

OBLICZENIA SPRZĘŻENIA CIERNEGO

1. Dane wejściowe do obliczeń:

Udźwig nominalny:	$Q := 450 \cdot \text{kg}$	
Masa kabiny, ramy i osprzętu:	$P := 630 \cdot \text{kg}$	
Masa przeciwwagi:	$P_b := 855 \cdot \text{kg}$	
Prędkość nominalna:	$v := 1 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$	
Wysokość podnoszenia:	$H_p := 25.2 \cdot \text{m}$	
Średnica koła ciernego:	$D := 560 \cdot \text{mm}$	
Średnica liny nośnej:	$d := 10 \cdot \text{mm}$	
Liczba lin nośnych:	$n_s := 4$	
Współczynnik przełożenia linowego:	$r := 1$	
Masa jednostkowa liny nośnej:	$\theta := 0.35 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}}$	
Kąt opasania:	$\alpha := 152 \cdot \text{deg}$	
Kąt rowka (rowek klinowy podcięty):	$\gamma := 36 \cdot \text{deg}$	
Kąt podcięcia rowka:	$\beta := 105 \cdot \text{deg}$	
Masa jednostkowa kabla zwisowego:	$m_{kz} := 0.513 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}}$	
Ilość kabli zwisowych:	$n_t := 3$	
Masa koła zdawczego po stronie przeciwwagi	$m_p := 8 \text{kg}$	
Średnica koła zdawczego po stronie przeciwwagi	$D_p := 400 \text{mm}$	
Siła tarcia na prowadn. kabinowych (dla P):	$F_{tP} := 0.025Q \cdot g$	$F_{tP} = 110 \text{ N}$
Siła tarcia na prowadn. kabinowych (dla P+Q):	$F_{tPQ} := 0.05Q \cdot g$	$F_{tPQ} = 221 \text{ N}$
Siła tarcia na prowadn. przeciwwagi:	$F_{tPb} := 0.01 \cdot P_b \cdot g$	$F_{tPb} = 84 \text{ N}$

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 linach po obu stronach koła ciernego:

$$T_{1a} := \left(\frac{P + 1.25 \cdot Q}{r} + n_s \cdot \theta \cdot H_p \right) \cdot g - \frac{F_{tPQ}}{r} \quad T_{1a} = 11820 \text{ N}$$

$$T_{2a} := \frac{P_b \cdot g}{r} + \frac{F_{tPb}}{r} \quad T_{2a} = 8469 \text{ N}$$

3.2 Pozorny współczynnik tarcia.

Rowek klinowy podcięty

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

$$\gamma = 36 \cdot \text{deg}$$

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

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

$$\frac{T_{1a}}{T_{2a}} = 1.4 < e^{f_a \cdot \alpha} = 1.89 \quad \text{warunek spełniony}$$

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

4.1 Siły w linach po obu stronach koła ciernego.

$$T_{1b} := \frac{(P + Q)}{r} \cdot (g + a) + n_s \cdot \theta \cdot H_p \cdot (g + r \cdot a) + \frac{2 \cdot m_{PTD}}{r} \cdot a - \frac{F_{tPQ}}{r} \quad T_{1b} = 11275 \text{ N}$$

$$T_{2b} := \frac{P_b}{r} \cdot (g - a) - m_{DP} \cdot r \cdot a + \frac{F_{tPb}}{r} \quad T_{2b} = 8039 \text{ N}$$

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

Masowy moment bezwładności koła odchylającego po stronie przeciwwagi:

$$J_{DP} = \frac{m_P \cdot \left(\frac{D_P}{2} \right)^2}{2} \quad J_{DP} = 0.16 \cdot m^2 \cdot kg$$

Masa zredukowana koła odchylającego po stronie przeciwwagi:

$$m_{DP} = \frac{J_{DP}}{\left(\frac{D_P}{2} \right)^2} \quad m_{DP} = 4 \text{ kg}$$

Masa koła linowego obciążki $m_{PT} = 2 \text{ kg}$

Średnica koła linowego obciążki $D_{PT} = 250 \text{ mm}$

Masowy moment bezwładności koła linowego obciążki:

$$J_{PTD} = \frac{m_{PT} \cdot \left(\frac{D_{PT}}{2}\right)^2}{2} \quad J_{PTD} = 0.02 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{kg}$$

