cdot 58,1}{2 \cdot 58,1}$$

$$R_{Ay} = 2090 \text{ kN}$$

$$R_{By} = R_y - R_{Ay}$$

$$R_{By} = 2350 - 2090$$

$$R_{By} = 260 \text{ kN}$$

$$R_{Ax} = R_{Ay} \cdot f_A$$

$$R_{Ax} = 2090 \cdot 0,13$$

$$R_{Ax} = 272 \text{ kN}$$

$$R_{Bx} = R_x - R_{Ax}$$

$$R_{Bx} = 1500 - 272$$

$$R_{Bx} = 1228 \text{ kN}$$

2/ Při normální jízdě.Rovnice:

$$R_{Ax} + R_{By} = R_y$$

$$R_x + R_{Bx} = R_x$$

$$M_{\check{C}} - M_{B\check{C}} + R_{By} L_n + R_{Bx} b - R_{Ay} L_n + R_{Ax} b = 0$$

$$R_{Ax} = R_{Ay} \cdot f_A$$

Řešení:

$$R_{Ay} = \frac{M_{\check{C}} - M_{B\check{C}} + b \cdot R_x + R_y \cdot L_n}{2 L_n}$$

$$R_{Ay} = \frac{37 - 420 + 22 \cdot 167 + 2880 \cdot 58,1}{2 \cdot 58,1}$$

$$R_{Ay} = 1467 \text{ kN}$$

$$R_{By} = R_y - R_{Ay}$$

$$R_{By} = 2880 - 1467$$

$$R_{By} = 1413 \text{ kN}$$

$$R_{Ax} = R_{Ay} \cdot f_A$$

$$R_{Ax} = 1467 \cdot 0,13$$

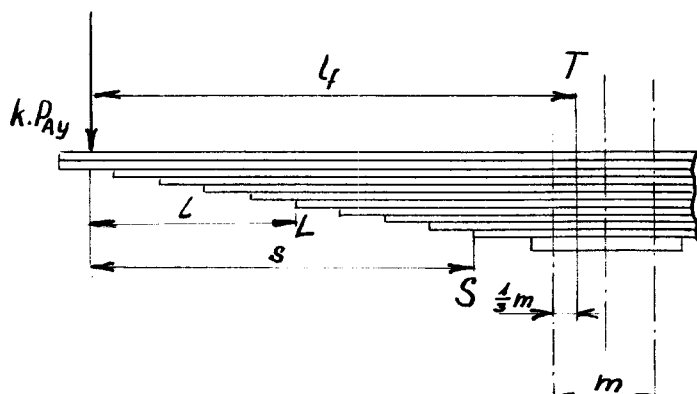
$$R_{Ax} = 190,5 \text{ kN}$$

$$R_{Bx} = R_x - R_{Ax}$$

$$R_{Bx} = 167 - 190,5$$

$$R_{Bx_1} = -23,5 \text{ kN}$$

$$R_{Bx_2} = 357,5 \text{ kN}$$



obr.4.

$b = 110 \text{ mm}$	- šířka listů	$l = 250 \text{ mm}$
$h = 10 \text{ mm}$	- síla listů	$s = 410 \text{ mm}$
$L_n = 1162 \text{ mm}$	- napřímená pružnice	
$L = 1130 \text{ mm}$	- vzdálenost podpor	
$m = 130 \text{ mm}$	- vzdálenost os šroubů	

Pro stejnou sílu listů $b = 10 \text{ mm}$ můžeme psát:

$$W_{red} = n \cdot W$$

$$W = \frac{1}{6} b h^2$$

$$W_{red} = n \frac{1}{6} b h^2$$

$$W_{red} = n \cdot \frac{1}{6} \cdot 11 \cdot 12$$

$$W_{red} = 2,18 n \text{ cm}^3$$

Součinitel přetížení k určíme z hodnot:

maximální možné propérování ze zatíženého stavu $f = 63,6 \text{ mm}$

maximální rychlost přívěsu $v = 50 \text{ km/hod}$

dle tabulek prof. Petránka, ověřených praktickými zkouškami

součinitel přetížení $k = 1,91 - 2,00$

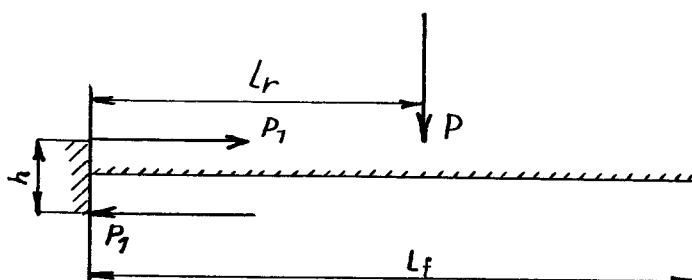
Pro další výpočet budeme uvažovat $k = 2$

$$l_f = L - \frac{L_n}{2} - \frac{1}{3} m$$

$$l_f = 113 - \frac{116,2}{2} - \frac{1}{3} 13$$

$$l_f = 50,6 \text{ cm}$$

nesouhlasí
s dokumentací



obr.5.

Velikost tření je závislá na součiniteli tření, na délce, tloušťce a počtu listů.

Síla pro překonání tření je částí zatížení pera a poněvadž se tření předpokládá rovnoměrně rozložené po celé délce listu, je ramenem síly:

$$l_r = \frac{l_f}{2}$$

jsou-li listy pravidelně odstupněny:

$$l_{rs} = \frac{l_r}{2} = \frac{l_f}{4}$$

tloušťka listu h je ramenem síly a převod mezi ramenem tření a ramenem síly je:

$$j = \frac{h}{l_{rs}} = \frac{4h}{l_f}$$

síla k překonání tření:

$$P_t = P_c \mu$$

střední třecí síla pro jeden list a ideální trojúhelníkový tvar:

$$P_r = P_c \mu j = P_c \mu \frac{4h}{l_f}$$

pro celé pero s korekcí na tvar listu:

$$P_r = P_c \mu \cdot 4 \cdot h \cdot \frac{x-1}{l_f \cdot x}$$

Součinitel tvaru x závisí na skutečném tvaru pera lišícího se od tvaru ideálně trojúhelníkového.

$x = 2,1$ /dle tab. prof. Petránka/

$\mu = 1,13$ pro válcovaný lehce nama-
zaný povrch.

$$P_r = \frac{\mu \cdot 4h(z-1)}{\left(\frac{L}{2} - \frac{1}{3}m\right) \cdot x} \cdot p$$

$$P_r = \frac{0,13 \cdot 4 \cdot 1 \cdot (11-1)}{\left(\frac{113}{2} - \frac{1}{3}14\right) 2,1} \cdot p$$

$$\underline{P_r = 0,048 p}$$

Účinnost pera:

