

OBLICZENIA SPRZĘŻENIA CIERNEGO

1. Dane wejściowe do obliczeń:

Udźwig nominalny:	$Q := 1000 \cdot \text{kg}$	
Masa kabiny, ramy i osprzętu:	$P := 930 \cdot \text{kg}$	
Masa przeciwwagi:	$P_b := 1380 \cdot \text{kg}$	
Prędkość nominalna:	$v := 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	
Wysokość podnoszenia:	$H_p := 7.7 \cdot \text{m}$	
Średnica koła cierneego:	$D := 520 \cdot \text{mm}$	
Średnica liny nośnej:	$d := 10 \cdot \text{mm}$	
Liczba lin nośnych:	$n_s := 5$	
Współczynnik przełożenia linowego:	$r := 2$	
Masa jednostkowa liny nośnej:	$\theta := 0.35 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}}$	
Kąt opasania:	$\alpha := 180 \cdot \text{deg}$	
Kąt rowka (klinowy podcięty):	$\gamma := 36 \cdot \text{deg}$	
Kąt podcięcia rowka:	$\beta := 105 \text{deg}$	
Masa jednostkowa kabla zwisowego:	$m_{kz} := 0.513 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$	
Ilość kabli zwisowych:	$n_t := 3$	
Masa koła linowego na przeciwwadze:	$m_{kP} := 12 \text{kg}$	
Średnica koła linowego na przeciwwadze:	$D_{kP} := 400 \text{mm}$	
Liczba kół linowych na przeciwwadze:	$n_{kP} := 1$	
Masa koła linowego na kabinie:	$m_{kK} := 12 \text{kg}$	
Średnica koła linowego na kabinie:	$D_{kK} := 400 \text{mm}$	
Liczba kół linowych na kabinie:	$n_{kK} := 2$	
Siła tarcia na prowadn. kabinowych (dla P):	$F_{tP} := 0.025Q \cdot g$	$F_{tP} = 245 \text{ N}$
Siła tarcia na prowadn. kabinowych (dla P+Q):	$F_{tPQ} := 0.05Q \cdot g$	$F_{tPQ} = 490 \text{ N}$
Siła tarcia na prowadn. przeciwwagi:	$F_{tPb} := 0.01 \cdot P_b \cdot g$	$F_{tPb} = 135 \text{ N}$

2. Założenia podstawowe:

Zgodnie z normą PN/EN-81.1 obliczenia sprawdzające zostały wykonane dla następujących czterech przypadków:

- załadunek kabiny - w dolnej części szybu;
- hamowanie awaryjne - kabiny obciążonej udźwigiem nominalnym w dolnej części szybu
- hamowanie awaryjne - pustej kabiny jadącej do góry w górnej części szybu
- zablokowanie kabiny - posadowienie przeciwwagi na zderzakach i próby jazdy kabiny do góry.

3. Załadunek kabiny - przypadek [a]

3.1 Siły w linie po obu stronach koła ciernego:

$$T_{1a} := \left(\frac{P + 1.25 \cdot Q}{r} + n_s \cdot \theta \cdot H_p \right) \cdot g - \frac{F_{tPQ}}{r} \quad T_{1a} = 10576 \text{ N}$$

$$T_{2a} := \frac{P_b}{r} \cdot g + \frac{F_{tPb}}{r} \quad T_{2a} = 6834 \text{ N}$$

3.2 Pozorny współczynnik tarcia.

Rowek klinowy podcięty

$$\begin{aligned} \gamma &= 36 \cdot \text{deg} \\ \beta &= 105 \cdot \text{deg} \end{aligned} \quad f_a := 4 \cdot \mu_a \cdot \frac{\left(1 - \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \right)}{\pi - \beta - \sin(\beta)} \quad f_a = 0.241$$

gdzie : $\mu_a = 0.1$ - współczynnik tarcia - w warunkach załadunku

3.3 Sprawdzenie warunku cierności dla załadunku kabiny - przypadek [a]

$$\frac{T_{1a}}{T_{2a}} = 1.55 < e^{f_a \cdot \alpha} = 2.13 \quad \textbf{warunek spełniony}$$

4. Hamowanie awaryjne (kabina z udźwigiem nominalnym w dolnej części szybu) - przypadek [b]

Masowy moment bezwładności koła linowego na kabinie:

$$J_{DK} := \frac{m_{kK} \cdot \left(\frac{D_{kK}}{2} \right)^2}{2} \quad J_{DK} = 0.24 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{kg}$$

Masa zredukowana koła linowego na kabinie:

$$m_{DK} := \frac{J_{DK}}{\left(\frac{D_{kK}}{2} \right)^2} \quad m_{DK} = 6 \text{ kg}$$

Masowy moment bezwładności koła linowego na przeciwwadze:

$$J_{DP} := \frac{m_{kP} \cdot \left(\frac{D_{kP}}{2} \right)^2}{2} \quad J_{DP} = 0.24 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{kg}$$

Masa zredukowana koła linowego na przeciwwadze:

$$m_{DP} := \frac{J_{DP}}{\left(\frac{D_{kP}}{2}\right)^2} \quad m_{DP} = 6 \text{ kg}$$

4.1 Siły w linii po obu stronach koła ciernego.

$$T_{1b} := \left[\frac{(P + Q)}{r} \right] \cdot (g + a) + (n_s \cdot \theta \cdot H_p) \cdot (g + r \cdot a) + (m_{DK} \cdot n_{kK}) \cdot a - \frac{F_{tPQ}}{r} \quad T_{1b} = 9852 \text{ N}$$

$$T_{2b} := \frac{P_b}{r} \cdot (g - a) - (m_{DP} \cdot n_{kP}) \cdot a + \frac{F_{tPb}}{r} \quad T_{2b} = 6486 \text{ N}$$

gdzie: $a = 0.5 \cdot \frac{m}{s^2}$ w przypadku normalnym

4.2 Pozorny współczynnik tarcia

$$f_b := 4 \cdot \mu_b \cdot \frac{\left(1 - \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)}{\pi - \beta - \sin(\beta)} \quad f_b = 0.219$$

gdzie $\mu_b = \frac{0.1}{1 + \left(v \cdot \frac{r}{10}\right) \cdot \left(\frac{s}{m}\right)}$ w warunkach awaryjnego hamowania $\mu_b = 0.09$

