

Przekładnie śrubowe

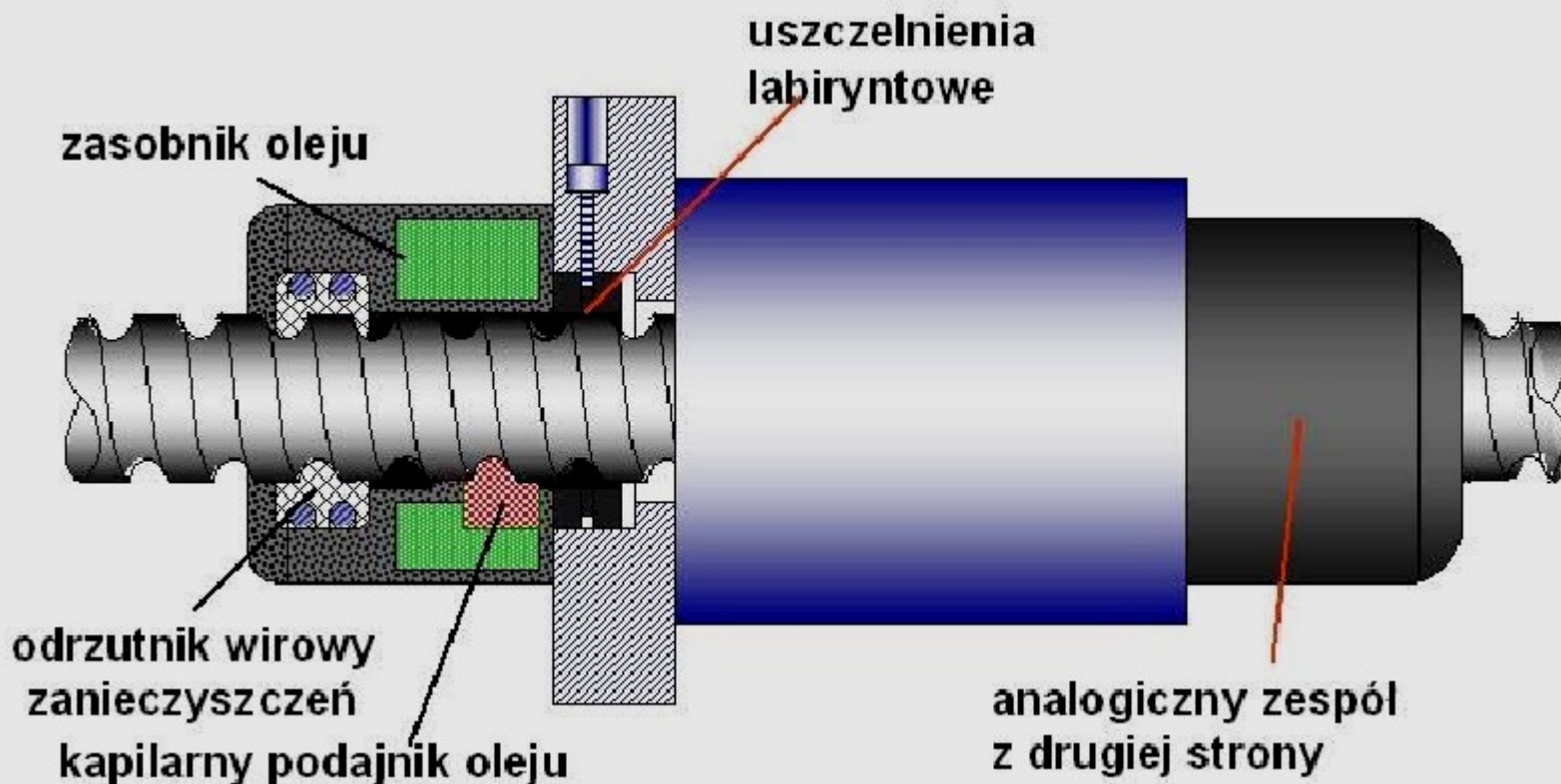


BUDOWA PRZEKŁADNI ŚRUBOWYCH

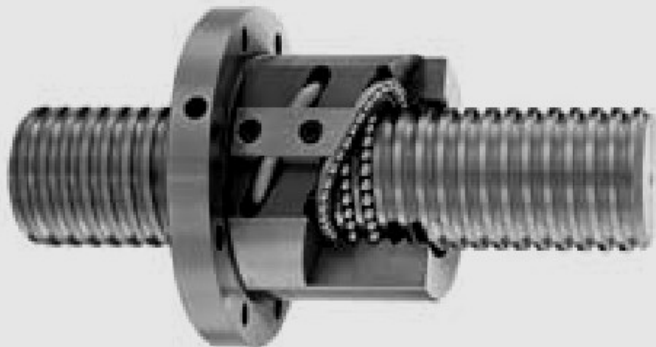
Mechanizmy śrubowo-toczne, zwane także śrubami pociągowymi tocznymi, składają się z śruby z gwintem kolistym, nakrętki z gwintem kolistym, znajdujących się w niej kulek oraz mechanizmu przekierowania kulek.

Mechanizmy śrubowo-toczne należą do najczęściej stosowanych mechanizmów napędowych w maszynach przemysłowych i precyzyjnych. Umożliwiają one zmianę ruchu obrotowego na ruch postępowy i odwrotnie.

Charakteryzują się wysoką precyzją i wysokim współczynnikiem sprawności.



BUDOWA PRZEKŁADNI ŚRUBOWYCH



Nakrętka z zewnętrznym mechanizmem przekierowania kulek



Nakrętka z zewnętrznym mechanizmem przekierowania kulek z osłonkami krańcowymi

Mechanizm z osłonkami krańcowymi lub „pełne przekierowanie wewnętrzne“ zapewniają wysoką nośność przy niewielkich długościach bieżni i niewielkich średnicach nakrętek.