$$\eta_f = 1 - \frac{4h\mu(z-1)}{\left(\frac{L}{2} - \frac{1}{3}m\right) x}$$

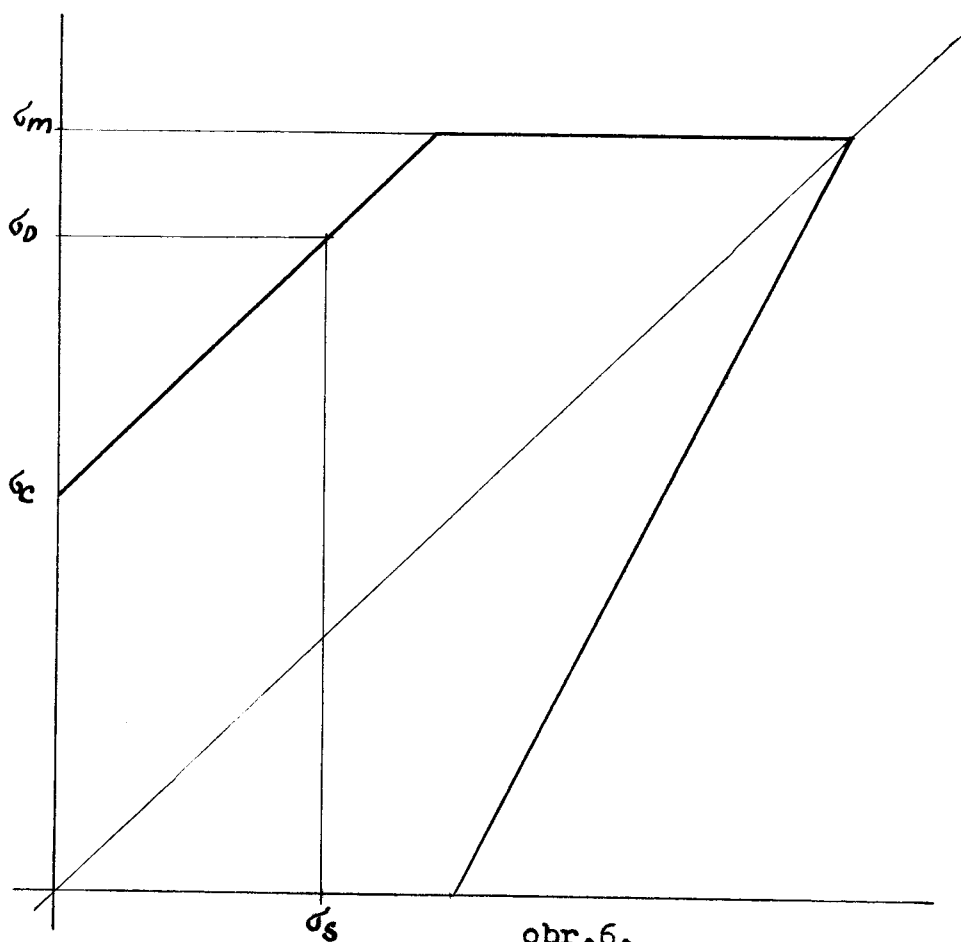
$$\eta_f = 1 - \frac{4 \cdot 1 \cdot 0,13 (11-1)}{2,1 \left(\frac{113}{2} - \frac{1}{3}14\right)}$$

$$\underline{\eta_f = 0,952}$$

Síla na oko pera způsobující průhyb:

$$P_f = P \cdot \eta_f$$

$$\underline{P_f = 0,952 \cdot P}$$



materiál pružin — 14240.7

$\sigma_{pt} = 120 \text{ kp/mm}^2$ - mez pevnosti v tahu

$\sigma_m = 105 \text{ kp/mm}^2$ - mez průtažnosti

$\sigma_e = 54 \text{ kp/mm}^2$ - mez únavy při střídavém ohybu

Předpokládané namáhání:

přední část pružiny: minimum - při brzdění M_B
maximum - při dynamickém zatížení

zadní část pružiny: minimum - statické zatížení
maximum - dynamické zatížení při M_B

1/ Při max. brzdění a přetížení $k = 2$ s ohledem na tření mezi listy. V tomto případě budeme kontrolovat polovinu pružiny uloženou kluzně na podpoře, protože z výpočtu reakcí vidíme, že je mnohem více namáhaná. Kontrolu provedeme v místech T L S a sestavíme tabulku.

$$M_T = R_{Ay} \cdot k \cdot l_f \cdot \eta_f$$

$$M_T = 2090 \cdot 2 \cdot 50,6 \cdot 0,952$$

$$M_T = 201000 \text{ kpcm}$$

$$\sigma_T = \frac{M_T}{W_{red}}$$

$$\sigma_T = \frac{201000}{11,2,18}$$

$$\sigma_T = 8400 \text{ kn/cm}^2$$

Místo	M_0 [kpcm]	W_{red} [cm ³]	σ [kn/cm ²]	σ_D [kn/cm ²]	σ bezpeč.
T	201000	11,2,18	8400	7900	0,94
S	163000	10,2,18	7480	7600	1,02
L	99500	6,2,18	7600	7600	1,00

2/ Při normální jízdě s přetížením $k = 2$

$$M_T = R_{Ay} \cdot k \cdot l_f \cdot \eta_f$$

$$M_T = 1175 \cdot 2 \cdot 53,5 \cdot 0,952$$

$$M_T = 119500 \text{ kpcm}$$

$$\sigma_T = \frac{M_T}{W_{red}}$$

$$\sigma_T = \frac{119500}{11,2,18}$$

$$\sigma_T = 5000 \text{ kn/cm}^2$$

Místo	M_0 [kpcm]	W_{red} [cm ³]	σ [kn/cm ²]	σ_D [kn/cm ²]	σ bezpeč.
T	119500	11,2,18	5000	6000	1,2
S	91600	10,2,18	4220	6000	1,42
L	55800	6,2,18	42,70	6000	1,4

Z tabulek je zřejmé, že v případě, kdy nastane současný maximální ráz a maximální brzdění, namáhání pružiny by překročilo dovolenou mez únavy. Poněvadž tyto okolnosti se vyskytují současně ojediněle, nebylo by na místě volit pružinu s větší nosností. Umístíme proto na rám nad středem pružiny pryžovou narážku, která nám dovolí propérování pružiny maximálně do napřímeného stavu a sama bude přenášet na rám přebytečnou sílu.

Průhyb pera při zatížení $P = 1\,000\text{ kp}$:

$$f_{\eta} = \frac{1000 L^3 \cdot \eta}{x E J}$$

$$f_{\eta} = \frac{1000 \cdot 56,1^3 \cdot 0,952}{2,1 \cdot 22\,000 \cdot 11 \cdot 1,09}$$

$$\underline{f_{\eta} = 2,36\text{ cm}}$$

Konstanta pružiny:

$$\underline{k = 424\text{ kp/cm}}$$

při průhybu $h = 12\text{ cm}$ přenese každá pružina sílu:

$$P = k \cdot h$$

$$P = 12 \cdot 424$$

$$\underline{P = 5\,100\text{ kp}}$$

Statický průhyb pera:

$$f_{\eta_s} = \frac{g}{2} \frac{f_{\eta}}{1000}$$

$$\underline{f_{\eta_s} = 6,7\text{ cm}}$$

Kmitočet pružiny:

$$n = 300 \sqrt{\frac{1}{f_{\eta_s}}}$$

$$n = 300 \sqrt{\frac{1}{6,7}}$$

$$\underline{n = 124\text{ }1/\text{min}}$$

Směr výslednice tečných složek je dán směrem otáčení brzdového bubnu.

V našem případě máme dvě symetrické brzdové čelisti. U první nám složka T_1 napomáhá k rozevírání brzdové čelisti a říkáme jí náběžná. Druhá složka T_2 nám zavírá brzdovou čelist a říkáme jí úběžná. Jelikož máme symetrické uspořádání čelistí, $\rho_1 = \rho_2$.

Směr výslednice V je dán složením sil T a N . Směr a velikost síly V je síla, jakou nám brzdový buben působí na čelisti. Tato výslednice musí být v rovnováze se silami od čepu a klíče brzdy. Doplněním na rovnoběžník určíme sílu na čep O a sílu na klíč brzdy U .