4.3 Sprawdzenie warunku cierności dla hamowania awaryjnego -
przypadek [b]

$$\frac{T_{1b}}{T_{2b}} = 1.52 < e^{f_b \cdot \alpha} = 1.99 \quad \textbf{warunek spełniony}$$

5. Hamowanie awaryjne (pusta kabina w górnej części szybu) - przypadek [c]

5.1 Siły w linii po obu stronach koła ciernego.

$$T_{1c} := \frac{P + 0.5 H_p \cdot n_t \cdot m_{kz}}{r} \cdot (g - a) - (m_{DK} \cdot n_{kK}) \cdot a + \frac{F_{tP}}{r} \quad T_{1c} = 4472 \text{ N}$$

$$T_{2c} := \frac{P_b}{r} \cdot (g + a) + (n_s \cdot \theta \cdot H_p) \cdot (g + r \cdot a) + (m_{DP} \cdot n_{kP}) \cdot a - \frac{F_{tPb}}{r} \quad T_{2c} = 7193 \text{ N}$$

gdzie $a = 0.5 \cdot \frac{m}{s^2}$ w przypadku normalnym

5.2 Pozorny współczynnik tarcia

$$f_c := 4 \cdot \mu_c \cdot \frac{\left(1 - \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)}{\pi - \beta - \sin(\beta)} \quad f_c = 0.219$$

gdzie $\mu_c = \frac{0.1}{1 + \left(v \cdot \frac{r}{10}\right) \cdot \left(\frac{s}{m}\right)}$ w warunkach awaryjnego hamowania $\mu_c = 0.09$

5.3 Sprawdzenie warunku cierności dla hamowania awaryjnego - przypadek [c]

$$\frac{T_{2c}}{T_{1c}} = 1.61 < e^{f_c \cdot \alpha} = 1.99 \quad \textbf{warunek spełniony}$$

6. Zablokowanie kabiny - przypadek [d]

6.1 Siły w linii po obu stronach koła ciernego.

$$T_{1d} := \frac{P + 0.5H_p \cdot n_t \cdot m_{kz}}{r} \cdot g + \frac{F_{tP}}{r} \quad T_{1d} = 4712 \text{ N}$$

$$T_{2d} := n_s \cdot \theta \cdot H_p \cdot g \quad T_{2d} = 132 \text{ N}$$

6.2 Pozorny współczynnik tarcia

$$f_d := \mu_d \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad f_d = 0.647$$

gdzie $\mu_d = 0.2$ w warunkach zablokowania kabiny

5.3 Sprawdzenie warunku cierności dla hamowania awaryjnego - przypadek [c]

$$\frac{T_{1d}}{T_{2d}} = 35.66 > e^{f_d \cdot \alpha} = 7.64 \quad \textbf{warunek spełniony}$$

Warunki postawione w normie PN/EN-81.1 zostały spełnione.

OBLICZENIE WSPÓŁCZYNNIKA BEZPIECZEŃSTWA LIN NOŚNYCH

1. Dane wejściowe do obliczeń:

Udźwig nominalny:	$Q = 1000 \text{ kg}$	
Masa kabiny, ramy i osprzętu:	$P = 930 \text{ kg}$	
Masa przeciwwagi:	$P_b = 1380 \text{ kg}$	
Prędkość nominalna:	$v = 0.5 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$	
Wysokość podnoszenia:	$H_p = 7700 \text{ mm}$	
Średnica koła ciernego:	$D = 520 \text{ mm}$	
Średnia średnica kół linowych :	$D_p = 400 \text{ mm}$	
Średnica liny nośnej:	$d = 10 \text{ mm}$	
Liczba lin nośnych:	$n_s = 5$	
Współczynnik przełożenia linowego:	$r = 2$	
Masa jednostkowa liny nośnej:	$\theta = 0.35 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}}$	
Kąt opasania:	$\alpha = 180 \cdot \text{deg}$	$\alpha = 3.14 \cdot \text{rad}$
Kąt rowka:	$\gamma = 36 \cdot \text{deg}$	
Minimalna siła zrywająca:	$F_{\min} = 48.2 \cdot \text{kN}$	

2. Zastępcza liczba kół linowych N_{equiv}

2.1 Wyznaczenie zastępczej liczby kół ciernych.

Na podstawie tablicy N.1 dla rowków podciętych i kąta podcięcia rowka β określono zastępczą liczbę kół ciernych:

$$N_{\text{equiv.t}} = 15.2$$

2.2 Wyznaczenie zastępczej liczby kół odchylających.

$$N_{\text{equiv.p}} := K_p \cdot (N_{ps} + 4 \cdot N_{pr})$$

gdzie : $N_{ps} = 2$ -liczba kół linowych, na których zachodzi przegięcie proste

$N_{pr} = 0$ -liczba kół linowych, na których zachodzi przegięcie dwustronne

$$K_p = \left(\frac{D}{D_p} \right)^4 \quad K_p = 2.86 \quad \text{współczynnik zależny od stosunku między średnicami koła ciernego i kół linowych}$$

2.3 Określenie zastępczej liczby kół linowych.

$$N_{\text{equiv}} := N_{\text{equiv.t}} + N_{\text{equiv.p}} \quad N_{\text{equiv}} = 20.91$$

3. Obliczenie wymaganego współczynnika bezpieczeństwa.

$$S_f := 10^{\frac{2.6834 \cdot \left[\log \left[\frac{695.85 \cdot 10^6 \cdot N_{\text{equiv}}}{\left(\frac{D}{d} \right)^{8.567}} \right] \right]}{\log \left[77.09 \cdot \left(\frac{D}{d} \right)^{-2.894} \right]}}$$

$$S_f = 16.2$$

4. Obliczenie rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa.

4.1 Siła w linii po stronie kabiny.

$$F_r := \left(\frac{P + Q}{r \cdot n_s} + \theta \cdot H_p \right) \cdot g$$

$$F_r = 1919 \text{ N}$$

4.2 Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa.