BUDOWA PRZEKŁADNI ŚRUBOWYCH

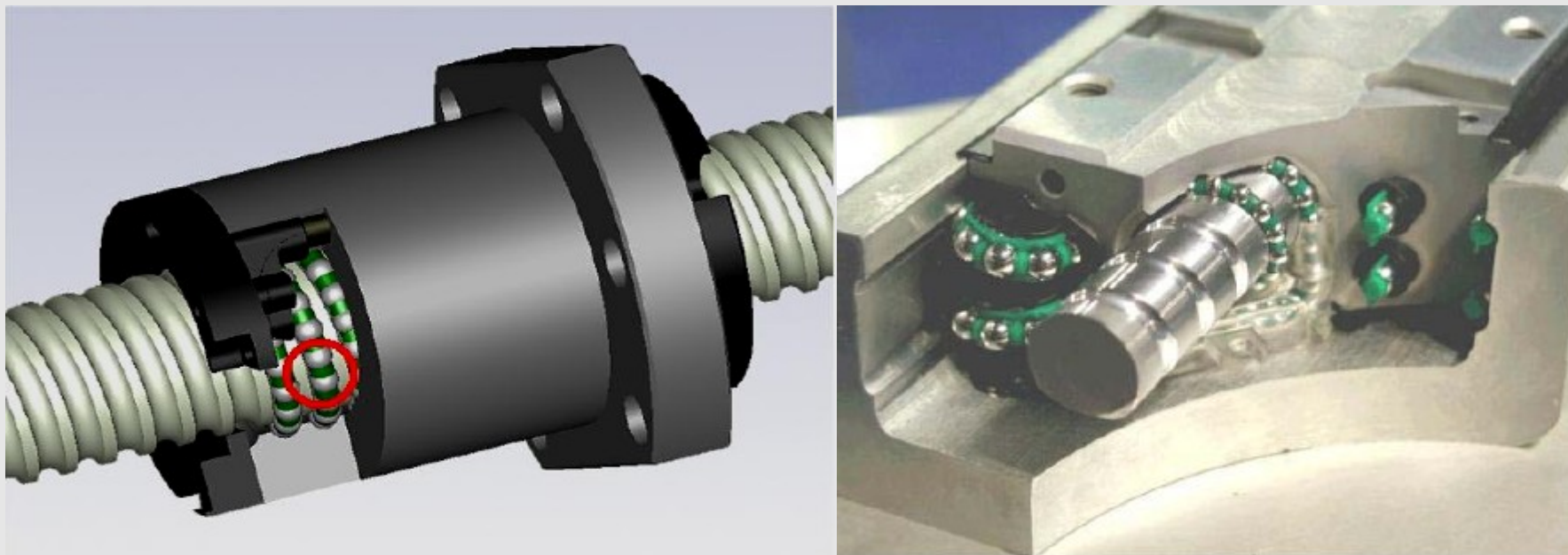


Obieg kulek przy zewnętrznym mechanizmie przekierowania kulek



Obieg kulek przy wewnętrznym mechanizmie przekierowania kulek

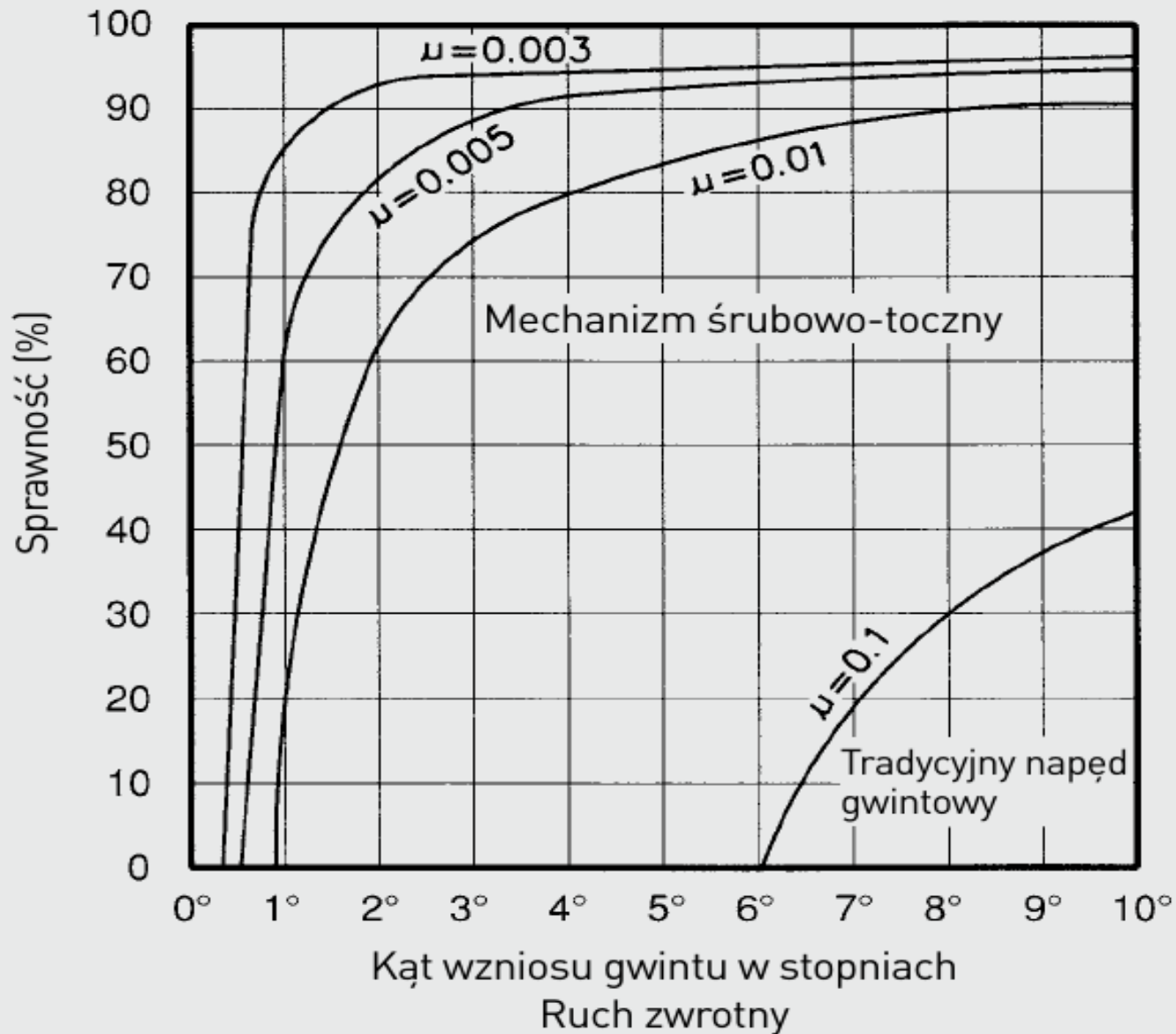
BUDOWA PRZEKŁADNI ŚRUBOWYCH



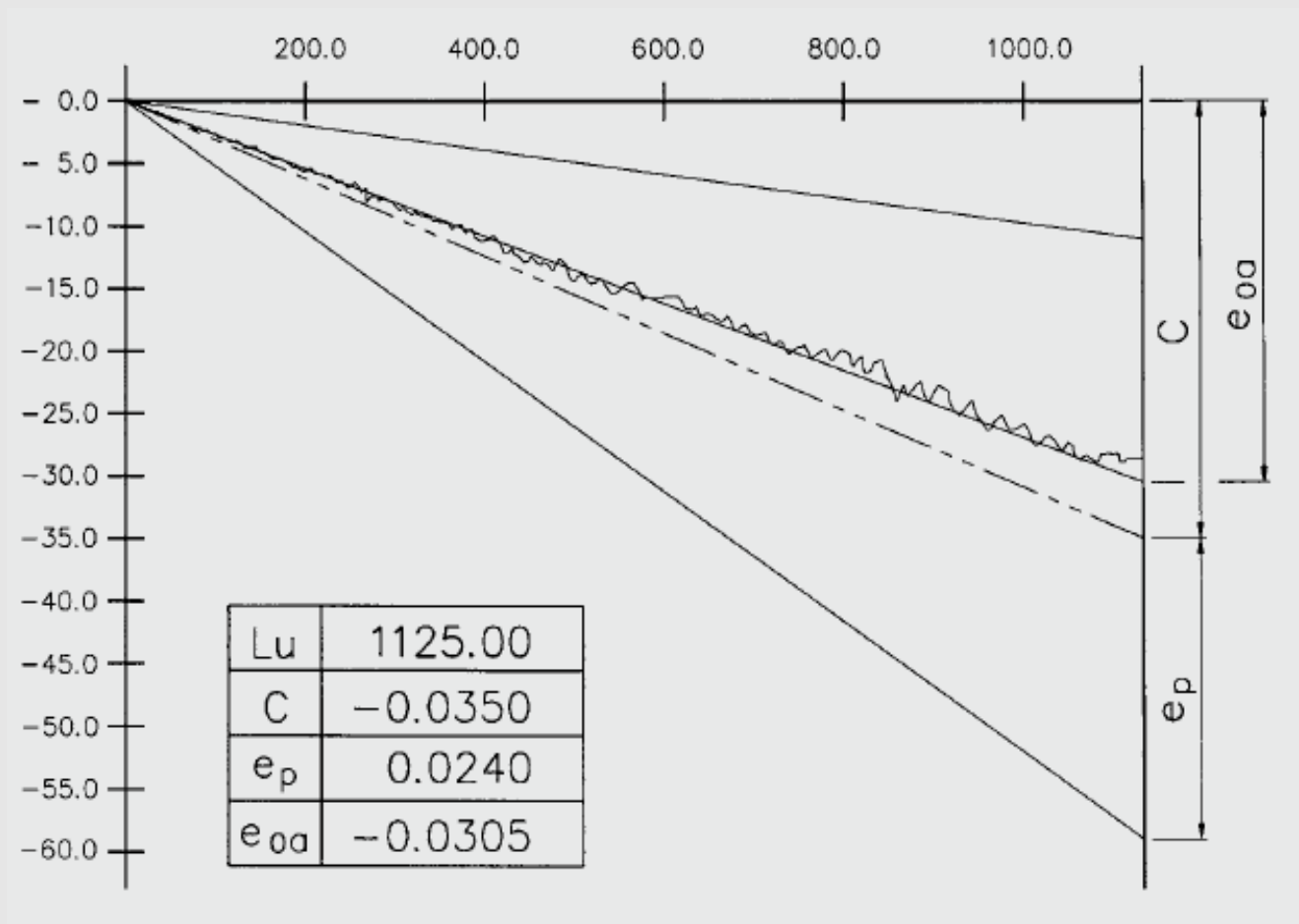
W celu zapewnienia edługiego okresu użytkowania należy stosować olej/smar o odpowiednich właściwościach. Nie stosować dodatków uszlachetniających zawierających grafit lub MoS_2 .

Dopuszcza się kąpiele w mgie olejowej lub smarowanie kroplowe, zaleca się także bezpośrednie smarowanie nakrętki z gwintem kolistym

SPRAWNOŚĆ PRZEKŁADNI ŚRUBOWYCH



DOKŁADNOŚĆ PRZEKŁADNI ŚRUBOWO-TOCZNYCH



e_{oa} : średnia odchyłka drogi na drodze użytkowej w odniesieniu do drogi znamionowej (pomiar zgodnie z normą DIN 69051-3-1).

OKRES UŻYTKOWANIA

$$n_{av} = n_1 \cdot \frac{t_1}{100} + n_2 \cdot \frac{t_2}{100} + n_3 \cdot \frac{t_3}{100} + \dots$$

n_{av} = średnia prędkość obrotowa [obr/min]

n = prędkość obrotowa [obr/min]

t = % czasu z prędkością obrotową n_1 itd.

ŚREDNIE OBCIĄŻENIE ROBOCZE F_{bm}

Obciążenie zmienne, stała prędkość obrotowa

$$F_{bm} = \sqrt[3]{F_{b1}^3 \cdot \frac{t_1}{100} \cdot f_{p1}^3 + F_{b2}^3 \cdot \frac{t_2}{100} \cdot f_{p2}^3 + F_{b3}^3 \cdot \frac{t_3}{100} \cdot f_{p3}^3 + \dots}$$

F_{bm} = średnie obciążenie robocze [N]

F_b = robocze obciążenie osiowe

f_p = współczynnik eksploatacyjny

f_p = 1.1 – 1.2 Praca bez wstrząsów

1.3 – 1.8 Praca w warunkach normalnych

2.0 – 3.0 Praca z dużymi wstrząsami i wibracjami

3.0 – 5.0 Zastosowania krótkoskokowe < 3 x długość nakrętki

ŚREDNIE OBCIĄŻENIE ROBOCZE F_{bm}

Obciążenie zmienne i zmienna prędkość obrotowa

$$F_{bm} = \sqrt[3]{F_{b1}^3 \cdot \frac{n_1}{n_{av}} \cdot \frac{t_1}{100} \cdot f_{p1}^3 + F_{b2}^3 \cdot \frac{n_2}{n_{av}} \cdot \frac{t_2}{100} \cdot f_{p2}^3 + F_{b3}^3 \cdot \frac{n_3}{n_{av}} \cdot \frac{t_3}{100} \cdot f_{p3}^3 + \dots}$$

Warunek	Obciążenie osiowe [N]	Prędkość obrotowa [obr/min]	Czas działania obciążenia [%]
	F_b	(n)	(t)
1	100	1.000	45
2	400	50	35
3	800	100	20

Obliczenia:

$$n_{av} = 1000 \cdot \frac{45}{100} + 50 \cdot \frac{35}{100} + 100 \cdot \frac{20}{100} = 487,5 \text{ } 1/\text{min}$$

$$F_{bm} = \sqrt[3]{1000^3 \cdot \frac{1000}{487,5} \cdot \frac{45}{100} \cdot 1,1^3 + 4000^3 \cdot \frac{50}{487,5} \cdot \frac{35}{100} \cdot 1,1^3 + 8000^3 \cdot \frac{100}{487,5} \cdot \frac{20}{100} \cdot 1,1^3} = 3185 \text{ [N]}$$