V našem případě máme rozevírání čelistí mechanické, klíčem jehož funkční plochy tvoří evolventa. Aby brzdící účinek obou čelistí byl stejný, musí být každá z obou čelistí rozevírána jinou silou, aby byl překonán opačný účinek sil T .

Získané hodnoty grafickým výpočtem:

$N_1 = 211 \text{ kp}$	$N_2 = 211 \text{ kp}$
$V_1 = 221 \text{ kp}$	$V_2 = 221 \text{ kp}$
$T_1 = 64 \text{ kp}$	$T_2 = 64 \text{ kp}$
$U_1 = 64 \text{ kp}$	$U_2 = 160 \text{ kp}$
$O_1 = 177 \text{ kp}$	$O_2 = 91 \text{ kp}$

Brzdící moment M_B získaný zvolenou silou N :

$$M_B = /T_1 + T_2/$$

$$M_B = /64 + 64/ 227,36$$

$$\underline{M_B = 2\,930 \text{ kpcm}}$$

Skutečný brzdící moment vypočtený pro celý vůz:

$$M_B = 147\,500 \text{ kpcm}$$

poměr

$$k = \frac{M_B}{2M'_B}$$

$$k = \frac{147\,500}{2 \cdot 2\,930}$$

$$\underline{k = 25}$$

Pro určení účinků brzdy musíme znát výsledné reakce čelisti brzdy, tedy také rozložení a velikosti složkových sil.

Pro obložení v mezích úhlů φ_1 a φ_2 je výslednicí radiálních sil tětiva cykloidy $\overline{\varphi_1 \varphi_2} = N$. To je geometrický součet všech elementárních sil dN_φ mezi úhly φ_1 a φ_2 . Protože všechny dílčí síly dN_φ procházejí středem bubnu, tedy i jejich výslednice musí procházet středem bubnu S. Poněvadž mezi cykloidami platí zákon podobnosti, můžeme směr N nalézt na libovolné cykloidě, jejíž osu x dáme do směru dNm , tj. kolmo na SK.

Ke každé síle dN_φ patří na ni kolmá síla:

$$dT_\varphi = f_0 dN_\varphi$$

f_0 je koeficient tření. Z momentové výminky ke středu S plyne:

$$T\rho = \int dT_\varphi \cdot r = r \int dT_\varphi = r \cdot \overline{\varphi_1' \varphi_2'}$$

Z geometrické podobnosti úseče cykloidy plyne:

$$\rho = \frac{\overline{\varphi_1' \varphi_2'}}{T} \cdot r = \frac{\overline{\varphi_1 \varphi_2}}{N} r$$

Výslednice T tečných složek tření je kolmá na N a leží na rameni

$$\rho = \frac{\overline{\varphi_1 \varphi_2} \cdot r}{N}$$

Poměr $\frac{\overline{\varphi_1 \varphi_2}}{N}$ odečteme z cykloidy.

$$\rho = r \frac{\overline{\varphi_1 \varphi_2}}{N}$$

$$\rho = 203 \frac{122 + 113}{210}$$

$$\underline{\rho = 227,36 \text{ mm}}$$

Velikost výslednice T plyne z rovnice:

$$T = N \cdot f_0$$

N vezmeme jako délku tětivy cykloidy

$f_0 = 0,3$ - pro osinkové obložení.

$$T = 210 \cdot 0,3$$

$$\underline{T = 63 \text{ kp}} \quad -21-$$

Hodnoty získané zvolenou silou musíme zvětšit k - krát.

Síly na klíči brzdy: $U_1 = U_1' \cdot k$

$$U_1 = 64 \cdot 25$$

$$\underline{U_1 = 1\,600 \text{ kp}}$$

$$U_2 = U_2' \cdot k$$

$$U_2 = 160 \cdot 25$$

$$\underline{U_2 = 4\,000 \text{ kp}}$$

Skutečná plocha 1 segmentu obložení $S_1 = 282 \text{ cm}^2$ /bez 10ti
nýtových děr/

Měrný tlak na obložení:

$$p = 18,6 \text{ kp/cm}^2$$

Z konstrukčního uspořádání brzdy a brzdového válce vyplývá
velikost páky klíče $l = 210 \text{ mm}$. Síla brzdového válce při tlaku
 $p = 4,5 \text{ atp}$ je $P = 290 \text{ kp}$.

$$M_p = P \cdot l$$

$$M_p = 290 \cdot 21$$

$$\underline{M_p = 6\,100 \text{ kpcm}}$$

Z tohoto momentu páky klíče se stanoví rameno klíče, jehož
funkční plocha je tvořena evolventou. Poloměr tvořící kružnice
evolventy je ramenem klíče.

$$r_e = \frac{M_h}{u_1 + u_2}$$

$$r_e = \frac{6\,100}{1600 + 4000}$$

$$\underline{r_e = 10,9 \text{ mm}}$$

Z konstrukčních důvodů volíme $r_e = 10 \text{ mm}$.

Rozměrový nákres nápravy - viz příloha.

- 1) Uvažujeme sílu, kdy vnější kolo dvojmontáže narazí na překážku, při přetížení $k = 2$, za současného maximálního brzdění při M_B na mezi smyku.

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad K = k \cdot R$$

$$R = \sqrt{3000^2 + 4700^2} \quad M_0 = K \cdot l$$

$$R = 5560 \text{ kN} \quad M_B = 83500 \text{ kNcm}$$

Pro 1 kolo $R = 2780 \text{ kN}$

Místo	M_0 [kNcm]	W_0 [cm ³]	σ_0 [kN/cm ²]	σ_{0D} [kN/cm ²]	δ_0	M_B [kNcm]	W_k [cm ³]	τ_k [kN/cm ²]	τ_{kD} [kN/cm ²]	δ_k	δ
1.	97400	45	2160	3000	1,39						1,39
2.	111200	51	2180	3000	1,38						1,38
3.	175500	126	1390	3000	2,16	83500	262	332	1400	4,22	1,81
4.	192000	133	1440	3000	2,08	83500	266	314	1400	4,46	1,74
5.	245000	135	1815	2420	1,37	83500	470	178	1100	6,18	1,28
6.	245000	139	1760	2340	1,33						1,33
7.	245000	148	1655	2500	1,51						1,51

celková bezpečnost $\frac{1}{\delta} = \sqrt{\left(\frac{1}{\delta_0}\right)^2 + \left(\frac{1}{\delta_k}\right)^2}$