Masa zredukowana koła linowego obciążki:

$$m_{PTD} = \frac{J_{PTD}}{\left(\frac{D_{PT}}{2}\right)^2} \quad m_{PTD} = 1 \text{ kg}$$

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]

$$\frac{T_{1b}}{T_{2b}} = 1.4 < e^{f_b \cdot \alpha} = 1.79 \quad \underline{\text{warunek spełniony}}$$

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

5.1 Siły w linach po obu stronach koła ciernego.

$$T_{1c} := \frac{P + 0.5 \cdot H_p \cdot n_t \cdot m_{kz}}{r} \cdot (g - a) - \frac{2 \cdot m_{PTD}}{r} \cdot a + \frac{F_{tP}}{r} \quad T_{1c} = 6153 \text{ N}$$

$$T_{2c} := \frac{P_b}{r} \cdot (g + a) + n_s \cdot \theta \cdot H_p \cdot (g + r \cdot a) + m_{DP} \cdot r \cdot a - \frac{F_{tPb}}{r} \quad T_{2c} = 9094 \text{ N}$$

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]

$$\frac{T_{2c}}{T_{1c}} = 1.48 < \frac{f_c \cdot \alpha}{e} = 1.79 \quad \textbf{warunek spełniony}$$

6. Zablokowanie kabiny - przypadek [d]

6.1 Siły w linach po obu stronach koła ciernego.

$$T_{1d} := \frac{P + 0.5 \cdot H_p \cdot n_t \cdot m_{kz}}{r} \cdot g + \frac{F_{tP}}{r} \quad T_{1d} = 6479 \text{ N}$$

$$T_{2d} := n_s \cdot \theta \cdot H_p \cdot g \quad T_{2d} = 346 \text{ N}$$

6.2 Pozorny współczynnik tarcia

$$f_d := \mu_d \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad f_d = 0.65$$

gdzie $\mu_d = 0.2$ w warunkach zablokowania kabiny

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

$$\frac{T_{1d}}{T_{2d}} = 18.73 > \frac{f_d \cdot \alpha}{e} = 5.57 \quad \textbf{warunek spełniony}$$

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

OBLICZENIE WSPÓŁCZYNNIKA BEZPIECZEŃSTWA LIN NOŚNYCH

1. Dane wejściowe do obliczeń:

Udźwig nominalny:	$Q = 450 \text{ kg}$
Masa kabiny, ramy i osprzętu:	$P = 630 \text{ kg}$
Masa przeciwwagi:	$P_b = 855 \text{ kg}$
Prędkość nominalna:	$v = 1 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Wysokość podnoszenia:	$H_p = 25200 \text{ mm}$
Średnica koła ciernego:	$D = 560 \text{ mm}$
Średnia średnica kół linowych :	$D_p = 400 \text{ mm}$
Średnica liny nośnej:	$d = 10 \text{ mm}$
Liczba lin nośnych:	$n_s = 4$
Współczynnik przełożenia linowego:	$r = 1$
Masa jednostkowa liny nośnej:	$\theta = 0.35 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}}$
Kąt opasania:	$\alpha = 152 \cdot \text{deg}$
Kąt rowka:	$\gamma = 36 \cdot \text{deg}$
Kąt podcięcia rowka klinowego:	$\beta = 105 \cdot \text{deg}$
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 : $N_{ps} = 1$ -liczba kół linowych, na których zachodzi przegięcie proste

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

$$K_p = \left(\frac{D}{D_p} \right)^4 \quad K_p = 3.84 \quad \text{współczynnik zależny od stosunku między średnicami koła ciernego i kół linowych}$$

2.3 Określenie zastępczej liczby kół linowych.

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

$$N_{\text{equiv}} = 19.04$$

3. Obliczenie wymaganego współczynnika bezpieczeństwa.

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

$$S_f = 14.23$$

4. Obliczenie rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa.

4.1 Siła w linii po stronie kabiny.

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

$$F_r = 2734 \text{ N}$$

4.2 Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa.