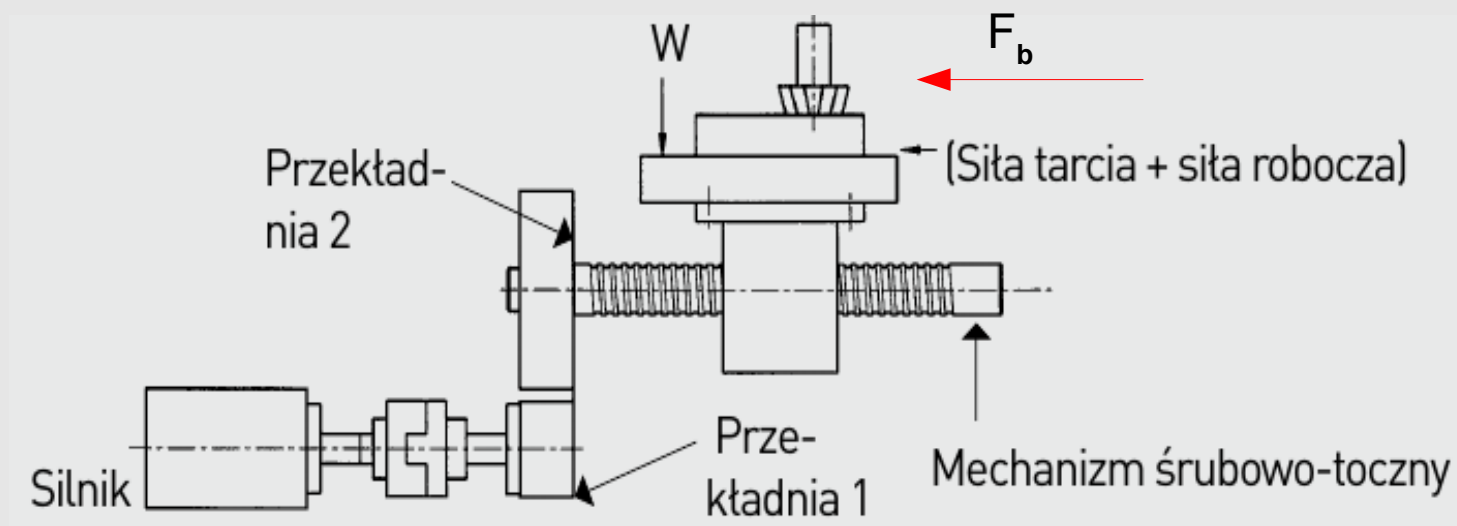
OKRES UŻYTKOWANIA DLA DANEGO ZAKRESU ZASTOSOWANIA

$$L = \left(\frac{C}{F_a} \right)^3 \cdot 10^6$$

L = okres użytkowania w obrotach

C = nośność dynamiczna [N]

MOMENT I MOC NAPĘDOWA SILNIKA



Praca ustalona:

$$M_a = \frac{F_{bm} \cdot l}{2 \pi \eta_1 \cdot 1000}$$

M_a = moment napędowy dla trybu ustalonego [Nm],

l = skok gwintu [mm],

F_{bm} = obciążenie osiowe [N] ; $F_{bm} = F_b + \mu \cdot W$,

W = ciężar stołu + ciężar przedmiotu,

μ = wsp. tarcia [0,01 – 0,1],

η_1 = współczynnik sprawności [0,85-0,95].

$$M_a = \frac{F_{bm} \cdot l \cdot \eta_2}{2 \pi \cdot 1000}$$

M_a = moment napędowy dla trybu ustalonego [Nm],

l = skok gwintu [mm],

F_{bm} = obciążenie osiowe [N] ;

η_2 = współczynnik sprawności [0,75-0,85].

Moment napędowy silnika

Praca jednokierunkowa:

$$M_m = (M_a + M_b + M_d) \frac{N_1}{N_2}$$

M_m – moment napędowy silnika,

M_a – moment obciążenia,

M_b – moment tarcia łożyska oporowego,

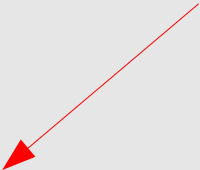
M_d – moment tarcia dla naprężenia wstępnego,

N_1 – liczba zębów koła napędzającego,

N_2 – liczba zębów koła napędzanego.

$$\text{moment bezwładności walca } J = \frac{1}{2} mr^2$$

Całkowity moment bezwładności:


$$J = J_M + J_{G1} + J_{G2} \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 + \frac{1}{2} W_s \left(\frac{D_N}{2000} \right)^2 \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 + W \left(\frac{l}{2000\pi} \right)^2 \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2$$

bezwładność silnika + równoważna bezwładność przekładni + bezwładność mechanizmu śrubowo-tocznego + bezwładność stołu i przedmiotu obrabianego.

W_s = ciężar mechanizmu śrubowo-tocznego [kg],

D_N = średnica znamionowa mechanizmu śrubowo-tocznego [mm],

J_M = bezwładność silnika [kgm²],

J_{G1} = bezwładność przekładni napędowej [kgm²],

J_{G2} = bezwładność przekładni napędzanej [kgm²],

CAŁKOWITY MOMENT NAPĘDOWY

M_a – całkowity moment napędowy

Moment bezwładności dla walca oblicza się w poniższy sposób:

$$J = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho_d \cdot r^4 \cdot h \cdot 10^{-15}$$

J = bezwładność stołu [kgm^2],
 ρ_d = ciężar właściwy dla stali [7850 kg/m^3],
 r = promień,
 h = długość.

$$M_d = J \cdot \alpha$$

M_d – dynamiczny moment napędowy silnika [Nm]

J - bezwładność mechanizmu [Nm²]

α - przyspieszenie kątowe [rad/s²]

$$\alpha = \frac{2\pi\Delta n}{60 \cdot t_a}$$

$$\Delta n = n_2 - n_1$$

t_a - czas rozruchu przy przyspieszeniu [s],

n_1 - początkowa prędkość obrotowa [obr/min],

n_2 - końcowa prędkość obrotowa [obr/min].

OSZACOWANIE CZASU ROZPĘDZANIA

$$t_a = \frac{J}{M_{M1} - M_L} \cdot \frac{2\pi n_{max}}{60} \cdot k_b$$

t_a - czas rozruchu [s]

J - całkowity moment bezwładności [kgm²]

M_{M1} - moment znamionowy silnika [Nm]

M_L - moment napędowy przy znamionowej prędkości obrotowej [Nm]

k_b - współczynnik bezpieczeństwa = 1,5

MOC NAPĘDU

$$P_d = \frac{M_{pmax} \cdot n_{max}}{9,55}$$

P_d = maksymalna moc napędu [W]

M_{pmax} = maksymalny moment napędowy

[współczynnik bezpieczeństwa x M_{max} , Nm]

n_{max} = maksymalna prędkość obrotowa (obr/min)

Przykład:

Mechanizm jak na rys.

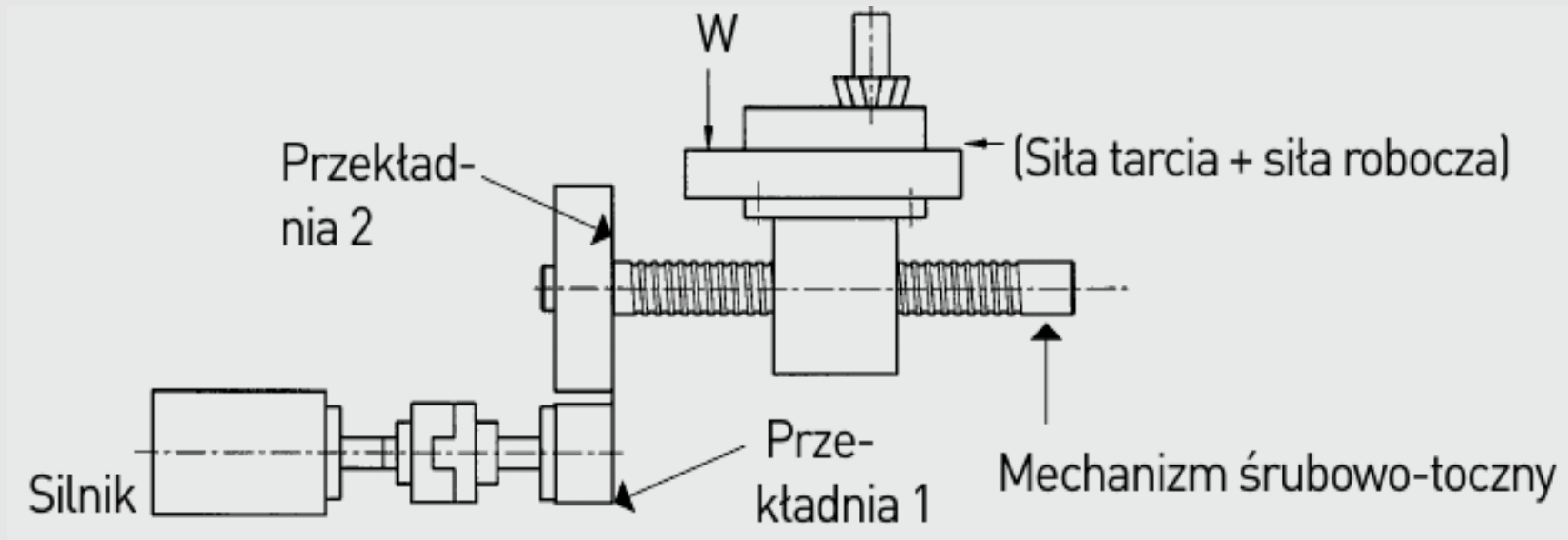
Ciężar stołu $W_1 = 200 \text{ kg}$

Moment łożyska $0,1 \text{ Nm}$

Ciężar przedmiotu obrabianego $W_2 = 100 \text{ kg}$

Współczynnik tarcia prowadnicy $\mu = 0,02$

Mechaniczny wsp. sprawności $0,8$



Osiowa siła posuwowa [N]	Obroty [obr/min]	Czas działania obciążenia (%)
F_b	n	t
1000	500	20
3000	100	50
5000	50	30

Przyspieszenie: 100 rad/sek²

Silnik: średnica silnika = 50 mm, długość silnika = 200 mm

Przekładnia: średnica przekładni napędowej G1 = 80 mm,
wysokość = 20 mm, zęby = 30
średnica przekładni napędowej G1 = 240 mm,
wysokość = 20 mm, zęby = 90

Obliczenia:

Moment silnika w stanie ustalonym

$$n_{av} = 500 \cdot \frac{20}{100} + 100 \cdot \frac{50}{100} + 50 \cdot \frac{30}{100} = 165 \text{ } 1/\text{min}$$

$$F_1 = 1000; F_2 = 3000; F_3 = 5000 \text{ N}$$

$$F_{bm} = \sqrt[3]{1000^3 \cdot \frac{500}{165} \cdot \frac{20}{100} \cdot 1 + 3000^3 \cdot \frac{100}{165} \cdot \frac{50}{100} \cdot 1 + 5000^3 \cdot \frac{50}{165} \cdot \frac{30}{100} \cdot 1} = 2720 \text{ N}$$

$$P = \frac{3000}{2,8} \approx 1100 \text{ N} \quad - \text{ siła naprężenia wstępnego na podstawie katalogu}$$

$$F_b = F_{bm} + \mu \cdot W = 2720 + 0,02 \cdot (2000 + 1000) = 2780 \text{ N}$$

Wsp. tarcia nakrętki przy obciążeniu wstępnym (0,1- 0,3)

$$M_a = \frac{F_b \cdot l}{2000 \pi \eta_1} = \frac{2780 \cdot 10}{2000 \pi \cdot 0,8} = 5,53 \text{ Nm}$$

$$M_d = \frac{K_p \cdot P \cdot l}{2000 \pi} = \frac{0,2 \cdot 1100 \cdot 10}{2000 \pi} = 0,35 \text{ Nm}$$

$$M_m = (M_a + M_b + M_d) \frac{N_1}{N_2} = (5,54 + 0,35 + 0,1) = 1,99 \text{ Nm}$$