Výpočet W_0 a W_k :

moment setrvačnosti: $J = 2\pi \int_0^r r^3 dr$ $W_k = \frac{J}{r_2}$ $W_0 = \frac{1}{2} W_k$

pro mezikruhový průřez: $W_k = \frac{\pi}{16} (d_2^3 - \frac{d_1^4}{d_2})$

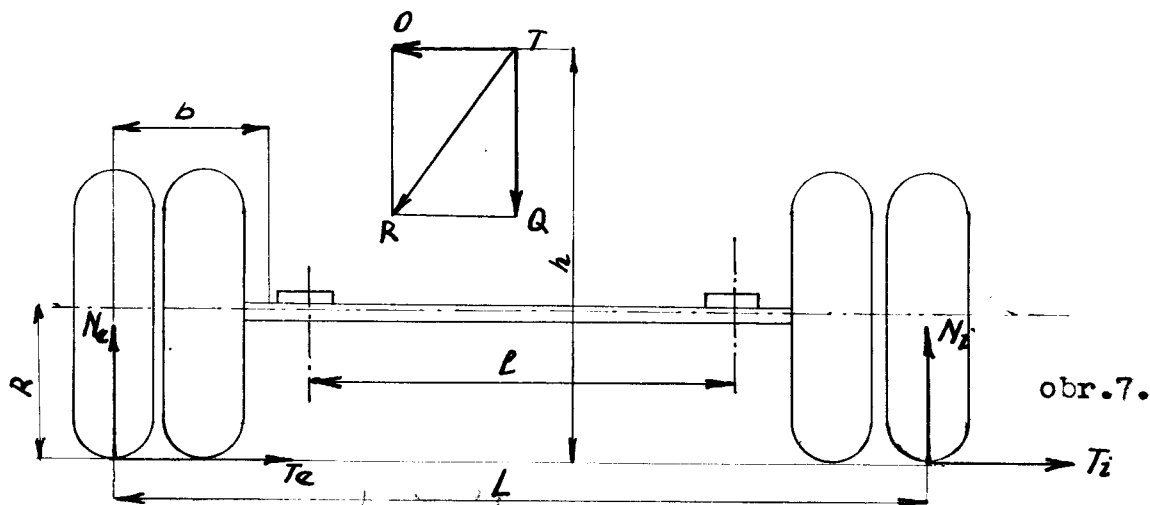
$$W_0 = \frac{\pi}{8} (d_2^3 - \frac{d_1^4}{d_2})$$

pro plný průřez: $W_k = \frac{\pi}{16} d^3$

$$W_0 = \frac{\pi}{8} d^3$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0}$$

2/ Od současného rázu a stranního smyku.

Uvažujeme případ, kdy vůz je právě na mezi stranního smyku, tedy že v těžišti hmoty nad nápravou působí právě odstředivá síla

rovná: $Q = Q \cdot f$

$$L = 1\,920 \text{ mm}$$

$$h = 1\,220 \text{ mm}$$

$$l = 870 \text{ mm}$$

Síly na kola: na vnější kolo:

$$N_e = \frac{Q}{2} + Q \cdot f \cdot \lambda \quad - \text{normální síla}$$

$$T_e = \left(\frac{Q}{2} + Q \cdot f \cdot \lambda \right) \cdot f \quad - \text{tečná síla}$$

na vnitřní kolo:

$$N_i = \frac{Q}{2} - Q \cdot f \cdot \lambda \quad - \text{normální síla}$$

$$T_i = \left(\frac{Q}{2} - Q \cdot f \cdot \lambda \right) \cdot f \quad - \text{tečná síla}$$

Ohybový moment v místě b:

$$M_{e,i} = N_{e,i} \cdot b \mp T_{e,i} \cdot R$$

$$M_{e,i} = \left(\frac{Q}{2} \pm Q \cdot f \cdot \lambda \right) b \mp \left(\frac{Q}{2} \pm Q \cdot f \cdot \lambda \right) f \cdot R$$

$$M_{e,i} = Q \left[\frac{1}{2} b \pm b f \lambda \mp \frac{1}{2} f R - f^2 R \lambda \right]$$

$$M_{e,i} = Q \cdot A_{e,i}$$

$$\text{kde } A_{e,i} = \frac{1}{2} b \pm b f \lambda \mp \frac{1}{2} f R - f^2 R \lambda$$

Hodnota A je parabolickou funkcí f . Maximální namáhání v určitém místě nemusí být při $f = 0,6$, ale může být při jiné hodnotě f .

Hodnotu f_{max} pro určité místo b vypočítáme, položíme-li první derivaci funkce $\frac{dA}{df} = 0$, a vypočítanou hodnotu dosadíme do rovnice M.

$$\frac{dA}{df} = \pm \lambda b \mp \frac{1}{2} R - 2fR\lambda = 0$$

$$f_{max} = \frac{\pm \lambda b \mp \frac{1}{2} R}{2R\lambda}$$

Překročí-li f_{max} hodnotu $f_{skut.}$, bereme pro výpočet $f_{skut.}$, protože by nastal smyk. Ještě může nastat nepříznivý případ pro pevnostní výpočet nápravy, na mezi převrácení. Vypočítáme, jaké hodnoty $f_{pr.}$ by bylo zapotřebí, aby došlo k převrácení vozu.

$$N_i = \frac{Q}{2} - Qf\lambda = 0$$

$$f_{pr.} = \frac{1}{2\lambda}$$

$$f_{pr.} = \frac{1}{2,0635}$$

$$f_{pr.} = 0,783$$

$$f_{pr.} > f_{skut.}$$

Pro další výpočet $f_{pr.}$ nepřipadá v úvahu, protože dříve než došlo k převrácení vozu, nastal by smyk po vozovce.

Průřez I

$$f_{max} = \frac{\pm \lambda b \mp \frac{1}{2} R}{2R\lambda}$$

$$f_{max} = \frac{\pm 0,635 \cdot 17,5 \mp \frac{1}{2} \cdot 48,4}{2 \cdot 48,4 \cdot 0,635}$$

$$f_{max} = -0,213$$

Maximální namáhání v místě I je při $f_{max} = -0,213$, tj. na vnitřním kole.

$$M_{xi} = kQ \left(\frac{1}{2} b - b f \lambda + \frac{1}{2} f R - f^2 R \lambda \right)$$

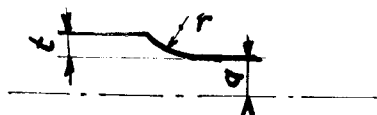
$$M_{xi} = 2,5900 \left(\frac{1}{2} \cdot 17,5 - 17,5 \cdot 0,213 \cdot 0,635 + \frac{1}{2} \cdot 0,213 \cdot 48,4 - 0,213^2 \cdot 48,4 \cdot 0,635 \right)$$

$$M_{xi} = 103700 \text{ kPa}\cdot\text{m}$$

Tento postup budeme opakovat v průřezech I - VII a sestavíme tabulku.

Níslo	M_0 [kp·cm]	W_0 [cm ³]	σ_{dyn} [kp/cm ²]	σ_{stat} [kp/cm ²]	σ_{D1}^* [kp/cm ²]	σ_{D2}^* [kp/cm ²]	σ
1.	103700	45	2320	1160	3100	3000	1,29
2.	114400	51	2250	1125	3100	3000	1,33
3.	187800	126	1490	745,0	3100	3000	2,01
4.	199300	133	1500	750,0	3000	3000	2,00
5.	260000	135	1100	560	2420	2420	2,18
6.	260000	139	1870	935	2500	2340	1,25
7.	260000	148	1760	880	2500	2500	1,45

Namáhání s ohledem na vrub.



obr. 8.