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

$$S_{rz} = 17.63$$

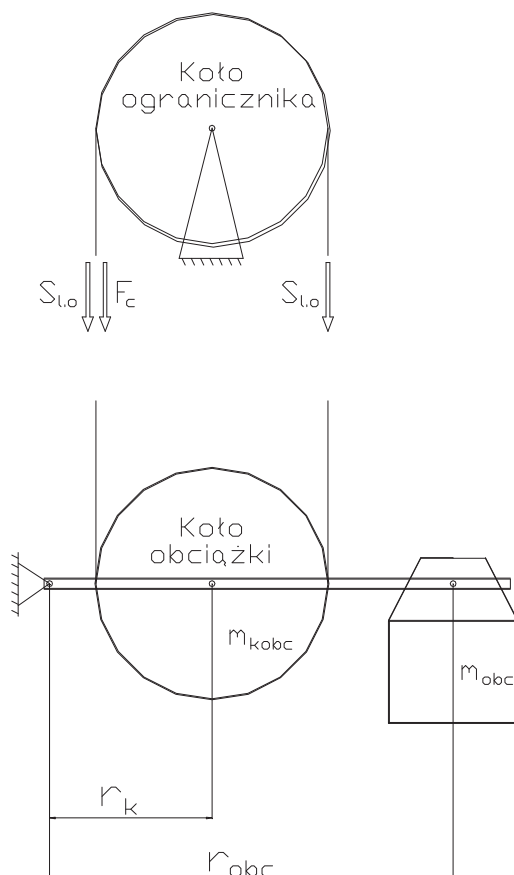
5. Sprawdzenie warunku wytrzymałości.

$$S_{rz} = 17.63 \quad > \quad S_f = 14.23 \quad \underline{\text{warunek spełniony}}$$

$$S_{rz} = 17.63 \quad > \quad 12 \quad \underline{\text{warunek spełniony}}$$

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 i wspornika obciążki (zredukowana do osi koła)	$m_{kobc} = 10 \text{ kg}$
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:	$H_p = 25.2 \cdot \text{m}$
Odległość obciążki od osi obrotu ramienia obciążki:	$r_{obc} = 490 \text{ mm}$
Odległość osi koła od osi obrotu ramienia obciążki:	$r_k = 180 \text{ mm}$



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

$$S_{l.o} := 0.5 \cdot G_{oo} + H_p \cdot g_{log} \cdot g \quad S_{l.o} = 573 \text{ N} \quad \text{- siła w linie od obciążki, koła ze wspornikiem i masy liny}$$

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

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

Sprawdzenie siły wyzwalaającej chwytacze dla minimalnego współczynnika tarcia

$$F_{cmin.009} := S_{l.o} \cdot \left(e^{f_{\mu.og} \cdot \beta_o} - 1 \right) \quad F_{cmin.009} = 737 \text{ N} \quad > \quad F_{cZ} = 300 \text{ N}$$

Warunek spełniony Cierność jest wystarczająca do wyzwolenia chwytaczy.

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

$$F_{cmax.02} := S_{l.o} \cdot \left(e^{f_{o.gmax} \cdot \beta_o} - 1 \right) \quad F_{cmax.02} = 3025 \text{ N}$$

Max. siła w linie przy wyzwoleniu ogranicznika

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

$$S_{2o.max.02} = 3598 \text{ N}$$

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

$$X_{og} = 10.25 \quad > \quad 8 \quad \textbf{warunek spełniony}$$

Współczynnik bezpieczeństwa większy od wymaganego

X

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 90x65x14 według normy ISO 7465 o wytrzymałości $R_m = 370000000$ o twardości około 170 HB i poniżej podanych wymiarach:

Moment bezwładności (X): $J_x = 6.269 \times 10^5 \cdot \text{mm}^4$

Moment bezwładności (Y): $J_y = 5.29 \times 10^5 \cdot \text{mm}^4$

Wskaźnik wytrzymałości (X): $W_x = 1.411 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$

Wskaźnik wytrzymałości (Y): $W_y = 1.175 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$

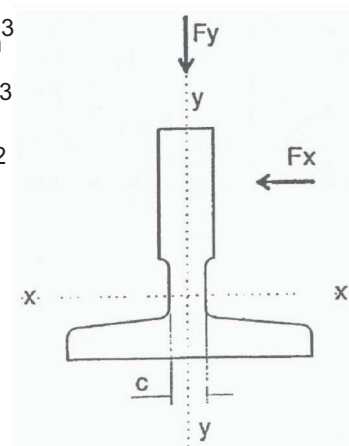
Przekrój poprzeczny: $A_k = 1.489 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$