Moment silnika podczas przyspieszenia

Moment bezwładności silnika

$$J_M = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho_d \cdot r^4 \cdot h \cdot 10^{-15} = \frac{1}{2} \pi \cdot 7850 \cdot 25^4 \cdot 200 \cdot 10^{-15} = 9,633 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

Moment bezwładności masy przekładni

$$J_{G1} = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho_d \cdot r^4 \cdot h \cdot 10^{-15} = \frac{1}{2} \pi \cdot 7850 \cdot \left(\frac{80}{2}\right)^4 \cdot 200 \cdot 10^{-15} = 6,313 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

$$J_{G2} = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho_d \cdot r^4 \cdot h \cdot 10^{-15} = \frac{1}{2} \pi \cdot 7850 \cdot \left(\frac{240}{2}\right)^4 \cdot 200 \cdot 10^{-15} = 5,114 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

$$J_{\text{Gear(eq)}} = 6,313 \cdot 10^{-4} + 5,114 \cdot 10^{-2} \left(\frac{30}{90}\right)^2 = 6,314 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Moment bezwładności masy mechanizmu śrubowo-tocznego

$$J_{\text{Ball screw}} = \frac{1}{2} \pi \cdot 7850 \cdot \left(\frac{50}{2}\right)^4 \cdot 1200 \cdot 10^{-15} \cdot \left(\frac{30}{90}\right)^2 = 6,422 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

Moment bezwładności masy obciążenia

$$J_{\text{Load}} = 300 \cdot \left(\frac{10}{2000\pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{30}{90} \right)^2 = 8,443 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

Moment bezwładności masy mechanizmu

Całkowity moment silnika

$$M_a = J \cdot \alpha = 8,004 \cdot 10^{-3} = 0,8 \text{ Nm}$$

$$M_{ma} = M_m + M_a = 1,99 + 0,8 = 2,8 \text{ Nm}$$

Moc napędowa

$$M_{pmax} = 2 \cdot 2,8 = 5,6 \text{ Nm} \quad (\text{współczynnik bezpieczeństwa} = 2)$$

Oszacowanie czasu przyspieszania

$$t_a = \frac{2\pi \cdot \Delta N \cdot J}{60 \cdot (T_{\text{max}} - T_M)} = \frac{2\pi \cdot 2000 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot (6,5 - 1,99)} = 0,37 \text{ s}$$

DOBÓR SILNIKA

Wybrany typ silnika:

Silnik prądu stałego z momentem znamionowym $M_n > M_{rm}$

i maksymalnym momentem silnika $M > M_{MAX}$

Specyfikacja silnika:

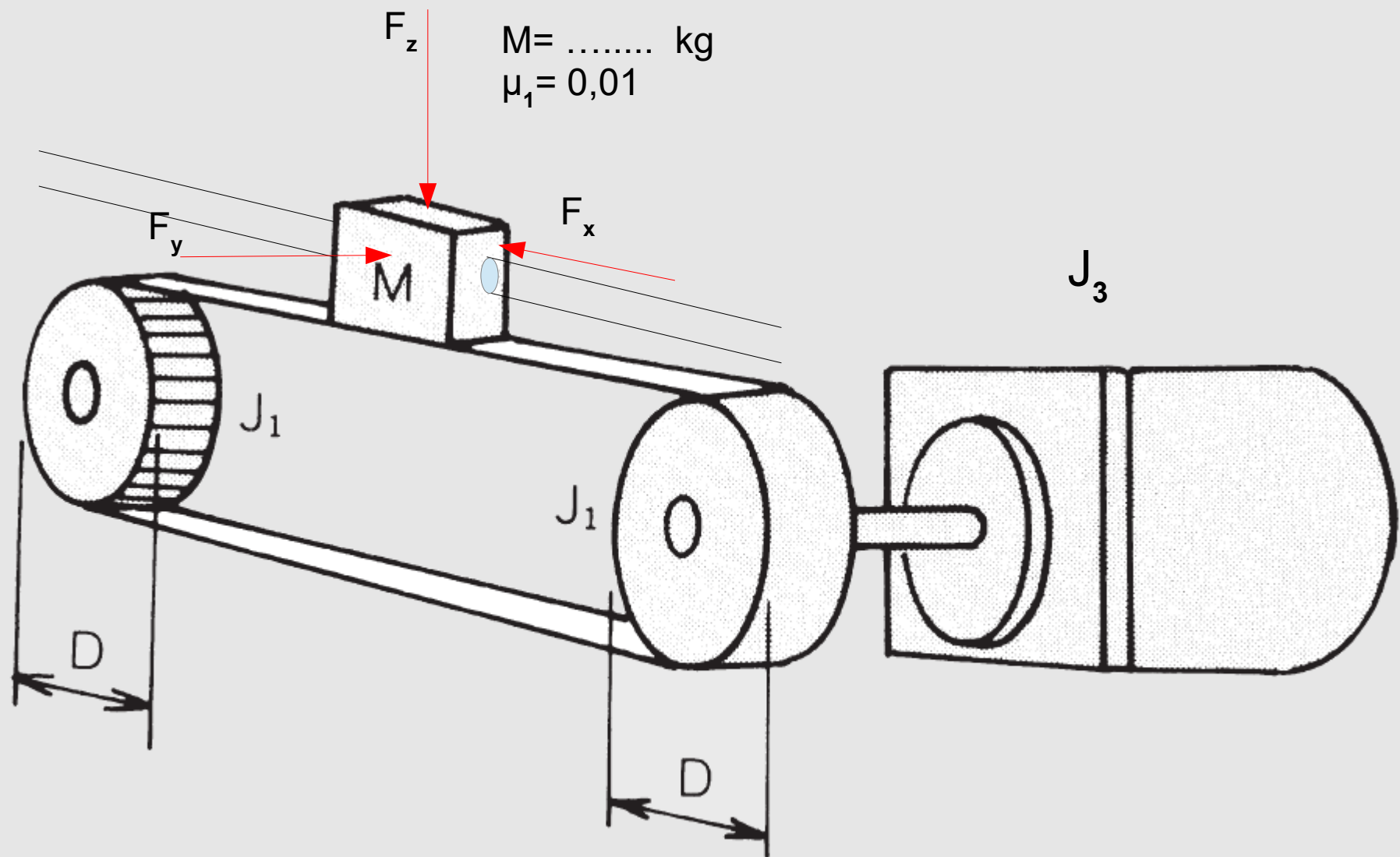
Moc znamionowa = 950 W

Moment znamionowy = 3 Nm

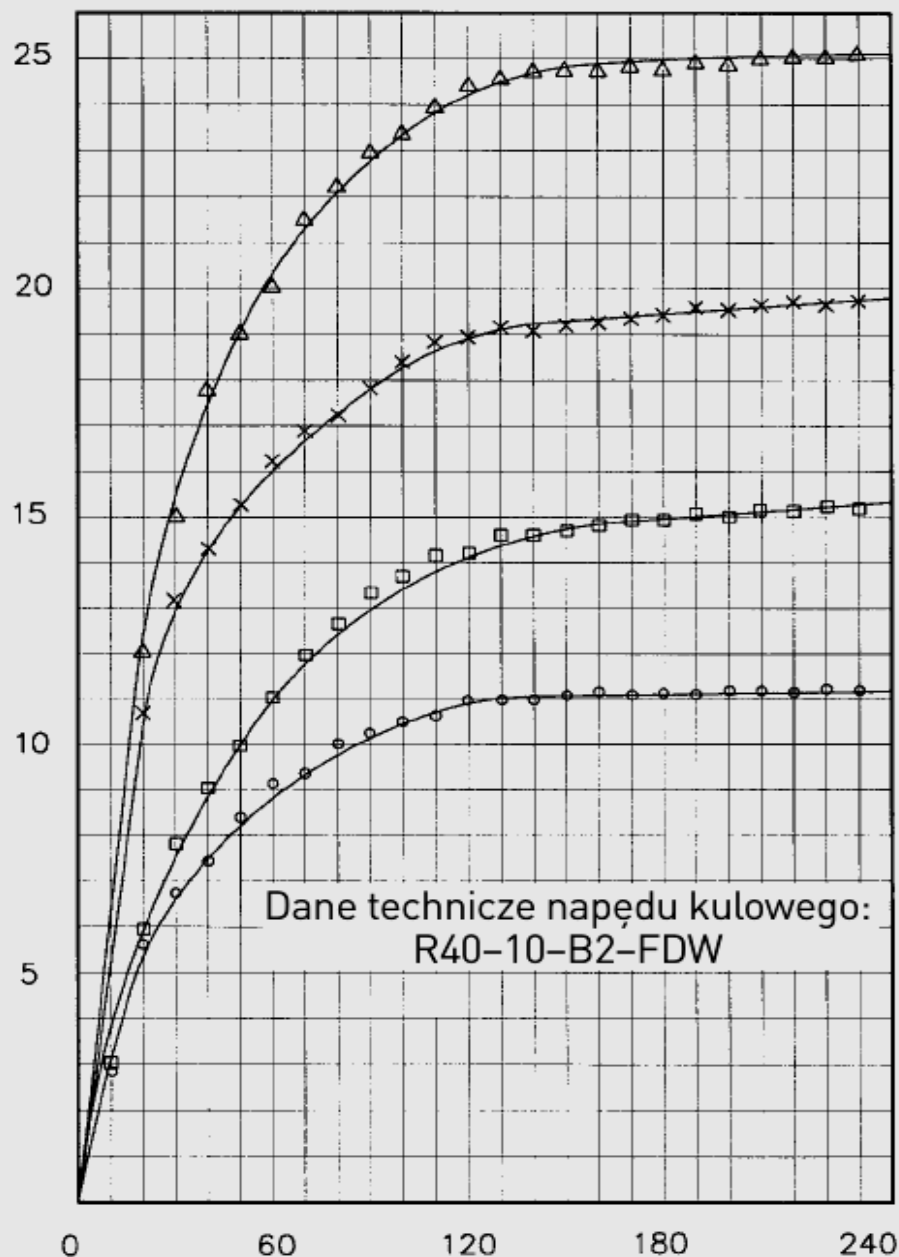
Znamionowa prędkość obrotowa = 2.000 obr/min

Moment maksymalny = 6,5 Nm

Moment bezwładności silnika = $1,96 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$



Zależność między roboczą prędkością obrotową, naprężeniem wstępnym i wzrostem temperatury