z poměrů $\frac{t}{r}$; $q \frac{a}{r}$; nalezneme z tabulek α_v

$$\sigma_{D2}^* = \frac{\sigma_m}{\alpha_v}$$

Použitý materiál: 1 - 4 — 11523

mez průtažnosti

$$\sigma_{kt} = 34 \text{ kp/mm}^2$$

mez únavy

$$\sigma_c = 28,5 \text{ kp/mm}^2$$

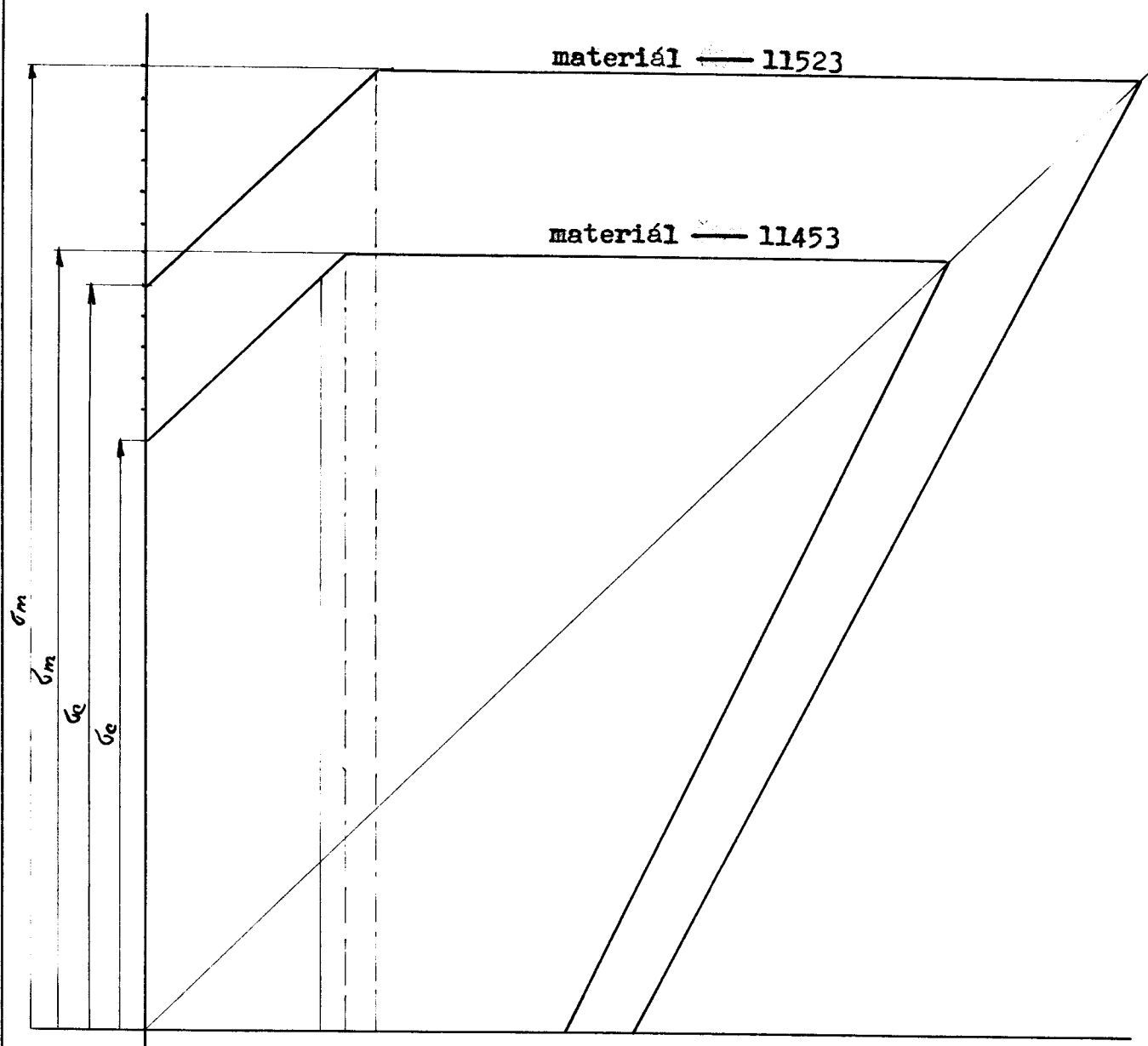
5 - 7 — 11453

mez průtažnosti

$$\sigma_{kt} = 27 \text{ kp/mm}^2$$

mez únavy

$$\sigma_c = 22 \text{ kp/mm}^2$$



obr.9.

Materiál — 11523
 = 24 kp/mm² - mez únavy při střídavém ohybu
 = 31 kp/mm² - mez průtažnosti
 — 11453
 = 19 kp/mm² -
 = 25 kp/mm²

Podle jízdních vlastností předpokládáme, že se namáhání nápravy pohybuje v mezích statického a dynamického zatížení.

VŠST
Liberec

Výpočet nalisovaného spoje brzdového
nosníku.

Mrkvička A.
DS

Materiál nosníku — 42Z710.1

$\sigma_{kt} = 35 \text{ kp/mm}^2$ - mez průtažnosti

$l = 11 \text{ cm}$ - délka spoje

$d = 10,5 \text{ cm}$ - průměr čepu

$f = 0,2$ - součinitel odporu tření

Ve spoji musí být minimální tlak:

$$p_{min} > \frac{2 M_B}{\pi d^2 l f}$$

z tabulek:

$$\mu_1 = 0,3$$

$$\mu_2 = 0,2$$

$$p_{min} > \frac{2 \cdot 86500}{\pi \cdot 10,5^2 \cdot 11 \cdot 0,2}$$

$$p_{min} > 228 \text{ kp/cm}^2$$

Nalisovaný spoj má přenášet kroutící moment od brzd

$M_B = 86500 \text{ kp cm}$.

Volená tolerance H 7/u 6

$$105 \text{ H } 7 = 105 + \begin{matrix} 35 \\ 0 \end{matrix}$$

$$105 \text{ u } 6 = 105 + \begin{matrix} 166 \\ 144 \end{matrix}$$

minimální přesah = 0,109 mm

maximální přesah = 0,166 mm

Tlak ve spoji při minimálním přesahu:

$$p_{min} = \frac{\Delta d_1}{d_1 \left(\frac{1 - \mu_1}{E_1} + \frac{\mu_2 + \mu_1}{E_2} \right)}$$

$$p_{min} = \frac{0,0109}{10,5 \left(\frac{1 - 0,3 + 4,56 + 0,2}{2,1 \cdot 10^6} \right)}$$

$$p_{min} = 402 \text{ kp/cm}^2$$

Tlak ve spoji při maximálním přesahu:

$$p_{max} = \frac{0,0166}{10,5 \frac{1 - 0,3 + 4,65 + 0,2}{2,1 \cdot 10^6}} = 630 \text{ kp/cm}^2$$

Maximální dovolený tlak na náboj nosníku:

$$p_{max \text{ dov.}} = \frac{\sigma_F}{C+1} = \frac{3500}{4,56+1} = 630 \text{ kp/cm}^2$$

Skutečný plošný tlak musí být v mezích:

$$p_{min} < p_{max} < p_{max \text{ dov}}$$

$$228 < 402 < 610 < 630$$

Spoj vyhovuje.

$$v \geq 0,008/\sqrt{d}$$

v - montážní vůle

$$v \geq 0,008/\sqrt{105}$$

$$v \geq 0,0816 \text{ mm}$$

$$t_n = t_p + \frac{\Delta d_{\max} + v}{\alpha_n d}$$

$$t_n = 20 + \frac{0,166 + 0,0816}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 105}$$

$$t_n = 217^\circ \text{C}$$

$\alpha_n = 12 \cdot 10^{-6} \text{ cm/}^\circ\text{C}$ - součinitel tepelné roztažnosti vnější části

α_n - součinitel tepelné roztažnosti nosníku

t_p - teplota vnitřní součásti

t_n - teplota vnější součásti

Pro volné nasunutí je třeba brzdový nosník ohřát o 196°C .

Kontrola svaru

Svar musí přenášet krouticí moment $M_B = 86\,500 \text{ kp cm}$.