Moduł Younga: $E = 2.07 \times 10^5 \cdot \text{MPa}$

Promień bezwładności: $i_x = 20.5 \cdot \text{mm}$

Promień bezwładności: $i_y = 18.8 \cdot \text{mm}$

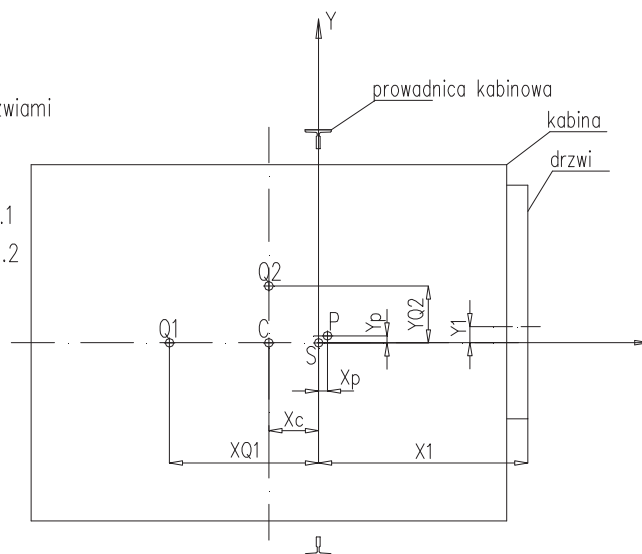
Grubość szyjki prowadnicy: $C_g = 9 \cdot \text{mm}$



1.3. Dane wejściowe do obliczeń :

Udźwig nominalny:	$Q = 450 \text{ kg}$
Masa kabiny, ramy i osprzętu:	$P = 630 \text{ kg}$
Wymiar kabiny w kierunku x-x:	$D_x = 1250 \text{ mm}$
Wymiar kabiny w kierunku y-y:	$D_y = 900 \text{ mm}$
Położenie środka kabiny w kierunku x-x:	$x_C = -70 \text{ mm}$
Położenie środka kabiny w kierunku y-y:	$y_C = 0$
Położenie zawieszenia (S) w osi "x-x":	$x_S = 0 \text{ mm}$
Położenie zawieszenia (S) w osi "y-y":	$y_S = 0 \text{ mm}$
Położenie masy kabiny z drzwiami kab.(P) w osi "x-x":	$x_P = 30 \text{ mm}$
Położenie masy kabiny z drzwiami kab.(P) w osi "y-y":	$y_P = 5 \text{ mm}$
Położenie siły działającej na próg w osi "x-x":	$x_1 = 725 \text{ mm}$
Położenie siły działającej na próg w osi "y-y":	$y_1 = 5 \text{ mm}$
Odległość między prowadnikami w pionie:	$h_k = 3160 \text{ mm}$
Rozstaw zakotwienia prowadnic:	$l_k = 1400 \text{ mm}$
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": $x_{Q1} := x_c - \frac{D_x}{8}$ $x_{Q1} = -226.25 \cdot \text{mm}$

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:

$$F_{x1} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_{Q1} + P \cdot x_p)}{n_k \cdot h_k} \right| \quad F_{x1} = 257 \text{ N}$$

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

$$M_{y1} := \frac{3 \cdot F_{x1} \cdot l_k}{16} \quad M_{y1} = 67543 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{y1} := \frac{M_{y1}}{W_y} \quad \sigma_{y1} = 5748374.4 \text{ Pa}$$

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

$$F_{y1} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_{Q1} + P \cdot y_p)}{\frac{n_k}{2} \cdot h_k} \right| \quad F_{y1} = 20 \text{ N}$$

$$M_{x1} := \frac{3 \cdot F_{y1} \cdot l_k}{16} \quad M_{x1} = 5132 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{x1} := \frac{M_{x1}}{W_x} \quad \sigma_{x1} = 363727.8 \text{ Pa}$$

2.1.2. Obciążenia wyboczeniowe:

$$F_{k1} := \frac{k_1 \cdot g \cdot (P + Q)}{n_k} \quad F_{k1} = 10591 \text{ N}$$

$$\sigma_{k1} := \frac{(F_{k1} + k_3 \cdot M) \cdot \omega_{370a}}{A_k} \quad \sigma_{k1} = 10450020.5 \text{ Pa}$$

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

$k_3 = 0$ współczynnik dynamiczny części pomocniczych

$$\lambda_k = \frac{l_k}{i_{\min}} \quad \lambda_k = 74.47$$

z tabeli dla stali o wytrzymałości $R_m = 370000000 \text{ Pa}$ zono: $\omega = 1.47$

2.1.3. Naprężenia złożone.

a) naprężenie zginające

$$\sigma_{m1} := \sigma_{x1} + \sigma_{y1} \\ \sigma_{m1} = 6112102.1 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 205000000 \text{ Pa}$$

gdzie: $\sigma_{\text{perm}1} = 205000000 \text{ Pa}$ naprężenia dopuszczalne prowadnic podane w Tablicy 4 dla przypadku działania chwytaczy i wytrzymałości: $R_m = 3700000$

b) zginanie i ściskanie.