$$S_{rz} := \frac{F_{\min}}{F_r}$$

$$S_{rz} = 25.12$$

5. Sprawdzenie warunku wytrzymałości.

$$S_{rz} = 25.12 \quad > \quad S_f = 16.2 \quad \underline{\text{warunek spełniony}}$$

$$S_{rz} = 25.12 \quad > \quad 12 \quad \underline{\text{warunek spełniony}}$$

OBLICZENIA LINY OGRANICZNIKA PRĘDKOŚCI

Kąt rowka klinowego:

$$\gamma_{og} = 40 \cdot \text{deg}$$

Siła zrywająca:

$$P_{zr.og} = 36870 \text{ N}$$

Masa jednostkowa liny:

$$g_{log} = 0.23 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Masa obciążki:

$$m_{obc} = 35 \text{ kg}$$

Masa koła obciążki

$$m_{kobc} = 10 \text{ kg}$$

Kąt opasania koła ogranicznika prędkości:

$$\beta_o = 180 \cdot \text{deg}$$

Współczynniki tarcia (przyjęto zgodnie z normą):

$$\mu_{og} = 0.09 \quad \mu_{o.gmax} = 0.2$$

Minimalna wymagana siła uruchamiająca chwytacz:

$$F_{cz} = 300 \text{ N}$$

Wysokość podnoszenia:

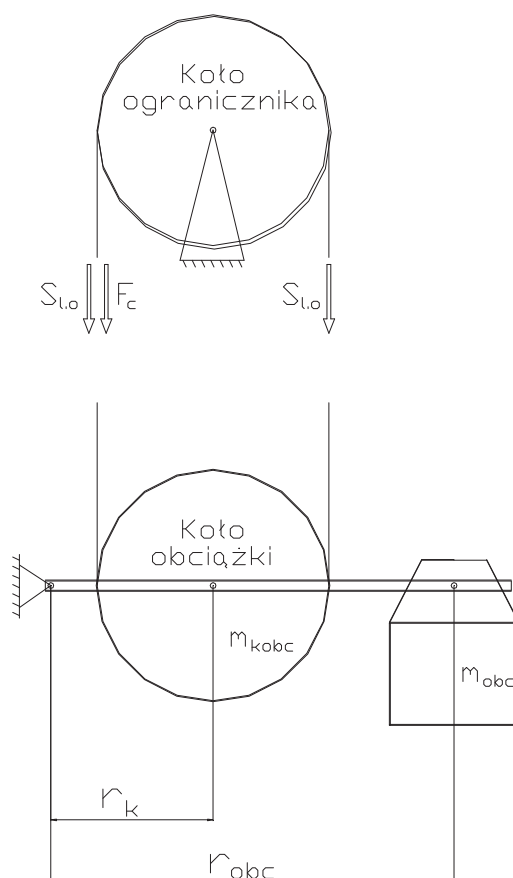
$$H_p = 7.7 \cdot \text{m}$$

Odległość osi koła od osi obrotu ramienia obciążki:

$$r_k = 180 \text{ mm}$$

Odległość obciążki od osi obrotu ramienia obciążki:

$$r_{obc} = 490 \text{ mm}$$



$$G_{oo} := \left(\frac{r_{obc}}{r_k} \cdot m_{obc} + m_{kobc} \right) \cdot g \quad G_{oo} = 1032 \text{ N} \quad - \text{ siła od obciążki i koła działająca na oś koła}$$

$$S_{l.o} := 0.5 \cdot G_{oo} + H_p \cdot g_{log} \cdot g \quad S_{l.o} = 534 \text{ N} \quad - \text{ siła w linie od obciążki, koła i masy liny}$$

$$f_{\mu.og} := \frac{\mu_{og}}{\sin\left(\frac{\gamma_{og}}{2}\right)} \quad f_{\mu.og} = 0.26 \quad - \text{ pozorne współczynniki tarcia}$$

$$f_{o.gmax} := \frac{\mu_{o.gmax}}{\sin\left(\frac{\gamma_{og}}{2}\right)} \quad f_{o.gmax} = 0.58$$

Sprawdzenie siły wyzwalającej chwytacze dla minimalnego współczynnika tarcia

$$F_{cmin.009} := S_{l.o} \cdot \left(e^{f_{\mu.og} \cdot \beta_o} - 1 \right) \quad F_{cmin.009} = 686 \text{ N} \quad > \quad F_{c_z} = 300 \text{ N}$$

Warunek spełniony Cierność jest wystarczająca do wyzwolenia chwytaczy.

Maksymalne obciążenie liny ogranicznika prędkości (przy max. wsp. tarcia)

$$F_{cmax.02} := S_{l.o} \cdot \left(e^{f_{o.gmax} \cdot \beta_o} - 1 \right) \quad F_{cmax.02} = 2816 \text{ N}$$

Max. siła w linie przy wyzwoleniu ogranicznika

$$S_{2o.max.02} := F_{cmax.02} + 0.5 \cdot G_{oo} + H_p \cdot g_{log} \cdot g$$

$$S_{2o.max.02} = 3350 \text{ N}$$

$$X_{og} := \frac{P_{zr.og}}{S_{2o.max.02}} \quad - \text{ współczynnik bezpieczeństwa lin}$$

$$X_{og} = 11.01 \quad > \quad 8 \quad \underline{\text{warunek spełniony}}$$

Współczynnik bezpieczeństwa większy od wymaganego

OBLICZENIA PROWADNIC KABINOWYCH

1.1. Założenia podstawowe.

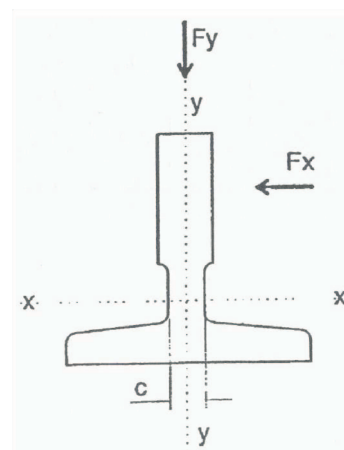
Zgodnie z normą PN/EN-81.1 obliczenia sprawdzające zostały wykonane dla następujących pięciu przypadków:

- A)** działanie chwytaczy, przesunięcie środka masy ładunku wzdłuż osi X
- B)** działanie chwytaczy, przesunięcie środka masy ładunku wzdłuż osi Y
- C)** normalne użytkowanie - jazda, przesunięcie środka masy ładunku wzdłuż osi X
- D)** normalne użytkowanie - jazda, przesunięcie środka masy ładunku wzdłuż osi Y
- E)** normalne użytkowanie - załadunek

1.2. Wymiary prowadnic:

Zastosowano prowadnice T 90x75x16 według normy ISO 7465 o wytrzymałości $R_m = 440000000 \text{ Pa}$ o twardości około 210 HB i poniżej podanych wymiarach:

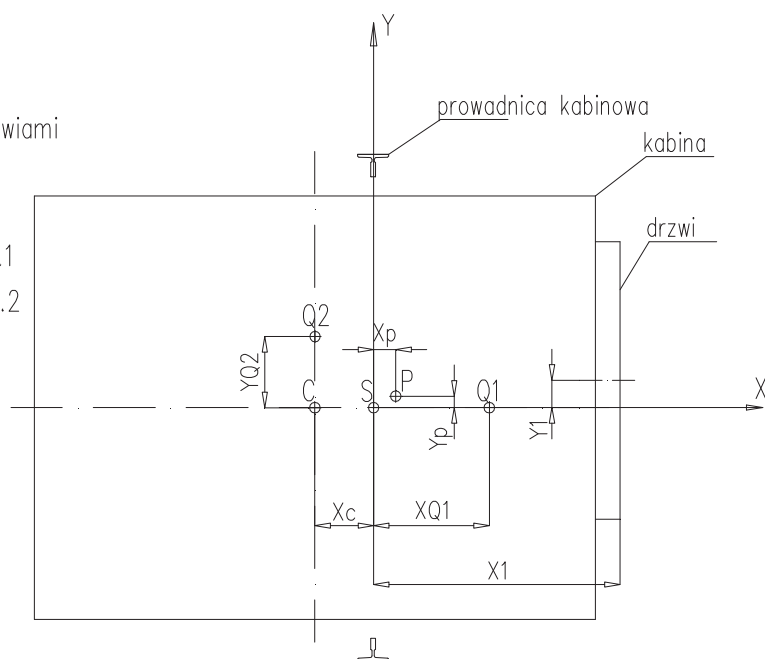
Moment bezwładności (X):	$J_x = 102 \cdot \text{cm}^4$
Moment bezwładności (Y):	$J_y = 52.6 \cdot \text{cm}^4$
Wskaźnik wytrzymałości (X):	$W_x = 20.87 \cdot \text{cm}^3$
Wskaźnik wytrzymałości (Y):	$W_y = 11.8 \cdot \text{cm}^3$
Przekrój poprzeczny:	$A_k = 17.25 \cdot \text{cm}^2$
Moduł Younga:	$E = 2.06 \times 10^5 \cdot \text{MPa}$
Promień bezwładności:	$i_x = 24.3 \cdot \text{mm}$
Promień bezwładności:	$i_y = 17.5 \cdot \text{mm}$
Grubość szyjki prowadnicy:	$C_g = 10 \cdot \text{mm}$



1.3. Dane wejściowe do obliczeń :

Udźwig nominalny:	$Q = 1000 \text{ kg}$
Masa kabiny, ramy i osprzętu:	$P = 930 \text{ kg}$
Wymiar kabiny w kierunku x-x:	$D_x = 1600 \text{ mm}$
Wymiar kabiny w kierunku y-y:	$D_y = 1400 \text{ mm}$
Położenie środka kabiny w kierunku x-x:	$x_c = 0$
Położenie środka kabiny w kierunku y-y:	$y_c = 0$
Położenie zawieszenia (S) w osi "x-x":	$x_s = 0 \cdot \text{mm}$
Położenie zawieszenia (S) w osi "y-y":	$y_s = 0 \cdot \text{mm}$
Położenie masy kabiny z drzwiami kab.(P) w osi "x-x":	$x_p = 70 \cdot \text{mm}$
Położenie masy kabiny z drzwiami kab.(P) w osi "y-y":	$y_p = 0 \cdot \text{mm}$
Położenie siły działającej na próg w osi "x-x":	$x_1 = 905 \text{ mm}$
Położenie siły działającej na próg w osi "y-y":	$y_1 = 0 \cdot \text{mm}$
Odległość między prowadnikami w pionie:	$h_k = 3160 \text{ mm}$
Rozstaw zakotwienia prowadnic:	$l_k = 2000 \text{ mm}$
Ilość prowadnic:	$n_k = 2$

- C –środek kabiny
- P –środek masy kabiny z drzwiami
- S –środek zawieszenia
- 1 –próg drzwi
- Q1 –środek obciążenia przyp.1
- Q2 –środek obciążenia przyp.2



2. Obliczenia

2.1 Przypadek A) działanie chwytaczy, przesunięcie środka masy ładunku wzdłużosi X

Położenie udźwigu (Q) w osi "x-x": $x_{Q1} := x_c + \frac{D_x}{8}$ $x_{Q1} = 200 \cdot \text{mm}$

Położenie udźwigu (Q) w osi "y-y": $y_{Q1} := y_c$ $y_{Q1} = 0 \cdot \text{mm}$

2.1.1. Naprężenia zginające:

a) Naprężenia zginające względem osi "y-y" prowadnicy wywołane siłą boczną:

$$F_{x1} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_{Q1} + P \cdot x_p)}{n_k \cdot h_k} \right| \quad F_{x1} = 823 \text{ N}$$

gdzie : $k_1 = 2$ wg tabeli G2 dla chwytaczy poślizgowych

$$M_{y1} := \frac{3 \cdot F_{x1} \cdot l_k}{16} \quad M_{y1} = 308514 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{y1} := \frac{M_{y1}}{W_y} \quad \sigma_{y1} = 26145236.9 \text{ Pa}$$

b) Naprężenia zginające względem osi "x-x" prowadnicy wywołane siłą boczną:

$$F_{y1} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_{Q1} + P \cdot y_p)}{\frac{n_k}{2} \cdot h_k} \right| \quad F_{y1} = 0$$

$$M_{x1} := \frac{3 \cdot F_{y1} \cdot l_k}{16} \quad M_{x1} = 0$$

$$\sigma_{x1} := \frac{M_{x1}}{W_x} \quad \sigma_{x1} = 0$$

2.1.2. Obciążenia wyboczeniowe:

$$F_{k1} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (P + Q)}{n_k} \right| \quad F_{k1} = 18927 \text{ N}$$

$$\sigma_{k1} := \frac{(F_{k1} + k_3 \cdot M) \cdot \omega}{A_k} \quad \sigma_{k1} = 29893715.1 \text{ Pa}$$

gdzie : $M = 0 \cdot \text{N}$ siła działająca na prowadnicę wywołana przez wyposażenie pomocnicze