E 5233 - použitá elektroda

$\sigma_t = 52 \text{ kp/mm}^2$ - mez pevnosti v tahu

$\sigma_{kt} = 38 \text{ kp/mm}^2$ - mez průtažnosti

$\tau_{\text{dov}} = 24,7 \text{ kp/mm}^2$ - dovolené namáhání ve smyku

Svar je schopen přenášet krouticí moment:

$$M_K = \tau d^2 t \tau_{\text{dov}}$$

$$M_K = \tau \cdot 11,5^2 \cdot 0,5 \cdot 24,70$$

$$M_K = 510\,000 \text{ kp cm}$$

bezpečnost: $\sigma = \frac{M_K}{M_B} = \frac{510\,000}{86\,500} = 5,9$

Svar vyhovuje.

Maximální rychlost vozidla $v = 50 \text{ km/hod}$

Maximální počet otáček $n_{\max} = \frac{1000 \cdot v}{60 \pi d}$

počet pneumatik $d, 25-20 \text{ c HD}$

$$n_{\max} = 274 \text{ ot/min}$$

uvažovaná boční síla $K_A = 300 \text{ kN}$

z konstrukčního uspořádání $F_{rI} = 1140 \text{ kN}$

$$F_{rII} = 1960 \text{ kN}$$

pro kuželíková ložiska $X_I = X_{II} = 0,7$

30311, 30315 z tabulek $Y_I = Y_{II} = 1,8$

Návěs se bude pohybovat pouze plně naložený, proto proměnlivé zatížení $F_s = F_r$

Ekvivalentní
zatížení

$$P_I = X_I F_{rI} + Y_I \left(K_A + \frac{F_{rII}}{2 Y_{II}} \right)$$

$$P_I = 0,7 \cdot 1140 + 1,8 \left(300 + \frac{1960}{2 \cdot 1,8} \right)$$

$$P_I = 2308 \text{ kN}$$

$$P_{II} = X_{II} F_{rII} + Y_{II} \left(K_A + \frac{F_{rI}}{2 X_I} \right)$$

$$P_{II} = 0,7 \cdot 1960 + 1,8 \left(300 + \frac{1140}{2 \cdot 1,8} \right)$$

$$P_{II} = 2502 \text{ kN}$$

Hodinová trvanlivost ložisek

L - trvanlivost v mil. otáček

C - základní dynamická únosnost (z tabulek)

P - ekvivalentní zatížení

$$L_h = \left(\frac{C_I}{P_I} \right)^3 \frac{1000000}{60n}$$

— 30311:

$$L_h = \left(\frac{9150}{2308} \right)^3 \frac{1000000}{60 \cdot 274} = 3780 \text{ hod}$$

$$s = L_h \cdot v = 3780 \cdot 50 = 189000 \text{ km}$$

— 30315:

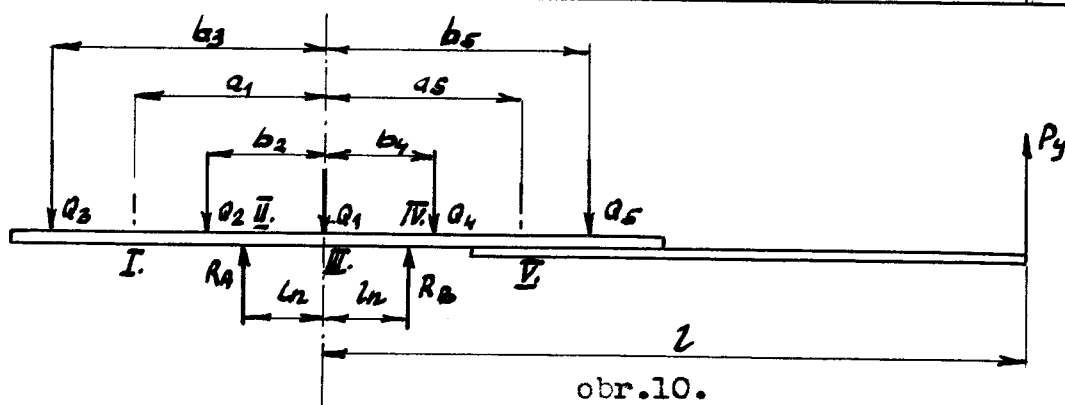
$$L_h = \left(\frac{16000}{2502} \right)^3 \frac{1000000}{60 \cdot 274} = 3880 \text{ hod}$$

$$s = L_h \cdot v = 3880 \cdot 50 = 194000 \text{ km}$$

Hodinová trvanlivost ložiska 30311 odpovídá ujeté dráze minimálně 189 000 km s plně naloženým návěsem.

Hodinová trvanlivost ložiska 30315 odpovídá ujeté dráze minimálně 194 000 km s plně naloženým návěsem.

Podle vyhlášky MD 119/62 Sb. jednonápravový přívěs má mít životnost 130 000 km.



obr. 10.

Při pevnostní kontrole rámu, s přihlédnutím na jeho konstrukci, budeme vycházet z předpokladu, že jsou na rámu 3 nebezpečné průřezy, které budeme kontrolovat:

- 1/ místa nad uchycením pružin
- 2/ oj v místě ukončení rámu
- 3/ pro kontrolu ve dvou obecných místech

$Q_1 = 1\,500\text{ kp}$	$b_1 = 0$
$Q_2 = 1\,600\text{ kp}$	$b_2 = 112\text{ cm}$
$Q_3 = 200\text{ kp}$	$b_3 = 182\text{ cm}$
$Q_4 = 1\,600\text{ kp}$	$b_4 = 63\text{ cm}$
$Q_5 = 1\,000\text{ kp}$	$b_5 = 152\text{ cm}$
	$a_1 = 150\text{ cm}$
	$a_5 = 150\text{ cm}$
	$k = 2$

1/ Kontrola při normální jízdě a rázu $k = 2$.

$R_A = 2\,934\text{ kp}$	
$R_B = 2\,826\text{ kp}$	$l_n = 58,1\text{ cm}$
$P_y = 140\text{ kp}$	$l = 360\text{ cm}$

Podle uvedeného vzorce spočítáme ohybové momenty v místech 1 - 5 a sestavíme tabulku:

Místo	M_0 [kNcm]	W_0 [cm ³]	σ_0 [kN/cm ²]	σ_{00} [kN/cm ²]	σ
1	12800	210,0	610	3400	5,58
2	222600	156,4	1365	3400	2,49
3	76800	156,4	492	3400	6,9
4	119400	156,4	764	3400	4,46
5	54800	210,0	199	3400	17,1
6	44400	156,4	274	3400	12,4

2/ Kontrola při maximálním brzdění a rázu $k = 2$

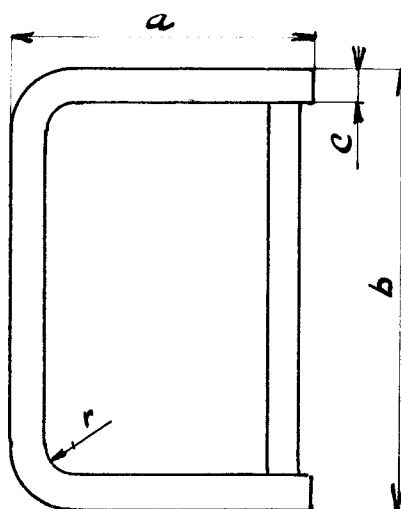
$$R_A = 2\,090\text{ kp}$$

$$R_B = 260\text{ kp}$$

$$P_y = 1\,200\text{ kp}$$

Místo	M_0 [kNcm]	W_0 [cm ³]	σ_0 [kN/cm ²]	σ_{00} [kN/cm ²]	σ
1	1280	210,0	610	3400	5,58
2	222600	156,4	1365	3400	2,49
3	183400	156,4	1205	3400	2,82
4	488000	210,0	3110	3400	1,2
5	500000	210,0	2380	3400	1,43
6	384000	156,4	2460	3400	1,38