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

$$\sigma_1 = 13225051.8 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 205000000 \text{ Pa}$$

c) wyboczenie i zginanie.

$$\sigma_{c1} := \sigma_{k1} + 0.9 \cdot \sigma_{m1} \\ \sigma_{c1} = 15950912.4 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 205000000 \text{ Pa}$$

2.1.4. Zginanie szyjki prowadnicy

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

$$\sigma_{F1} = 5876791.9 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 205000000 \text{ Pa}$$

2.1.5. Odształcenia.

$$\delta_{x1} := \frac{0.7 \cdot F_{x1} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_y} \quad \delta_{x1} = 0.09 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{\text{permk}} = 5 \text{ mm}$$

$$\delta_{y1} := \frac{0.7 \cdot F_{y1} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_x} \quad \delta_{y1} = 0.01 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{\text{permk}} = 5 \text{ mm}$$

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

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

Położenie udźwigu (Q) w osi "x-x": $x_{Q2} := x_c \quad x_{Q2} = -70 \cdot \text{mm}$

Położenie udźwigu (Q) w osi "y-y": $y_{Q2} := y_c + \frac{D_y}{8} \quad y_{Q2} = 112.5 \cdot \text{mm}$

2.2.1. Naprężenia zginające:

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

$$F_{x2} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_{Q2} + P \cdot x_p)}{n_k \cdot h_k} \right| \quad F_{x2} = 39 \text{ N}$$

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

$$M_{y2} := \frac{3 \cdot F_{x2} \cdot l_k}{16} \quad M_{y2} = 10264 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{y2} := \frac{M_{y2}}{W_y} \quad \sigma_{y2} = 873565.7 \text{ Pa}$$

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

$$F_{y2} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_{Q2} + P \cdot y_p)}{\frac{n_k}{2} \cdot h_k} \right| \quad F_{y2} = 334 \text{ N}$$

$$M_{x2} := \frac{3 \cdot F_{y2} \cdot l_k}{16} \quad M_{x2} = 87614 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{x2} := \frac{M_{x2}}{W_x} \quad \sigma_{x2} = 6209352.3 \text{ Pa}$$

2.2.2. Obciążenia wyboczeniowe:

$$F_{k2} := \left| \frac{k_1 \cdot g \cdot (P + Q)}{n_k} \right| \quad F_{k2} = 10591 \text{ N}$$

$$\sigma_{k2} := \frac{(F_{k2} + k_3 \cdot M) \cdot \omega_{370a}}{A_k} \quad \sigma_{k2} = 10450020.5 \text{ Pa}$$

gdzie : $M = 0 \cdot \text{N}$ siła działająca na prowadnicę wywołana przez wyposażenie pomocnicze
 $k_3 = 0$ współczynnik dynamiczny części pomocniczych

$$\lambda_k = \frac{l_k}{i_{\min}} \quad \lambda_k = 74.47$$

z tabeli dla stali o wytrzymałości $R_m = 370000000 \text{ Pa}$ zono: $\omega = 1.47$

2.2.3. Naprężenia złożone.

a) naprężenie zginające

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

$$\sigma_{m2} = 7082918 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 205000000 \text{ Pa}$$

gdzie $\sigma_{\text{perm}1} = 205000000 \text{ Pa}$ naprężenia dopuszczalne prowadnic podane w Tablicy 4 dla przypadku działania chwytaczy i wytrzymałości: $R_m = 370000000$

b) zginanie i ściskanie.

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

$$\sigma_2 = 14195867.7 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 205000000 \text{ Pa}$$

c) wyboczenie i zginanie.