$k_3 = 0$ współczynnik dynamiczny części pomocniczych

$$\lambda_k = \frac{l_k}{i_{\min}} \quad \lambda_k = 114.29$$

z tabeli dla stali o wytrzymałości $R_m = 440000000 \text{ Pa}$ zono: $\omega = 2.72$

2.1.3. Napężenia złożone.

a) napężenie zginające

$$\sigma_{m1} := \sigma_{x1} + \sigma_{y1}$$

$$\sigma_{m1} = 26145236.9 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 244000000 \text{ Pa}$$

$\sigma_{\text{perm}1} = 244000000 \text{ Pa}$ napężenia dopuszczalne prowadnic podane w Tablicy 4 dla przypadku działania chwytaczy i wytrzymałości: $R_m = 440000000$

b) zginanie i ściskanie.

$$\sigma_1 := \sigma_{m1} + \frac{F_{k1} + k_3 \cdot M}{A_k}$$

$$\sigma_1 = 37117314.9 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 244000000 \text{ Pa}$$

c) wyboczenie i zginanie.

$$\sigma_{c1} := \sigma_{k1} + 0.9 \cdot \sigma_{m1}$$

$$\sigma_{c1} = 53424428.3 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 244000000 \text{ Pa}$$

2.1.4. Zginanie szyjki prowadnicy

$$\sigma_{F1} := \frac{1.85 \cdot F_{x1}}{C_g^2}$$

$$\sigma_{F1} = 15220013.9 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 244000000 \text{ Pa}$$

2.1.5. Odkształcenia.

$$\delta_{x1} := \frac{0.7 \cdot F_{x1} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_y} \quad \delta_{x1} = 0.89 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permk} = 5 \text{ mm}$$

$$\delta_{y1} := \frac{0.7 \cdot F_{y1} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_x} \quad \delta_{y1} = 0 \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permk} = 5 \text{ mm}$$

gdzie: $\delta_{permk} = 5 \text{ mm}$ - największe dopuszczalne odkształcenie obliczeniowe dla przewodnic kabinowych w obu kierunkach wg pkt 10.1.2.2

2.2 Przypadek **B**) działanie chwytaczy, przesunięcie środka masy ładunku wzdłużosi Y

Położenie udźwigu (Q) w osi "x-x": $x_{Q2} := x_c \quad x_{Q2} = 0 \cdot \text{mm}$

Położenie udźwigu (Q) w osi "y-y": $y_{Q2} := y_c + \frac{D_y}{8} \quad y_{Q2} = 175 \cdot \text{mm}$

2.2.1. Naprężenia zginające:

a) Naprężenia zginające względem osi "y-y" przewodnicy wywołane siłą boczną:

$$F_{x2} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_{Q2} + P \cdot x_p)}{n_k \cdot h_k} \right| \quad F_{x2} = 202 \text{ N}$$

gdzie : $k_1 = 2$ wg tabeli G2 dla chwytaczy poślizgowych

$$M_{y2} := \frac{3 \cdot F_{x2} \cdot l_k}{16} \quad M_{y2} = 75761 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{y2} := \frac{M_{y2}}{W_y} \quad \sigma_{y2} = 6420426 \text{ Pa}$$

b) Naprężenia zginające względem osi "x-x" przewodnicy wywołane siłą boczną:

$$F_{y2} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_{Q2} + P \cdot y_p)}{\frac{n_k}{2} \cdot h_k} \right| \quad F_{y2} = 1086 \text{ N}$$

$$M_{x2} := \frac{3 \cdot F_{y2} \cdot l_k}{16} \quad M_{x2} = 407317 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{x2} := \frac{M_{x2}}{W_x} \quad \sigma_{x2} = 19516882.9 \text{ Pa}$$

2.2.2. Obciążenia wyboczeniowe:

$$F_{k2} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (P + Q)}{n_k} \right| \quad F_{k2} = 18927 \text{ N}$$

$$\sigma_{k2} := \frac{(F_{k2} + k_3 \cdot M) \cdot \omega_{370a}}{A_k} \quad \sigma_{k2} = 24288117.5 \text{ Pa}$$

gdzie : $M = 0 \cdot \text{N}$ siła działająca na prowadnicę wywołana przez wyposażenie pomocnicze

$k_3 = 0$ współczynnik dynamiczny części pomocniczych

$$\lambda_k = \frac{l_k}{i_{\min}} \quad \lambda_k = 114.29$$

z tabeli dla stali o wytrzymałości $R_m = 440000000 \text{ Pa}$ zono: $\omega = 2.72$

2.2.3. Naprężenia złożone.

a) naprężenie zginające

$$\sigma_{m2} := \sigma_{x2} + \sigma_{y2}$$

$$\sigma_{m2} = 25937308.8 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm1}} = 244000000 \text{ Pa}$$

gdzie: $\sigma_{\text{perm1}} = 244000000 \text{ Pa}$ naprężenia dopuszczalne prowadnic podane w Tablicy 4 dla przypadku działania chwytaczy i wytrzymałości: $R_m = 440000000$

b) zginanie i ściskanie.

$$\sigma_2 := \sigma_{m2} + \frac{F_{k2} + k_3 \cdot M}{A_k}$$

$$\sigma_2 = 36909386.8 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm1}} = 244000000 \text{ Pa}$$

c) wyboczenie i zginanie.