Pevnostně rám vyhovuje s dostatečnou bezpečností, pouze v místě 4 vychází bezpečnost 1,2. Tento nedostatek lze zdůvodnit tím, že byly uvažovány nejhorší okolnosti, které se v praxi zřídka vyskytují současně. M_{max} a $k = 2$

Moment setrvačnosti průřezu:

obr.11.

$$J_s = 2 \int_0^{\frac{b}{2}-c} c x^2 dx$$

$$J_s = \left[\frac{2}{3} c x^3 \right]_0^{\frac{b}{2}-c}$$

$$J_h = 2 c a \left(\frac{b}{2} - \frac{c}{2} \right)^2$$

Modul odporu v ohybu:

pro: $a = 80 \text{ mm}$
 $b = 120 \text{ mm}$
 $c = 8 \text{ mm}$

bez výztuhy: $W = \frac{J_s + J_h}{\frac{b}{2}} = 79,3 \text{ cm}^3$

$$W_s = W - 15\% W = 67,3$$

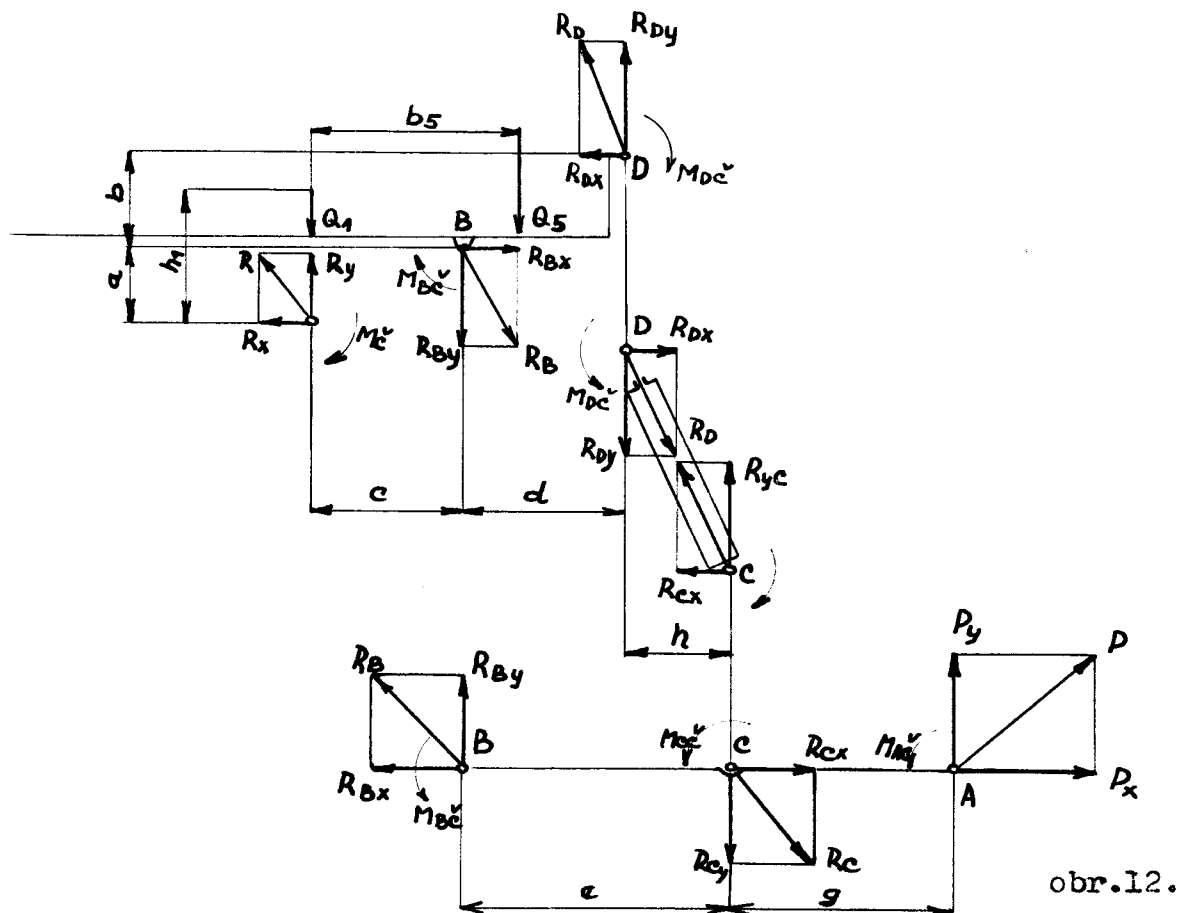
s výztuhou: $W = \frac{2J_s + J_h}{\frac{b}{2}} = 92 \text{ cm}^3$

$$W_s = W - 15\% W = 79,2 \text{ cm}^3$$

Vypočtený modul odporu v ohybu pro $r = b$ nutno zmenšit o 15 % na zaoblení hran a výrobní tolerance materiálu.

Na rám je použitý materiál — 11523:

$$\sigma_{kt} = 34 \text{ kN/cm}^2 - \text{minimální mez průtažnosti}$$



$Q_1 = 1\,500\text{ kp}$	$a = 28\text{ cm}$	$e = 158\text{ cm}$	$h_5 = 73\text{ cm}$
$Q_5 = 1\,000\text{ kp}$	$b = 70\text{ cm}$	$g = 112\text{ cm}$	$b_5 = 152\text{ cm}$
$R_x = 134,5\text{ kp}$	$c = 90\text{ cm}$	$h = 40\text{ cm}$	$f_\chi = 0,15$
$R_y = 2\,060\text{ kp}$	$d = 118\text{ cm}$	$h_1 = 33\text{ cm}$	$r_\chi = 1,5\text{ cm}$

Síla, kterou musí vyvinout pneumatický válec, bude závislá na: souřadnici x těžiště od osy otáčení

celkové váze rámu a nákladu

odporu valení kol

čepovém tření kloubů mechanismu

Je-li vůz plně naložen:

$$M_S = Q_4 b_4 + Q_5 b_5 - Q_2 b_2 - Q_3 b_3$$

$$M_S = 52\,600\text{ kp cm}$$

Je-li na voze pouze Q_5 : $M_S = Q_5 b_5$

$$M_S = 152\ 000\ \text{kp cm}$$

Z tohoto předběžného výpočtu vyplývá, že síla ve válci bude maximální, budeme-li sklápět plošinu, kdy na voze bude pouze přídatné zařízení Q_5 . Pro tento případ provedeme přesný výpočet.