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

$$\sigma_{c2} = 16824646.7 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 205000000 \text{ Pa}$$

2.2.4. Zginanie szyjki prowadnicy

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

$$\sigma_{F2} = 893081 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{\text{perm}1} = 205000000 \text{ Pa}$$

2.1.5. Odkształcenia.

$$\delta_{x2} := \frac{0.7 \cdot F_{x2} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_y} \quad \delta_{x2} = 0.01 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{\text{permk}} = 5 \text{ mm}$$

$$\delta_{y2} := \frac{0.7 \cdot F_{y2} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_x} \quad \delta_{y2} = 0.1 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{\text{permk}} = 5 \text{ mm}$$

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

$$F_{x3} := \left| \frac{k_2 \cdot g \cdot [Q \cdot (x_{Q1} - x_s) + P \cdot (x_p - x_s)]}{n_k \cdot h_k} \right| \quad F_{x3} = 154 \text{ N}$$

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

$$M_{y3} := \frac{3 \cdot F_{x3} \cdot l_k}{16} \quad M_{y3} = 40526 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{y3} := \frac{M_{y3}}{W_y} \quad \sigma_{y3} = 3449024.6 \text{ Pa}$$

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

$$F_{y3} := \left| \frac{k_2 \cdot g \cdot [Q \cdot (y_{Q1} - y_s) + P \cdot (y_p - y_s)]}{\frac{n_k}{2} \cdot h_k} \right| \quad F_{y3} = 12 \text{ N}$$

$$M_{x3} := \frac{3 \cdot F_{y3} \cdot l_k}{16} \quad M_{x3} = 3079 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{x3} := \frac{M_{x3}}{W_x} \quad \sigma_{x3} = 218236.7 \text{ Pa}$$

2.3.2. Wyboczenie.

Podczas normalnego użytkowania wyboczenie w czasie jazdy nie występuje.

2.3.3. Napężenia złożone.

a) napężenia zginające

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

$$\sigma_{m3} = 3667261.3 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$$

gdzie: $\sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$ Napężenia dopuszczalne przewodnic podane w Tablicy 4 dla przypadku normalnego użytkowania i wytrzymałości na rozciąganie $R_m = 370000000 \text{ Pa}$

b) zginanie i ściskanie

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

$$\sigma_3 = 3667261.3 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$$

2.3.4. Zginanie szyjki przewodnicy:

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

$$\sigma_{F3} = 3526075.1 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$$

2.3.5. Odkształcenia:

$$\delta_{x3} := \frac{0.7 \cdot F_{x3} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_y} \quad \delta_{x3} = 0.06 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permk} = 5 \text{ mm}$$

$$\delta_{y3} := \frac{0.7 \cdot F_{y3} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_x} \quad \delta_{y3} = 0 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permk} = 5 \text{ mm}$$

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

2.4.1 Napężenia zginające.

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

$$F_{x4} := \left| \frac{k_2 \cdot g \cdot [Q \cdot (x_{Q2} - x_s) + P \cdot (x_p - x_s)]}{n_k \cdot h_k} \right| \quad F_{x4} = 23 \text{ N}$$

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

$$M_{y4} := \frac{3 \cdot F_{x4} \cdot l_k}{16} \quad M_{y4} = 6159 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{y4} := \frac{M_{y4}}{W_y} \quad \sigma_{y4} = 524139.4 \text{ Pa}$$

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

$$F_{y4} := \left| \frac{k_2 \cdot g \cdot [Q \cdot (y_{Q2} - y_s) + P \cdot (y_p - y_s)]}{\frac{n_k}{2} \cdot h_k} \right| \quad F_{y4} = 200 \text{ N}$$

$$M_{x4} := \frac{3 \cdot F_{y4} \cdot l_k}{16} \quad M_{x4} = 52568 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{x4} := \frac{M_{x4}}{W_x} \quad \sigma_{x4} = 3725611.4 \text{ Pa}$$

2.4.2. Wyboczenie.

Podczas normalnego użytkowania wyboczenie w czasie jazdy nie występuje.

2.3.3. Napężenia złożone.

a) napężenia zginające

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

$$\sigma_{m4} = 4249750.8 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$$

gdzie: $\sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$ napężenia dopuszczalne prowadnic podane w Tablicy 4 dla przypadku normalnego użytkowania i wytrzymałości na rozciąganie $R_m = 370000000 \text{ Pa}$