$$\sigma_{c2} := \sigma_{k2} + 0.9 \cdot \sigma_{m2}$$

$$\sigma_{c2} = 47631695.4 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm1}} = 244000000 \text{ Pa}$$

2.2.4. Zginanie szyjki prowadnicy

$$\sigma_{F2} := \frac{1.85 \cdot F_{x2}}{C_g^2}$$

$$\sigma_{F2} = 3737544 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm1}} = 244000000 \text{ Pa}$$

2.2.5. Odształcenia.

$$\delta_{x2} := \frac{0.7 \cdot F_{x2} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_y} \quad \delta_{x2} = 0.22 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{\text{permk}} = 5 \text{ mm}$$

$$\delta_{y2} := \frac{0.7 \cdot F_{y2} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_x} \quad \delta_{y2} = 0.6 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{\text{permk}} = 5 \text{ mm}$$

gdzie: $\delta_{\text{permk}} = 5 \text{ mm}$ - największe dopuszczalne odkształcenie obliczeniowe dla przewodnic kabinowych w obu kierunkach wg pkt 10.1.2.2

2.3 Przypadek C) normalne użytkowanie -jazda- przesunięcie środka masy ładunku wzdłużosi X

2.3.1 Naprężenia zginające.

a) Naprężenia zginające względem osi "y-y" przewodnicy wywołane siłą boczną

$$F_{x3} := \left| \frac{k_2 \cdot g \cdot [Q \cdot (x_{Q1} - x_s) + P \cdot (x_p - x_s)]}{n_k \cdot h_k} \right| \quad F_{x3} = 494 \text{ N}$$

gdzie: $k_2 = 1.2$ wg tabeli G2 dla jazdy

$$M_{y3} := \frac{3 \cdot F_{x3} \cdot l_k}{16} \quad M_{y3} = 185108 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{y3} := \frac{M_{y3}}{W_y} \quad \sigma_{y3} = 15687142.1 \text{ Pa}$$

b) Naprężenia zginające względem osi "x-x" przewodnicy wywołane siłą boczną

$$F_{y3} := \left| \frac{k_2 \cdot g \cdot [Q \cdot (y_{Q1} - y_s) + P \cdot (y_p - y_s)]}{\frac{n_k}{2} \cdot h_k} \right| \quad F_{y3} = 0$$

$$M_{x3} := \frac{3 \cdot F_{y3} \cdot l_k}{16} \quad M_{x3} = 0$$

$$\sigma_{x3} := \frac{M_{x3}}{W_x} \quad \sigma_{x3} = 0$$

2.3.2. Wyboczenie.

Podczas normalnego użytkowania wyboczenie w czasie jazdy nie występuje.

2.3.3. Naprężenia złożone.

a) naprężenia zginające

$$\sigma_{m3} := \sigma_{x3} + \sigma_{y3}$$

$$\sigma_{m3} = 15687142.1 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$$

gdzie: $\sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$ – naprężenia dopuszczalne prowadnic podane w Tablicy 4 dla przypadku normalnego użytkowania i wytrzymałości na rozciąganie $R_m = 440000000 \text{ Pa}$

b) zginanie i ściskanie

$$\sigma_3 := \frac{k_3 \cdot M}{A_k} + \sigma_{m3}$$

$$\sigma_3 = 15687142.1 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$$

2.3.4. Zginanie szyjki prowadnicy:

$$\sigma_{F3} := \frac{1.85 \cdot F_{x3}}{C_g^2}$$

$$\sigma_{F3} = 9132008.3 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$$

2.3.5. Odkształcenia:

$$\delta_{x3} := \frac{0.7 \cdot F_{x3} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_y}$$

$$\delta_{x3} = 0.53 \text{ mm}$$

$$\blacksquare < \blacksquare$$

$$\delta_{permk} = 5 \text{ mm}$$

$$\delta_{y3} := \frac{0.7 \cdot F_{y3} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_x}$$

$$\delta_{y3} = 0$$

$$\blacksquare < \blacksquare$$

$$\delta_{permk} = 5 \text{ mm}$$

2.4 Przypadek **D**) normalne użytkowanie -jazda- przesunięcie środka masy ładunku wzdłużosi Y

2.4.1 Naprężenia zginające.

a) Naprężenia zginające względem osi "y-y" prowadnicy wywołane siłą boczną

$$F_{x4} := \left| \frac{k_2 \cdot g \cdot [Q \cdot (x_{Q2} - x_s) + P \cdot (x_p - x_s)]}{\eta_k \cdot h_k} \right| \quad F_{x4} = 121 \text{ N}$$

gdzie: $k_2 = 1.2$ wg tabeli G2 dla jazdy

$$M_{y4} := \frac{3 \cdot F_{x4} \cdot l_k}{16} \quad M_{y4} = 45457 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{y4} := \frac{M_{y4}}{W_y} \quad \sigma_{y4} = 3852255.6 \text{ Pa}$$

b) Naprężenia zginające względem osi "x-x" prowadnicy wywołane siłą boczną

$$F_{y4} := \left| \frac{k_2 \cdot g \cdot [Q \cdot (y_{Q2} - y_s) + P \cdot (y_p - y_s)]}{\frac{\eta_k}{2} \cdot h_k} \right| \quad F_{y4} = 652 \text{ N}$$

$$M_{x4} := \frac{3 \cdot F_{y4} \cdot l_k}{16} \quad M_{x4} = 244390 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{x4} := \frac{M_{x4}}{W_x} \quad \sigma_{x4} = 11710129.7 \text{ Pa}$$

2.4.2. Wyboczenie.

Podczas normalnego użytkowania wyboczenie w czasie jazdy nie występuje.