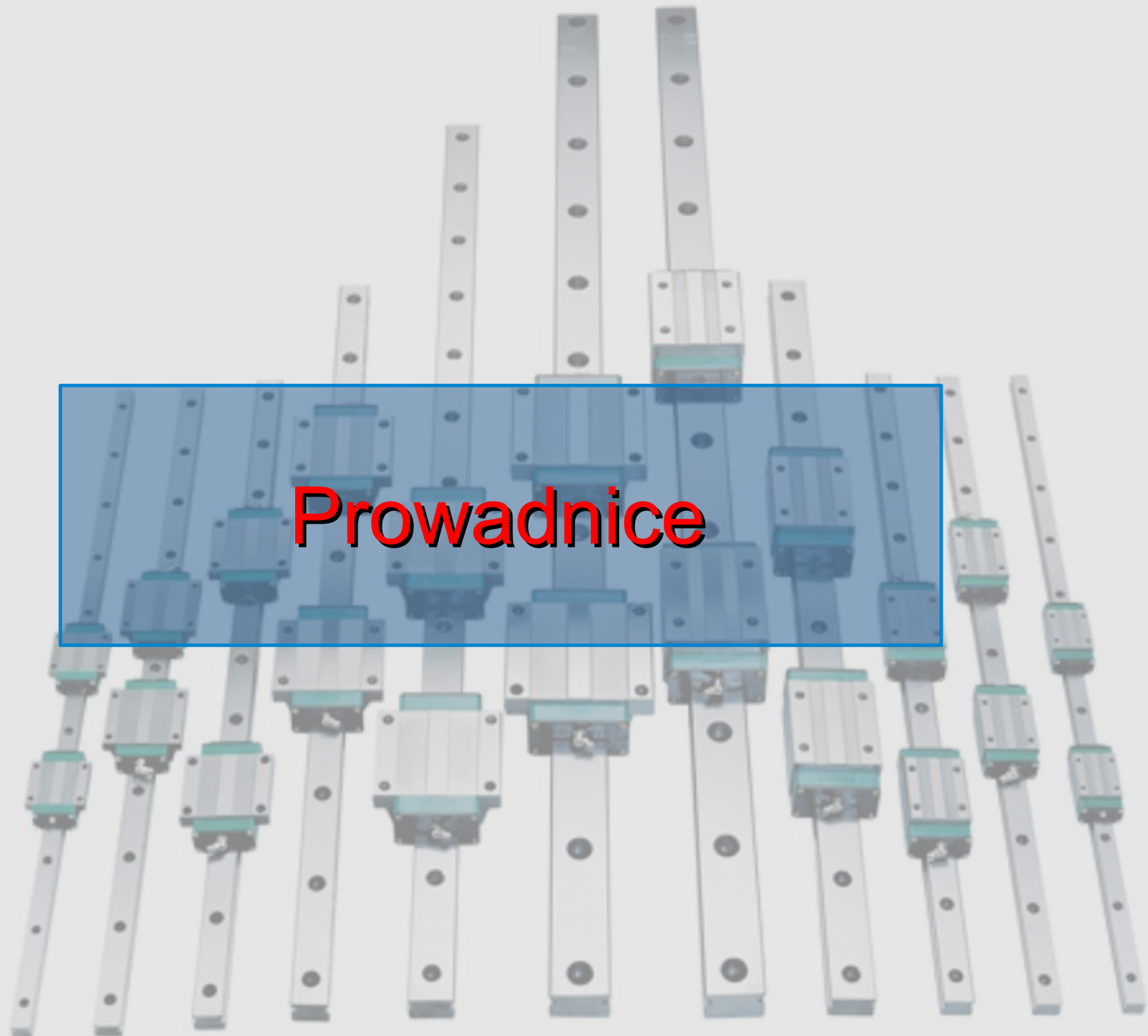


△ - 1.500 obr/min przy naprężeniu wstępnym 2000 N,

× - 1.500 obr/min przy naprężeniu wstępnym 1000 N,

□ - 500 obr/min przy naprężeniu wstępnym 2000 N,

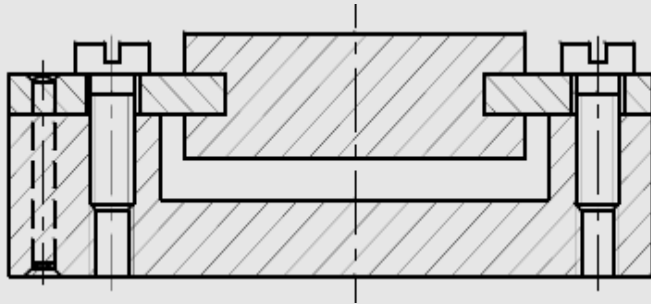
○ - 500 obr/min przy naprężeniu wstępnym 1000 N.



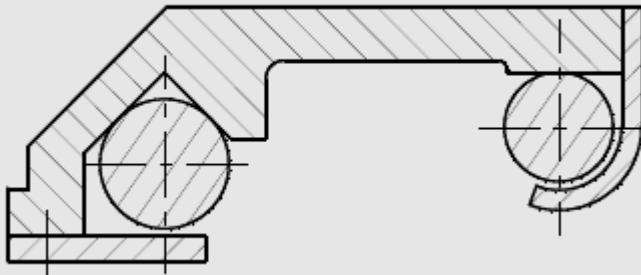
PROWADNICE ŚLIZGOWE



typu „jaskółczy ogon”



prostokątne



walcowe

PROWADNICE ŚLIZGOWE - właściwości

Są konstrukcyjnie najprostsze, co nie oznacza, że ich właściwe wykonanie jest łatwe i tanie.

Dla stworzenia możliwe najlepszych warunków pracy konieczna jest bowiem bardzo precyzyjna obróbka i montaż oraz umiejętny dobór samych materiałów.

Ze wszystkich typów prowadnic charakteryzują się – w okresie swego prawidłowego działania – **największą sztywnością**, tj. najmniejszym ugięciem pod działaniem obciążenia.

Największą z kolei ich wadę stanowi **duży i nierównomierny opór ruchu**, wymagający kosztownych jednostek napędowych o dużej mocy oraz powodują cy szybkie zużywanie się współpracujących elementów.

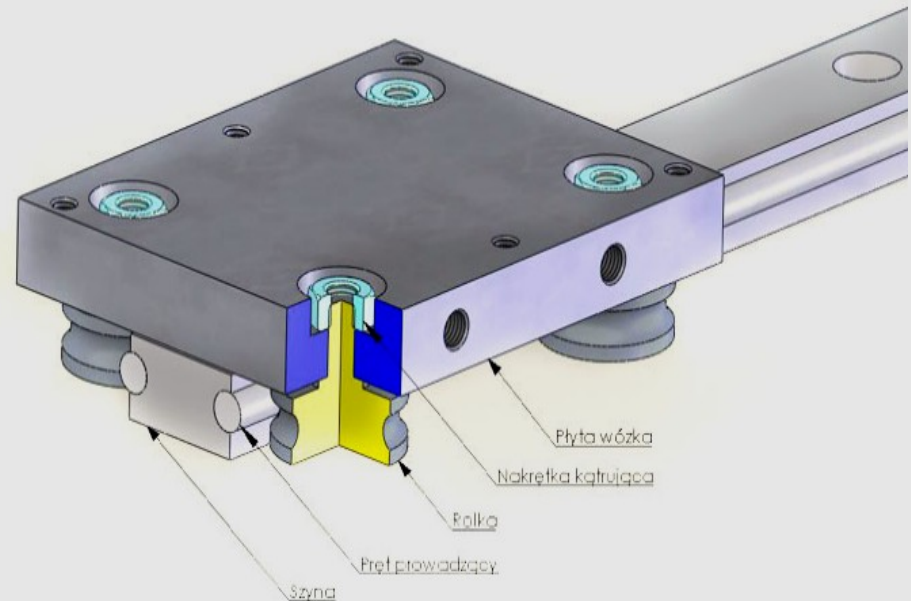
PROWADNICE ŚLIZGOWE - właściwości

Inne problemy związane ze stosowaniem prowadnic ślizgowych to:

- Drgania cierne i niszczenie podczas montażu oraz docierania
- Bicie, zarysowania, szybkie zniszczenie – konieczność względnie częstej, kosztownej i czasochłonnej wymiany
- Krótka żywotność pod wysokim obciążeniem
- Krótka żywotność oraz niedostateczne smarowanie wynikające z wilgotności środowiska
- Korozja cierna.

PROWADNICE TOCZNE

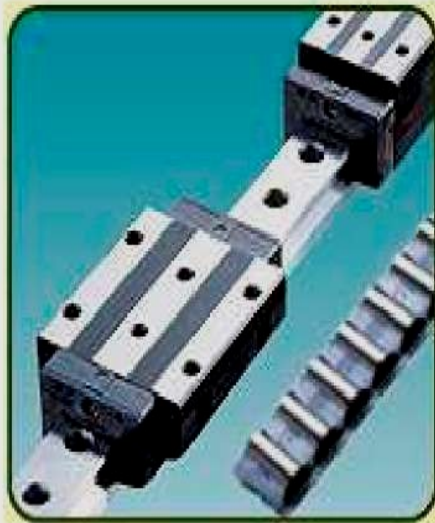
Prowadnica liniowa z szyną profilową umożliwia liniowe przemieszczenie za pomocą łożyskowania kulkowego. Precyzyjny ruch liniowy prowadnicy umożliwiają kulki łożyskowe obiegające szlifowane powierzchnie pomiędzy wózkiem a prowadnicą. Łożyskowanie w takiej prowadnicy wykazuje 50-krotnie mniejszy współczynnik tarcia niż przy łożyskowaniu ślizgowym.



PROWADNICE TOCZNE

Różnica pomiędzy tarciem statycznym i dynamicznym jest niewielka, przy tym siła ruchu jałowego jest niewiele większa od siły ruchu przy obciążeniu znamionowym.

Nie występują efekty drgań ciernych.