b) zginanie i ściskanie

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

$$\sigma_4 = 4249750.8 \text{ Pa}$$

■ < ■

$$\sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$$

2.3.4. Zginanie szyjki prowadnicy:

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

$$\sigma_{F4} = 535848.6 \text{ Pa}$$

■ < ■

$$\sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$$

2.3.5. Odkształcenia:

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

$$\delta_{x4} = 0.01 \text{ mm}$$

■ < ■

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

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

$$\delta_{y4} = 0.06 \text{ mm}$$

■ < ■

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

2.5 Przypadek E) normalne użytkowanie - załadunek

2.5.1. Naprężenia zginające.

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

$$F_{x5} := \left| \frac{g \cdot [F_s \cdot (x_1 - x_s) + P \cdot (x_p - x_s)]}{n_k \cdot h_k} \right| \quad F_{x5} = 232 \text{ N}$$

$$M_{y5} := \frac{3 \cdot F_{x5} \cdot l_k}{16} \quad M_{y5} = 60853 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{y5} := \frac{M_{y5}}{W_y} \quad \sigma_{y5} = 5178996.72 \text{ Pa}$$

gdzie: $F_s = 180 \text{ kg}$ - wielkość siły działającej na próg wg G 2.5 normy

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

$$F_{y5} := \left| \frac{g \cdot [F_s \cdot (y_1 - y_s) + P \cdot (y_p - y_s)]}{\frac{n_k}{2} \cdot h_k} \right| \quad F_{y5} = 13 \text{ N}$$

$$M_{x5} := \frac{3 \cdot F_{y5} \cdot l_k}{6} \quad M_{x5} = 3299 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{x5} := \frac{M_{x5}}{W_x} \quad \sigma_{x5} = 233825 \text{ Pa}$$

2.5.2. Wyboczenie.

Podczas normalnego użytkowania wyboczenie w czasie jazdy nie występuje.

2.5.3. Naprężenia złożone.

a) naprężenia zginające

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

$$\sigma_{m5} = 5412821.7 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$$

gdzie: $\sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$ - naprężenia dopuszczalne prowadnic podane w Tablicy 4 dla przypadku normalnego użytkowania i wytrzymałości na rozciąganie $R_m = 370000000 \text{ Pa}$

b) zginanie i ściskanie

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

$$\sigma_5 = 5412821.7 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$$

2.5.4. Zginanie szyjki prowadnicy:

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

$$\sigma_{F5} = 5294694.5 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm2} = 165000000 \text{ Pa}$$

2.5.5. Odkształcenia:

$$\delta_{x5} := \frac{0.7 \cdot F_{x5} \cdot l_k^3}{48 \cdot E \cdot J_y} \quad \delta_{x5} = 0.08 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permk} = 5 \text{ mm}$$

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

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

OBLICZENIA PROWADNIC PRZECIWWAGOWYCH

1. Wymiary prowadnic:

Zastosowano prowadnice w postaci kątowników 50x50x6 o wytrzymałości $R_m = 370000000 \text{ Pa}$ i poniżej podanych wymiarach:

Moment bezwładności (X): $J_{xp} = 1.28 \times 10^5 \cdot \text{mm}^4$

Moment bezwładności (Y): $J_{yp} = 1.28 \times 10^5 \cdot \text{mm}^4$

Wskaźnik wytrzymałości (X): $W_{xp} = 3.61 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$

Wskaźnik wytrzymałości (Y): $W_{yp} = 3.61 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$

Przekrój poprzeczny: $A_{kp} = 564 \cdot \text{mm}^2$

Moduł Younga: $E = 2.07 \times 10^5 \cdot \text{MPa}$

Promień bezwładności: $i_{xp} = 15 \cdot \text{mm}$

Promień bezwładności: $i_{yp} = 15 \cdot \text{mm}$

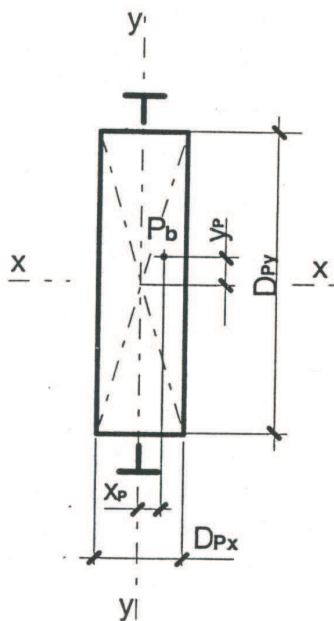
Grubość szypki prowadnicy: $C_b = 6 \cdot \text{mm}$

2. Założenia podstawowe.

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

- normalne użytkowanie - jazda [1]