2.3.3. Naprężenia złożone.

a) naprężenia zginające

$$\sigma_{m4} := \sigma_{x4} + \sigma_{y4}$$

$$\sigma_{m4} = 15562385.3 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$$

gdzie: $\sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$ naprężenia dopuszczalne prowadnic podane w Tablicy 4 dla przypadku normalnego użytkowania i wytrzymałości na rozciąganie $R_m = 440000000 \text{ Pa}$

b) zginanie i ściskanie

$$\sigma_4 := \frac{k_3 \cdot M}{A_k} + \sigma_{m4}$$

$$\sigma_4 = 15562385.3 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$$

2.3.4. Zginanie szyjki prowadnicy:

$$\sigma_{F4} := \frac{1.85 \cdot F_{x4}}{C_g^2}$$

$$\sigma_{F4} = 2242526.4 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$$

2.3.5. Odkształcenia:

$$\delta_{x4} := \frac{0.7 \cdot F_{x4} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_y}$$

$$\delta_{x4} = 0.13 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permk} = 5 \text{ mm}$$

$$\delta_{y4} := \frac{0.7 \cdot F_{y4} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_x}$$

$$\delta_{y4} = 0.36 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permk} = 5 \text{ mm}$$

2.5 Przypadek E) normalne użytkowanie - załadunek

2.5.1. Naprężenia zginające.

a) Naprężenia zginające względem osi "y-y" prowadnicy wywołane siłą boczną

$$F_{x5} := \left| \frac{g \cdot [F_s \cdot (x_1 - x_s) + P \cdot (x_p - x_s)]}{n_k \cdot h_k} \right| \quad F_{x5} = 663 \text{ N}$$

$$M_{y5} := \frac{3 \cdot F_{x5} \cdot l_k}{16} \quad M_{y5} = 248522 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{y5} := \frac{M_{y5}}{W_y} \quad \sigma_{y5} = 21061166.9 \text{ Pa}$$

gdzie: $F_s = 400 \text{ kg}$ - wielkość siły działającej na próg wg G 2.5 normy

b) Naprężenia zginające względem osi "x-x" prowadnicy wywołane siłą boczną

$$F_{y5} := \left| \frac{g \cdot [F_s \cdot (y_1 - y_s) + P \cdot (y_p - y_s)]}{\frac{n_k}{2} \cdot h_k} \right| \quad F_{y5} = 0$$

$$M_{x5} := \frac{3 \cdot F_{y5} \cdot l_k}{6} \quad M_{x5} = 0$$

$$\sigma_{x5} := \frac{M_{x5}}{W_x} \quad \sigma_{x5} = 0$$

2.5.2. Wyboczenie.

Podczas normalnego użytkowania wyboczenie w czasie jazdy nie występuje.

2.5.3. Naprężenia złożone.

a) naprężenia zginające

$$\sigma_{m5} := \sigma_{x5} + \sigma_{y5}$$

$$\sigma_{m5} = 21061166.9 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$$

gdzie: $\sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$ - naprężenia dopuszczalne prowadnic podane w Tablicy 4 dla przypadku normalnego użytkowania i wytrzymałości na rozciąganie $R_m = 440000000 \text{ Pa}$

b) zginanie i ściskanie

$$\sigma_5 := \frac{k_3 \cdot M}{A_k} + \sigma_{m5}$$

$$\sigma_5 = 21061166.9 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 195000000 \text{ Pa}$$

2.5.4. Zginanie szyjki przewodnicy:

$$\sigma_{F5} := \frac{1.85 \cdot F_{x5}}{C_g^2}$$

$$\sigma_{F5} = 12260407.3 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}2} = 195000000 \text{ Pa}$$

2.5.5. Odkształcenia:

$$\delta_{x5} := \frac{0.7 \cdot F_{x5} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_y} \quad \delta_{x5} = 0.71 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{\text{perm}k} = 5 \text{ mm}$$

$$\delta_{y5} := \frac{0.7 \cdot F_{y5} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_x} \quad \delta_{y5} = 0 \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{\text{perm}k} = 5 \text{ mm}$$

Warunki postawione w normie PN-EN 81-2/A2 dla przewodnic kabinowych zostały spełnione.

OBLICZENIA PROWADNIC PRZECIWWAGOWYCH

1. Wymiary przewodnic:

Zastosowano przewodnice T 50x50x5 według normy ISO 7465 o wytrzymałości $R_m = 370000000 \text{ Pa}$ o twardości około 170 HB i poniżej podanych wymiarach:

Moment bezwładności (X): $J_{xp} = 1.124 \times 10^5 \cdot \text{mm}^4$

Moment bezwładności (Y): $J_{yp} = 5.25 \times 10^4 \cdot \text{mm}^4$

Wskaźnik wytrzymałości (X): $W_{xp} = 3.15 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$

Wskaźnik wytrzymałości (Y): $W_{yp} = 2.1 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$

Przekrój poprzeczny: $A_{kp} = 475 \cdot \text{mm}^2$

Moduł Younga: $E = 2.06 \times 10^5 \cdot \text{MPa}$

Promień bezwładności: $i_{xp} = 15.4 \cdot \text{mm}$

Promień bezwładności: $i_{yp} = 10.5 \cdot \text{mm}$

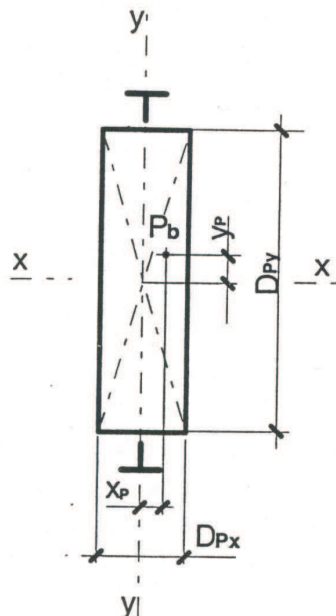
Grubość szynki przewodnicy: $C_b = 5 \cdot \text{mm}$

2. Założenia podstawowe.

Zgodnie z normą PN/EN-81.1 obliczenia sprawdzające zostały wykonane dla przeciwwagi zawieszonej i prowadzonej mimośrodowo dla przypadku:

- normalne użytkowanie - jazda [1]

3. Szkic



$$x_{pp} := 0.10 \cdot D_{px} = 12 \text{ mm}$$

$$y_{pp} := 0.05 \cdot D_{py} = 51 \text{ mm}$$

5. Dane wejściowe do obliczeń :

Masa przeciwwagi:	$P_b = 1380 \text{ kg}$
Wymiar przeciwwagi w kierunku x-x:	$D_{px} = 120 \text{ mm}$
Wymiar przeciwwagi w kierunku y-y:	$D_{py} = 1020 \text{ mm}$
Położenie masy przeciwwagi (P_b) w osi "x-x":	$x_{pp} = 12 \text{ mm}$
Położenie masy przeciwwagi (P_b) w osi "y-y":	$y_{pp} = 51 \text{ mm}$
Odległość między prowadnikami w pionie:	$h_p = 2900 \text{ mm}$
Rozstaw zakotwienia prowadnic:	$l_p = 2000 \text{ mm}$
Ilość prowadnic:	$n_k = 2$