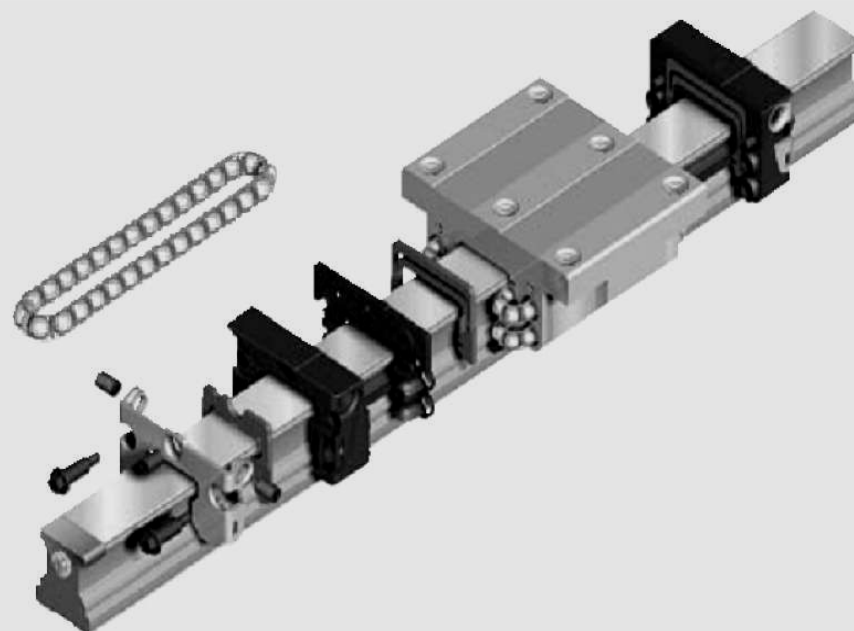
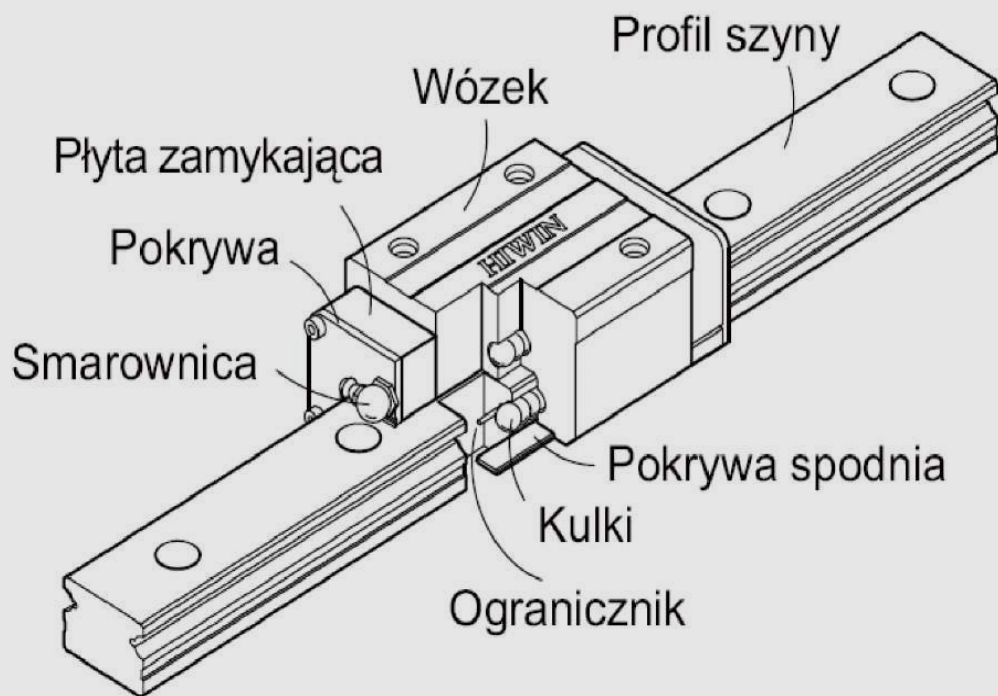


PROWADNICE TOCZNE

Dzięki **niskim współczynnikom tarcia** potrzebne są małe siły napędowe, siła napędowa pozostaje stała w obu kierunkach,

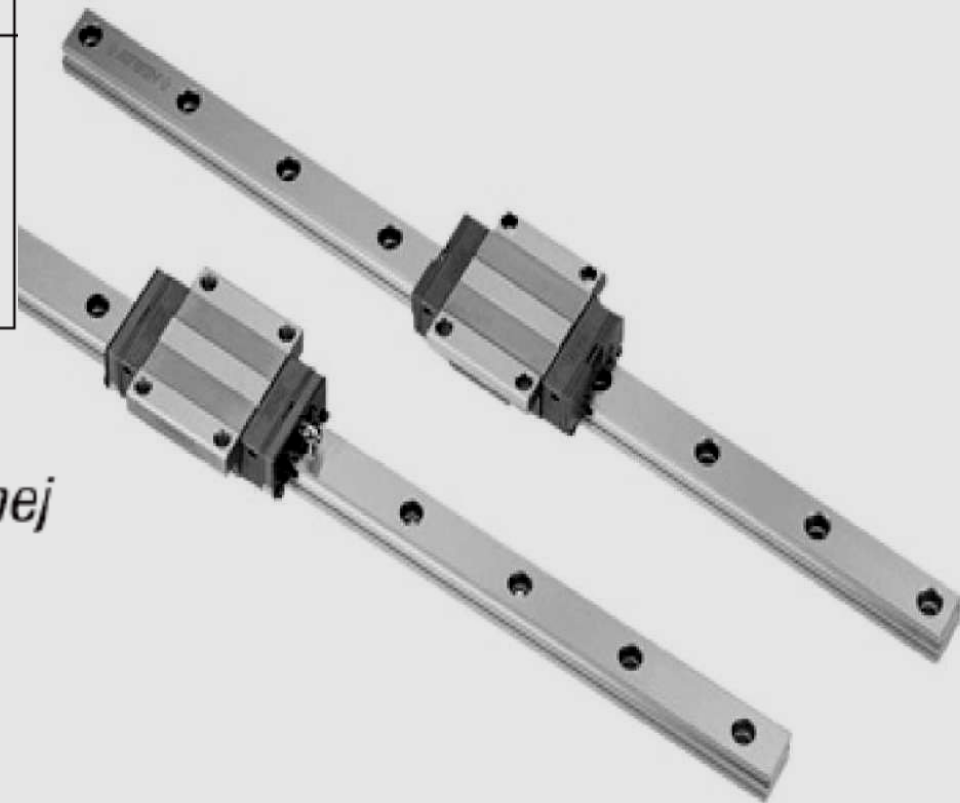
wymaga tylko minimalnego smarowania,

montaż profilowej prowadnicy szynowej jest bardzo łatwy.



PROWADNICE TOCZNE - eksploatacja

Warunki pracy	S_0
Normalne przemieszczenie	1,0 - 3,0
Wysoka prędkość	2,0 - 4,0
Z udarami i wibracjami	3,0 - 5,0



Bezpieczeństwo nośności statycznej

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{M_0}{M}$$

- S_0 : statyczne bezpieczeństwo nośności
 C_0 : nośność statyczna [N]
 P_0 : ekwiwalentne obciążenie statyczne [N]
 M_0 : statyczny moment nośny [Nm]
 M : ekwiwalentny moment statyczny [Nm]

PROWADNICE TOCZNE - eksploatacja

Żywotność bez uwzględnienia współczynnika pracy:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3$$

L – znamionowa żywotność dla 50km

C_{dyn} – dynamiczna nośność [N]

P - dynamiczne ekwiwalentne obciążenia [N]

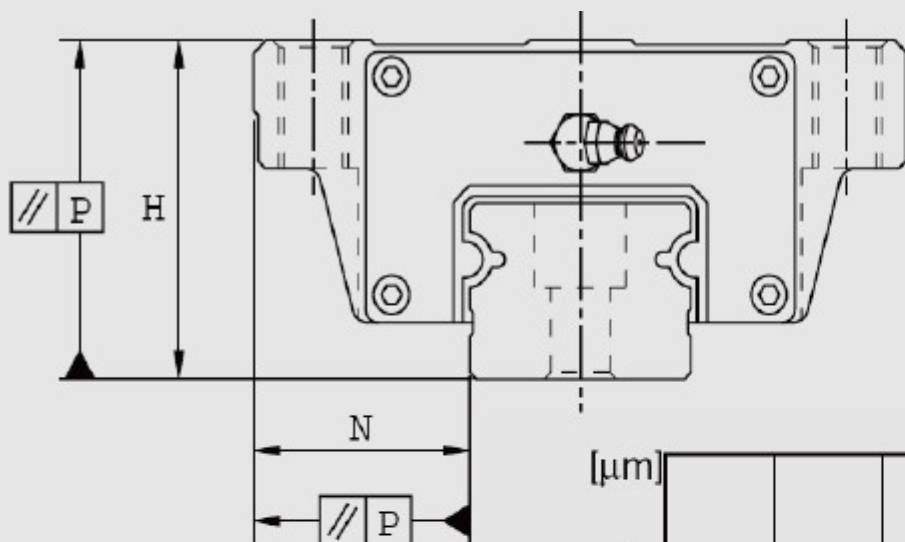
$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dyn}}{f_W \cdot P} \right)^3$$