3. Szkic



$$D_{px} = 120 \text{ mm}$$

$$D_{py} = 620 \text{ mm}$$

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

$$y_{pp} := 0.05 \cdot D_{py} = 31 \text{ mm}$$

5. Dane wejściowe do obliczeń :

Masa przeciwwagi:	$P_b = 855 \text{ kg}$
Wymiar przeciwwagi w kierunku x-x:	$D_{px} = 120 \text{ mm}$
Wymiar przeciwwagi w kierunku y-y:	$D_{py} = 620 \text{ mm}$
Położenie masy przeciwwagi (P_b) w osi "x-x":	$x_{pp} = 12 \text{ mm}$
Położenie masy przeciwwagi (P_b) w osi "y-y":	$y_{pp} = 31 \text{ mm}$
Odległość między prowadnikami w pionie:	$h_p = 3075 \text{ mm}$
Rozstaw zakotwienia prowadnic:	$l_p = 1400 \text{ mm}$
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:

$$F_{x1p} := \frac{k_2 \cdot g \cdot P_b \cdot x_{pp}}{n_p \cdot h_p} \quad F_{x1p} = 20 \text{ N}$$

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

$$M_{y1p} := \frac{3 \cdot F_{x1p} \cdot l_p}{16} \quad M_{y1p} = 5154 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{y1p} := \frac{M_{y1p}}{W_{yp}} \quad \sigma_{y1p} = 1427566.3 \text{ Pa}$$

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

$$F_{y1p} := \frac{k_2 \cdot g \cdot P_b \cdot y_{pp}}{\frac{n_p}{2} \cdot h_p} \quad F_{y1p} = 101 \text{ N}$$

$$M_{x1p} := \frac{3 \cdot F_{y1p} \cdot l_p}{16} \quad M_{x1p} = 26626 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{x1p} := \frac{M_{x1p}}{W_{xp}} \quad \sigma_{x1p} = 7375759 \text{ Pa}$$

5.2 Obciążenia wyboczeniowe:

Podczas normalnego użytkowania wyboczenie w czasie jazdy nie występuje.

5.3 Naprężenia złożone.

a) naprężenie zginające

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

$$\sigma_{m1p} = 8803325.2 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm1p} = 165000000 \text{ Pa}$$

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.

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

$$\sigma_{1p} = 8803325.2 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm1p} = 165000000 \text{ Pa}$$

5.4 Zginanie szyjki prowadnicy

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

$$\sigma_{F1p} = 1008889 \text{ Pa} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \sigma_{perm1p} = 165000000 \text{ Pa}$$

5.5 Odształcenia.

$$\delta_{x1p} := \frac{0.7 \cdot F_{x1p} \cdot l_p^3}{48 \cdot E \cdot J_{yp}} \quad \delta_{x1p} = 0.03 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permp} := 10 \cdot \text{mm}$$

$$\delta_{y1p} := \frac{0.7 \cdot F_{y1p} \cdot l_p^3}{48 \cdot E \cdot J_{xp}} \quad \delta_{y1p} = 0.15 \text{ mm} \quad \blacksquare < \blacksquare \quad \delta_{permp} = 10 \text{ mm}$$

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: $Q = 450 \text{ kg}$

Masa kabiny, ramy i osprzętu: $P = 630 \text{ kg}$

Prędkość nominalna dźwigu: $v = 1 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$

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

	<u>pod kabiną:</u>	<u>pod przeciwwagą:</u>
Typ zderzaka:	E2	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:	$m_{\text{mink}} = 263 \text{ kg}$	$m_{\text{minp}} = 263 \text{ kg}$
Maksymalne obciążenie:	$m_{\text{maxk}} = 1486 \text{ kg}$	$m_{\text{maxp}} = 1486 \text{ kg}$
Wymiary zderzaka:	$\Phi 125 \times 100 \text{ mm}$	$\Phi 125 \times 100 \text{ mm}$

2. Sprawdzenie doboru zderzaków kabinowych:

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

$$m_{\text{mink}} = 263 \text{ kg} < \frac{P}{n_{zk}} = 630 \text{ kg}$$

$$\frac{(Q + P)}{n_{zk}} = 1080 \text{ kg} < m_{\text{maxk}} = 1486 \text{ kg}$$

3. Sprawdzenie doboru zderzaków przeciwwagi:

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

$$m_{\text{minp}} = 263 \text{ kg} < \frac{P_b}{n_{zp}} = 855 \text{ kg} < m_{\text{maxp}} = 1486 \text{ kg}$$

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