5. Naprężenia dla przypadku [1] - normalne użytkowanie - jazda

5.1 Naprężenia zginające:

a) Naprężenia zginające względem osi "y-y" prowadnicy wywołane siłą boczną:

$$F_{x1p} := \frac{k_2 \cdot g \cdot P_b \cdot x_{pp}}{n_p \cdot h_p} \quad F_{x1p} = 34 \text{ N}$$

gdzie : $k_2 = 1.2$ wg tabeli G2 dla jazdy

$$M_{y1p} := \frac{3 \cdot F_{x1p} \cdot l_p}{16} \quad M_{y1p} = 12600 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{y1p} := \frac{M_{y1p}}{W_{yp}} \quad \sigma_{y1p} = 5999930.7 \text{ Pa}$$

b) Naprężenia zginające względem osi "x-x" prowadnicy wywołane siłą boczną:

$$F_{y1p} := \frac{k_2 \cdot g \cdot P_b \cdot y_{pp}}{\frac{n_p}{2} \cdot h_p} \quad F_{y1p} = 286 \text{ N}$$

$$M_{x1p} := \frac{3 \cdot F_{y1p} \cdot l_p}{16} \quad M_{x1p} = 107099 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{x1p} := \frac{M_{x1p}}{W_{xp}} \quad \sigma_{x1p} = 33999607.2 \text{ Pa}$$

5.2 Obciążenia wyboczeniowe:

Podczas normalnego użytkowania wyboczenie w czasie jazdy nie występuje.

5.3 Naprężenia złożone.

a) naprężenie zginające

$$\sigma_{m1p} := \sigma_{x1p} + \sigma_{y1p}$$

$$\sigma_{m1p} = 39999537.9 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm1p} = 165000000 \text{ Pa}$$

gdzie: $\sigma_{perm1p} = 165000000 \text{ Pa}$ - naprężenia dopuszczalne prowadnic podane w Tablicy 4 dla przypadku normalnego użytkowania i wytrzymałości
 $R_m = 370000000 \text{ Pa}$

b) zginanie i ściskanie.

$$\sigma_{1p} := \sigma_{m1p}$$

$$\sigma_{1p} = 39999537.9 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm1p} = 165000000 \text{ Pa}$$

5.4 Zginanie szyjki prowadnicy

$$\sigma_{F1p} := \frac{1.85 \cdot F_{x1p}}{C_b^2}$$

$$\sigma_{F1p} = 2486371.3 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm1p} = 165000000 \text{ Pa}$$

5.5 Odształcenia.

$$\delta_{x1p} := \frac{0.7 \cdot F_{x1p} \cdot l_p^3}{48 \cdot E \cdot J_{yp}} \quad \delta_{x1p} = 0.36 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permp} := 10 \cdot \text{mm}$$

$$\delta_{y1p} := \frac{0.7 \cdot F_{y1p} \cdot l_p^3}{48 \cdot E \cdot J_{xp}} \quad \delta_{y1p} = 1.44 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permp} = 10 \text{ mm}$$

gdzie: $\delta_{permp} = 10 \text{ mm}$ - największe dopuszczalne odkształcenie obliczeniowe dla prowadnic przeciwwagi wg pkt 10.1.2.2

Warunki postawione w normie PN/EN-81.1 dla prowadnic przeciwwagi zostały spełnione.

OBLICZENIA ZDERZAKÓW

1. Dane wejściowe do obliczeń:

Udźwig nominalny:	$Q = 1000 \text{ kg}$
Masa kabiny, ramy i osprzętu:	$P = 930 \text{ kg}$
Prędkość nominalna dźwigu:	$v = 0.5 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Jako zderzaki kabinowe i przeciwwagowe zastosowane zostały zderzaki z tworzywa sztucznego firmy P+S - NIEMCY o następujących parametrach:

	<u>pod kabiną:</u>	<u>pod przeciwwagą:</u>
Typ zderzaka:	E5	E2
Liczba zderzaków:	$n_{zk} = 1$	$n_{zp} = 1$
Maksymalne możliwe ugięcie:	$f_{\text{maxk}} = 90 \text{ mm}$	$f_{\text{maxp}} = 90 \text{ mm}$
Minimalne obciążenie:	$m_{\text{mink}} = 203 \text{ kg}$	$m_{\text{minp}} = 263 \text{ kg}$
Maksymalne obciążenie:	$m_{\text{maxk}} = 2120 \text{ kg}$	$m_{\text{maxp}} = 1504 \text{ kg}$
Wymiary zderzaka:	$\Phi 140 \times 100 \text{ mm}$	$\Phi 125 \times 100 \text{ mm}$

2. Sprawdzenie doboru zderzaków kabinowych:

$$m_{\text{mink}} < \frac{P}{n_{zk}} \quad \frac{Q + P}{n_{zk}} < m_{\text{maxk}}$$

$$m_{\text{mink}} = 203 \text{ kg} < \frac{P}{n_{zk}} = 930 \text{ kg}$$

$$\frac{(Q + P)}{n_{zk}} = 1930 \text{ kg} < m_{\text{maxk}} = 2120 \text{ kg}$$

3. Sprawdzenie doboru zderzaków przeciwwagi:

$$m_{\text{minp}} < \frac{P_b}{n_{zp}} < m_{\text{maxp}}$$

$$m_{\text{minp}} = 263 \text{ kg} < \frac{P_b}{n_{zp}} = 1380 \text{ kg} < m_{\text{maxp}} = 1504 \text{ kg}$$

Obliczenia zderzaków kabinowych wykonane zgodnie z wymaganiami normy PN-EN-81.1 spełniają wszystkie postawione tam warunki.

Konstrukcja dźwigu spełnia warunki postawione w normie PN-EN 81-1