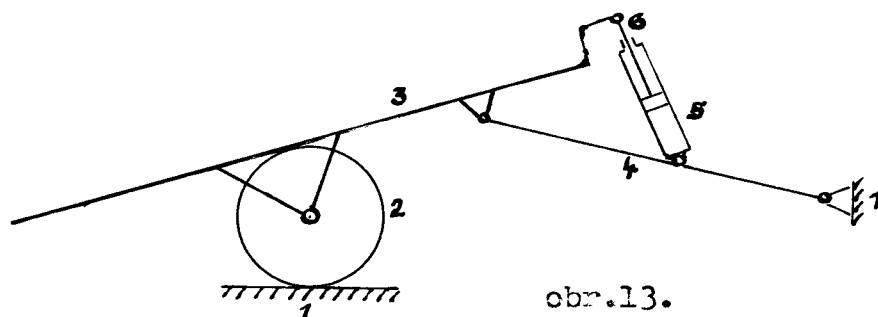
Výpočet stupňů volnosti:

$$i = 3/n - 1/ - 2/r + p + v/$$

$$i = 3/6 - 1/ - 2/5 + 1 + 1/$$

$$\underline{i = 1^0}$$

Popis: Soustava má jeden stupeň volnosti, je to tedy mechanismus. Členy 5, 6 tvoří pneumatický válec, který je ovladatelný tlakem vzduchu ze samostatného vzduchojemu o obsahu 60 l. Vzduch je do vzduchojemu dodáván za jízdy z kompresoru tažného vozidla. Sklápění plošiny vozu pomocí pneumatického válce je voleno z toho důvodu, poněvadž je tento podvozek konstruován speciálně pro vojenské účely, kde tažným vozidlem je Praga V 3 S. Regulace rychlosti sklápění je řízena škrtícím ventilem na výfuku vzduchu. V případě, kdy těžiště celkového nákladu přejde při sklápění na opačnou stranu nápravy, je rychlost sklápění plošiny tlumena dvěma pákovými hydraulickými tlumiči souměrně umístěnými na obou podélnicích rámu.



obr.13.

Rovnice:

$$P_x - R_x = 0$$

$$P_y + R_y - Q_1 - Q_5 = 0$$

$$M_S \dots dP_x - lP_y + Q_5 b_5 + M_c^v = 0$$

$$R_x - T = 0$$

$$N - G - R_y = 0$$

$$M_S \dots rT - M_c^v - Ne = 0$$

Řešení:

$$R_y = \frac{-M_c^v - Q_5 b_5 - \frac{d}{r}(M_c^v + eG) + l(Q_1 + Q_5)}{\frac{de}{r} + l}$$

$$R_y = \frac{-74 - 1000 \cdot 152 - \frac{28,6}{48,4}(74 + 2,42 \cdot 600) + 360(1500 + 1000)}{\frac{28,6 \cdot 2,42}{48,4} + 360}$$

$$\underline{R_y = 2060 \text{ kN}}$$

$$P_y = Q_1 + Q_5 - R_y$$

$$P_y = 1000 + 1500 - 2060$$

$$\underline{P_y = 440 \text{ kN}}$$

$$N = G + R_y$$

$$N = 600 + 2060$$

$$\underline{N = 2660 \text{ kN}}$$

$$T = \frac{M_c^v + Ne}{r}$$

$$T = \frac{74 + 2660 \cdot 2,42}{48,4}$$

$$\underline{T = 134,5 \text{ kN}}$$

$$\underline{R_x = T = P_x = 134,5 \text{ kN}}$$

Rovnice:

$$M_G \dots M_{A\check{c}} + M_{B\check{c}} + M_{D\check{c}} + R_{Bx}a + R_{By}c - R_{Dx}b - R_{Dy}(c+d) + Q_5b_5 = 0$$

$$M_B \dots M_{A\check{c}} + M_{C\check{c}} + M_{B\check{c}} + R_{Cy}g - R_{By}(e+g) = 0$$

$$M_D \dots R_{Cx}h - R_{Cy}h + M_{D\check{c}} - M_{C\check{c}} = 0$$

$$R_{Cy} - R_{Dy} = 0$$

$$P_y + R_{By} - R_{Cy} = 0$$

$$P_x + R_{Cx} - R_{Bx} = 0$$

Pro zjednodušení výpočtu stanovíme momenty čepového tření podle předpokládaných sil, koeficientu čepového tření a poloměru čepového tření.

předpoklad:

$$P = 460 \text{ kN}$$

$$R_C = 800 \text{ kN}$$

$$R_B = 400 \text{ kN}$$

$$r_{C\check{c}} = 1,5 \text{ cm}$$

$$f_{C\check{c}} = 0,15$$

$$M_{A\check{c}} = P \cdot r_{C\check{c}} \cdot f_{C\check{c}}$$

$$M_{A\check{c}} = 107 \text{ kNcm}$$

$$M_{D\check{c}} = 180 \text{ kNcm}$$

$$M_{B\check{c}} = 90 \text{ kNcm}$$

$$M_{C\check{c}} = 180 \text{ kNcm}$$

řešení:

$$R_{By} = \frac{[M_{A\check{c}} + M_{C\check{c}} + M_{B\check{c}}] \left[\frac{ah}{bg} - \frac{h}{g} - \frac{c+d}{g} \right] - [M_{C\check{c}} + M_{B\check{c}} + M_{D\check{c}}] - P_x a - Q_5 b_5}{\frac{e+g}{g} \left[\frac{ah}{b} - h - c - d \right] + c}$$

$$R_{By} = \frac{[107 + 180 + 90] \left[\frac{28,40}{70,118} - \frac{40}{112} - \frac{90 + 118}{112} \right] - [74 + 90 + 180] - 134,5 \cdot 28 - 152000}{\frac{158 + 112}{112} \left[\frac{28,40}{70} - 40 - 90 - 118 \right] + 90}$$

$$\underline{R_{By} = 331 \text{ kN}}$$

$$R_{Dy} = \frac{1}{g} [R_{By}(e+g) - M_{Ac} - M_{cc} - M_{Bc}]$$

$$R_{Dy} = \frac{1}{112} [331(158 + 112) - 107 - 180 - 90]$$

$$\underline{R_{Dy} = 794 \text{ kp}}$$

$$R_{Dx} = R_{Dy} \frac{h}{b}$$

$$R_{Dx} = 794 \frac{40}{70}$$

$$\underline{R_{Dx} = 454 \text{ kp}}$$

$$R_{Bx} = P_x + P_{ax}$$

$$R_{Bx} = 134,5 + 454$$

$$\underline{R_{Bx} = 588,5 \text{ kp}}$$

Výpočet výsledných sil:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$$

$$P = \sqrt{134,5^2 + 440^2}$$

$$\underline{P = 460 \text{ kp}}$$

$$R_c = \sqrt{454^2 + 794^2}$$

$$\underline{R_c = 915 \text{ kp}}$$

$$R_B = \sqrt{588,5^2 + 331^2}$$

$$\underline{R_B = 668 \text{ kp}}$$

$$\underline{R_D = 915 \text{ kp}}$$

Pneumatický válec musí překonávat sílu $R_c = 915 \text{ kp}$.
Při tlaku $p = 6 \text{ atp}$ je schopen válec vyvodit sílu 1 250 kp dle
prospektů výrobce. Z uvedeného výpočtu vyplývá, že válec vyhovuje
pro všechny případy.

Ústrojí automobilů: Prof. inž. Jan Petránek
Technická mechanika: Prof inž. Josef Šrejtr
Části strojů: Prof. inž. Dr. Alfred Bolek
Valivá ložiska: inž. Jan Fröhlich a Josef Motzka
Pružnost a pevnost: prof. inž. Cyril Höschel

Při vypracování diplomní práce jsem se snažil vyřešit všechny závažné problémy tak, aby bylo vyhověno požadovaným parametrům přívěsu i možnostem výroby.

Upevnění vozíku a přídavného zařízení na plošinu přívěsu jsem řešil pouze schematicky z toho důvodu, že mi byly známy pouze základní parametry / celková předpokládaná váha, výška, rozteče a rozvor kol/. Vozík bude třeba upevnit kotvicími šrouby podle jeho konstrukčního provedení .