f_H - wsp. twardości

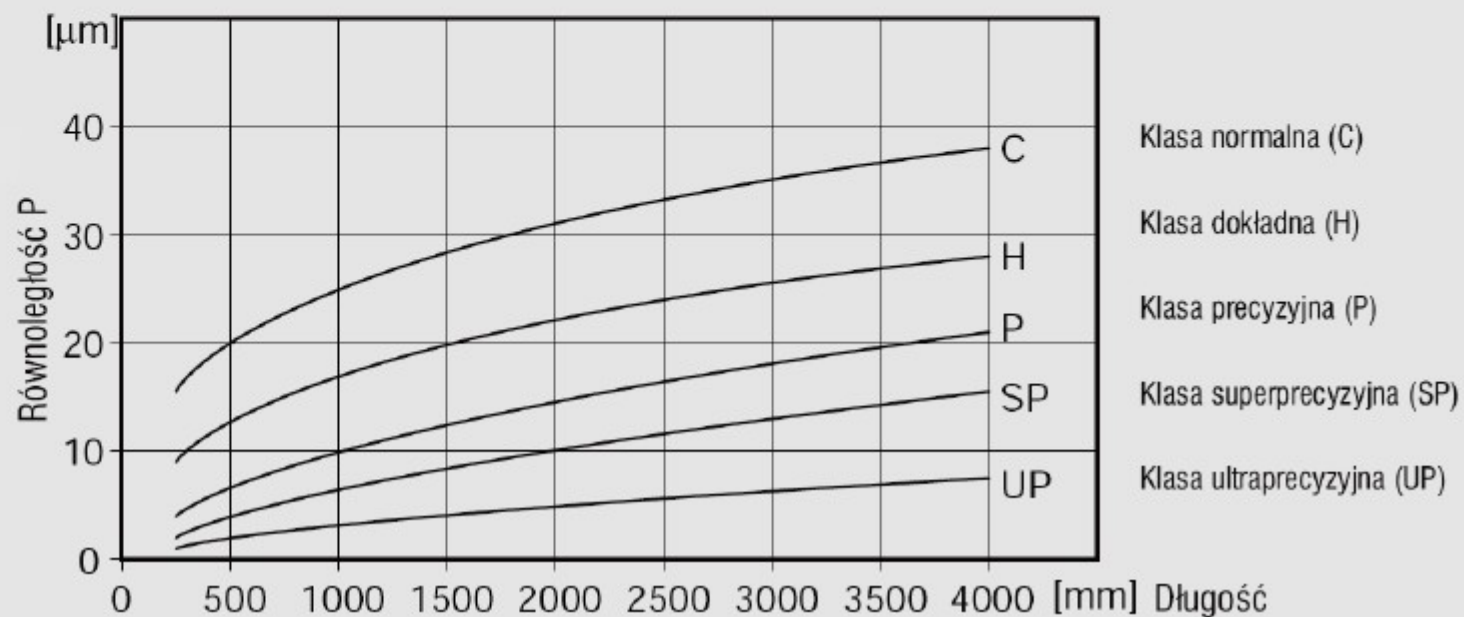
f_T - wsp. temperaturowy

f_W – wsp. udaru

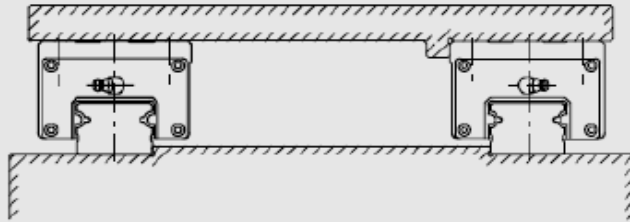
PROWADNICE TOCZNE - dokładność



Równoległość pomiędzy szyną a wózkiem
w poszczególnych klasach dokładności



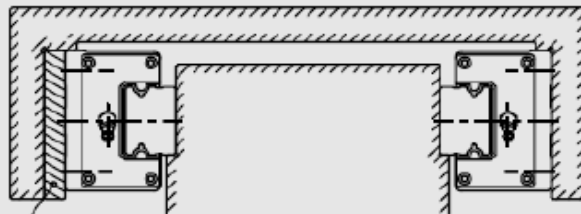
PROWADNICE TOCZNE – montaż wózka



Dwie szyny z ruchomą płaszczyzną



Stojący wózek z ruchomą szyną

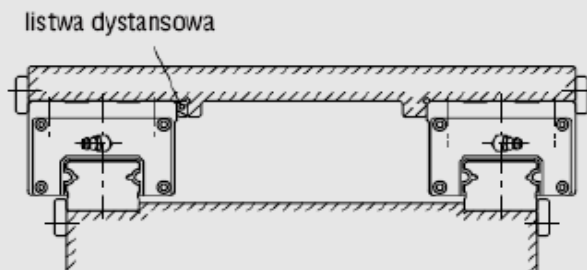


listwa dystansowa

Dwa wózki leżące zewnętrznie

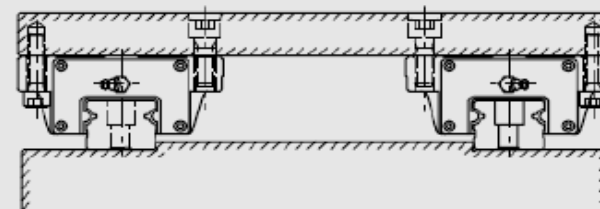


Dwa wózki leżące wewnętrznie



listwa dystansowa

Budowa z 4 krawędziami oporowymi



Różne mocowanie wózków

STATYCZNY WSPÓŁCZYNNIK BEZPIECZEŃSTWA

Statyczny współczynnik bezpieczeństwa jest definiowany jako stosunek statycznego nominalnego obciążenia C_0 do wartości działającej siły:

$$f_s = \frac{(f_c \cdot C_0)}{P}$$

f_s - statyczny współczynnik bezpieczeństwa

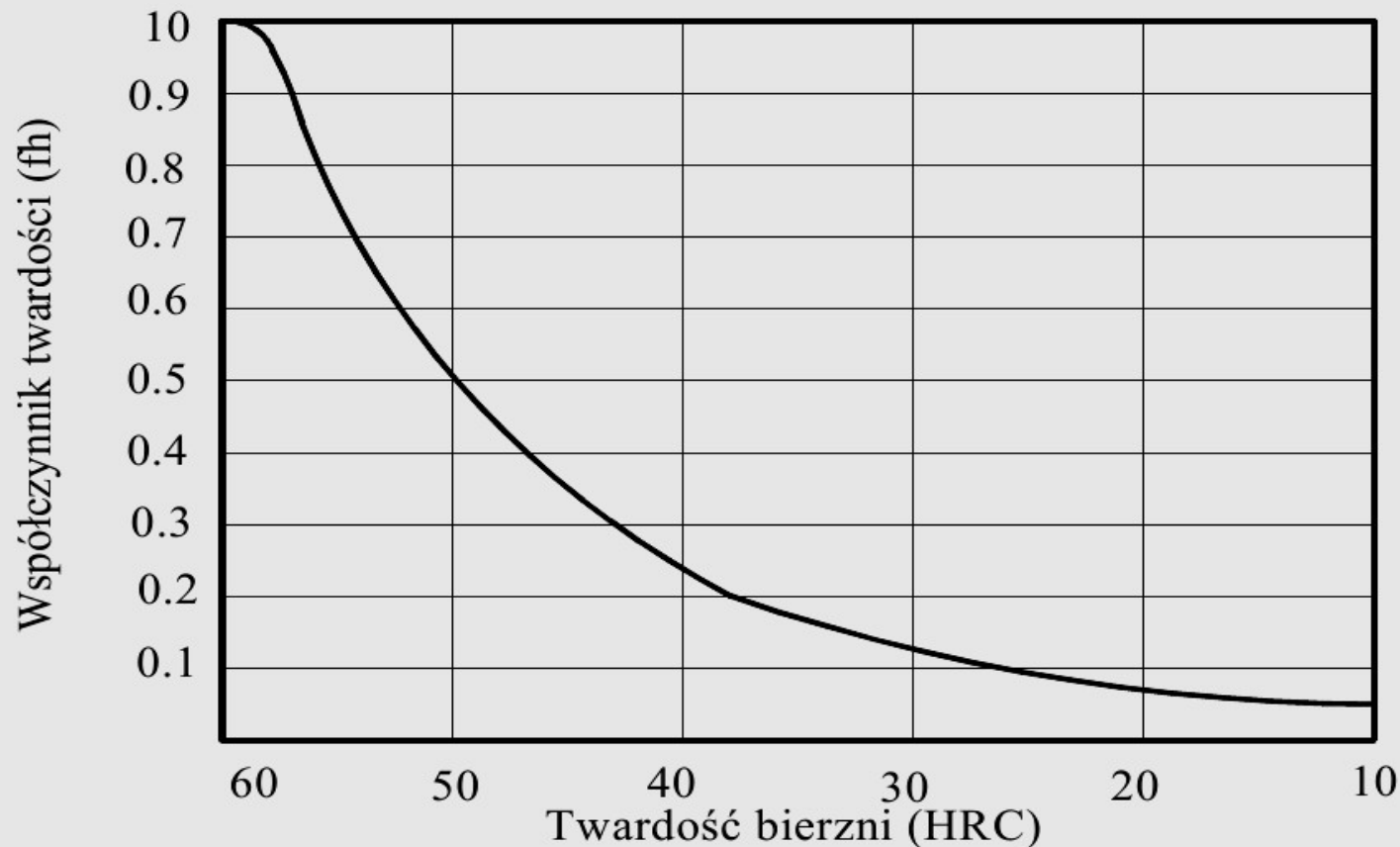
C_0 - znamionowa wartość obciążenia statycznego

P - Obciążenie teoretyczne, obliczeniowe

Warunki działania	Rodzaj obciążenia	min. f_s
Przewaga obciążeń statycznych	małe uderzeniu i odkształcenia	1,0 ~ 1,3
	duże obciążenia i odkształcenia	2,0 ~ 3,0
Przewaga obciążeń dynamicznych	małe uderzeniu i odkształcenia	1,0 ~ 1,5
	duże obciążenia i odkształcenia	2,5 ~ 5,0

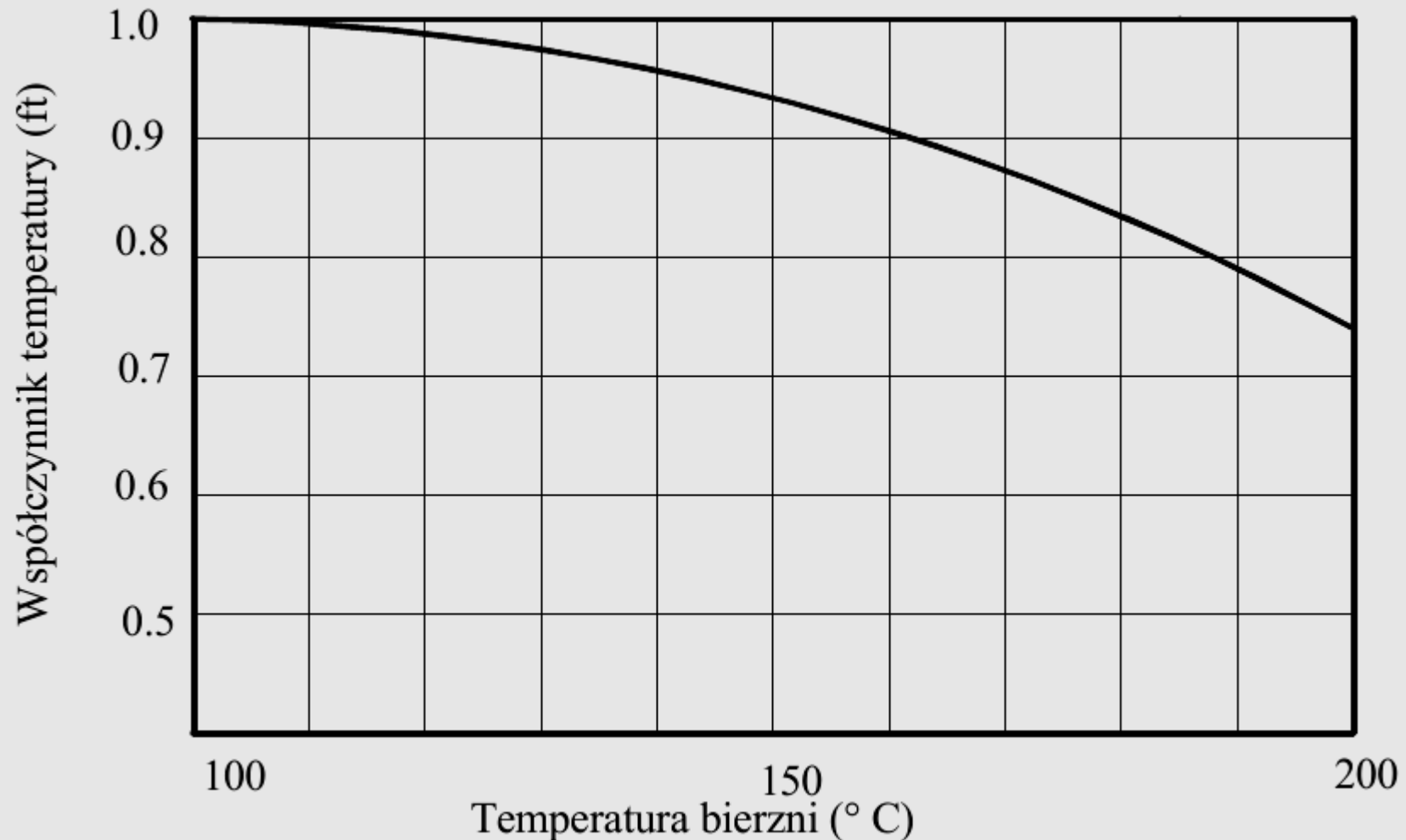
WSPÓŁCZYNNIK TWARDOŚCI POWIERZCHNI

W układach liniowego prowadzenia ruchu optymalne działanie uzyskuje się przy bieżni szyn twardości HrC 58 do 64. Jeśli twardość jest niższa niż HrC 58, zarówno znamionowe obciążenie dynamiczne jak i statyczne powinno zostać przemnożone przez współczynnik twardości f_h .



WSPÓŁCZYNNIK TEMPERATUROWY

Jeżeli układ liniowego prowadzenia ruchu jest poddany działaniu temperatury powyżej 100 st.C, należy uwzględnić współczynnik temperaturowy



WSPÓŁCZYNNIK OBCIĄŻENIA

Uderzenia i wibracje	Prędkość (V)	Zmierzone drgania (G)	fw
Bez zewnętrznych wibracji i uderzeń	mała prędkość $V \leq 15 \text{ m/min}$	$G \leq 0,5$	1 ~ 1,5
Niewielkie zewnętrzne wibracje i uderzenia	Średnia prędkość $15 < V \leq 60 \text{ m/min}$	$G \leq 0,5 \leq 1,0$	1,5 ~ 2,0
Duże zewnętrzne wibracje i uderzenia	Duża prędkość $V > 60 \text{ m/min}$	$1,0 < G \leq 2,0$	2,0 ~ 3,5

OBLICZENIE ŻYWOTNOŚCI

Przyjmując wartości statycznego obciążenia C oraz obciążenia jakie występuje podczas pracy możliwe jest obliczenie nominalnej trwałości L według poniższego wzoru:

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t}{f_w} \cdot \frac{C}{P} \right) \cdot 50 \quad [km]$$

Gdzie:

L - Nominalna trwałość [km]

C - Znamionowe obciążenie statyczne [N]

P - Obciążenie pracy [N]

f_h - Współczynnik twardości

f_t - Współczynnik temperatury

f_c - Współczynnik styku

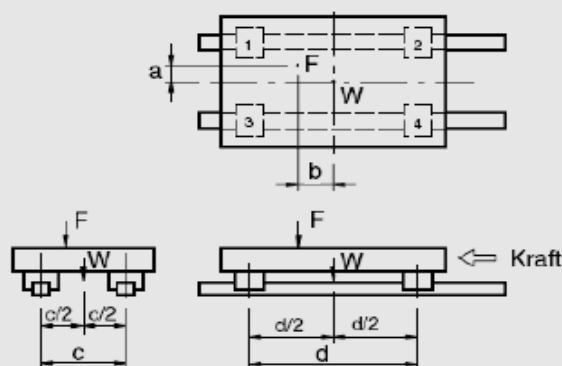
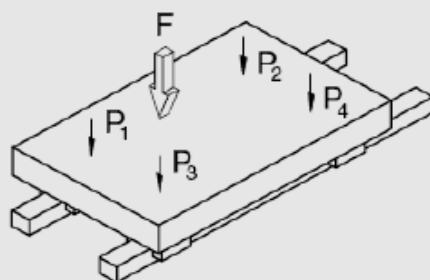
f_w - Współczynnik obciążenia

OBLICZONE OBCIĄŻENIA PROWADNIC

Kierunek obciążenia

Wymiary

Obciążenie na jednym wózku

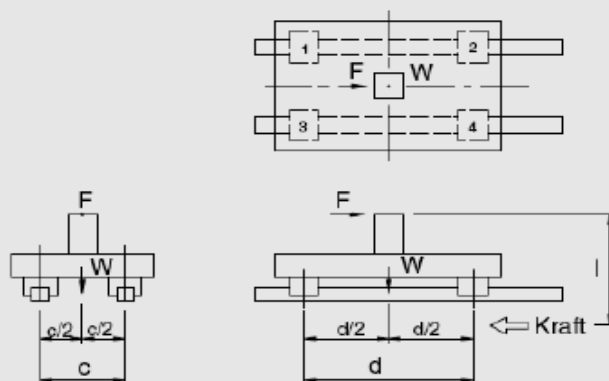
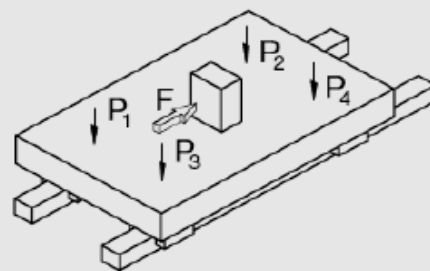
A

$$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot b}{2d} + \frac{F \cdot a}{2c}$$

$$P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot b}{2d} + \frac{F \cdot a}{2c}$$

$$P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot b}{2d} - \frac{F \cdot a}{2c}$$

$$P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot b}{2d} - \frac{F \cdot a}{2c}$$

B

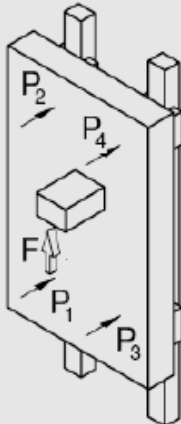
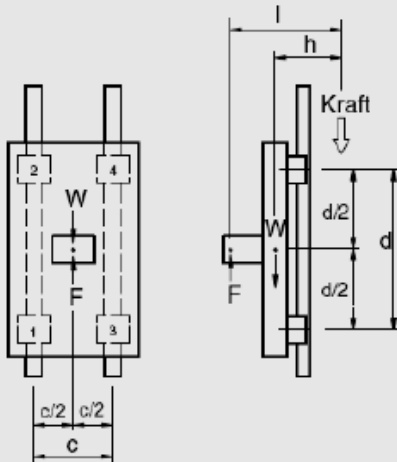
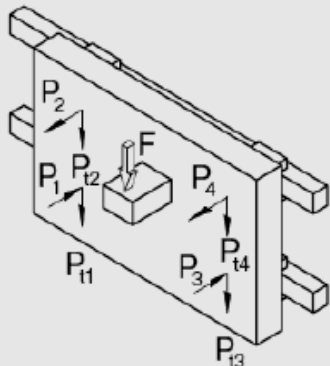
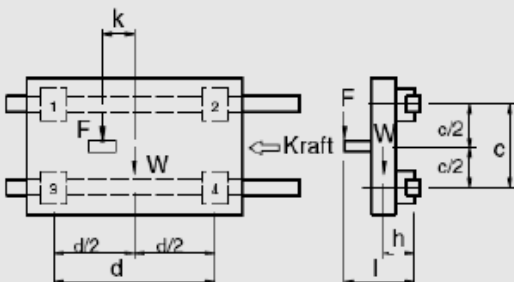
$$P_1 = \frac{W}{4} - \frac{F \cdot l}{2d}$$

$$P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d}$$

$$P_3 = \frac{W}{4} - \frac{F \cdot l}{2d}$$

$$P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d}$$

OBLICZENIE OBCIĄŻENIA PROWADNIC

Kierunek obciążenia	Wymiary	Obciążenie na jednym wózku
<p>C</p> 		$P_1 = \frac{W \cdot h}{2d} - \frac{F \cdot l}{2d}$ $P_2 = -\frac{W \cdot h}{2d} + \frac{F \cdot l}{2d}$ $P_3 = \frac{W \cdot h}{2d} - \frac{F \cdot l}{2d}$ $P_4 = -\frac{W \cdot h}{2d} + \frac{F \cdot l}{2d}$
<p>D</p> 		$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{W \cdot h}{2c} - \frac{F \cdot l}{2c}$ $P_{t1} = P_{t3} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot k}{2d}$ $P_{t2} = P_{t4} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot k}{2d}$

Przykład:

Typ przewodnic:

LGH30Ca

 $C_{\text{dyn}} = 33800\text{N}$ $C_0 = 54600\text{N}$

nap. wst = Z3

Wymiary:

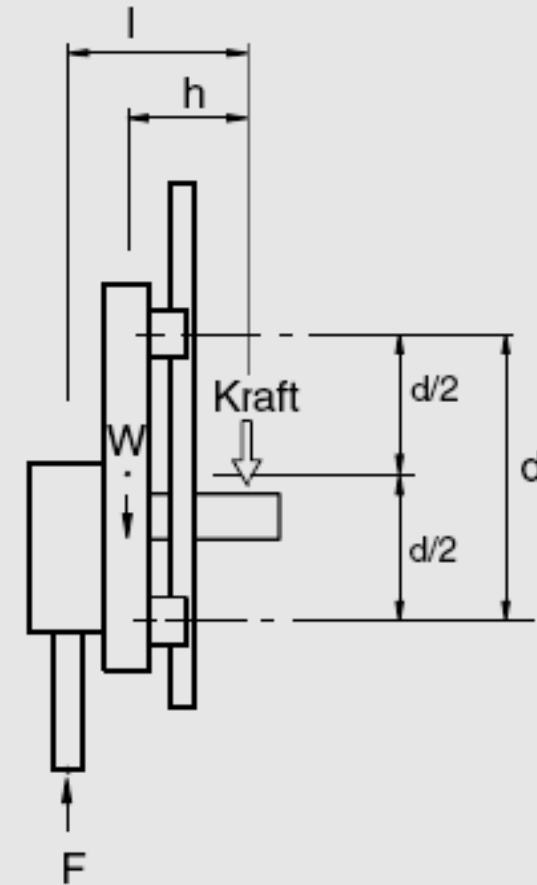
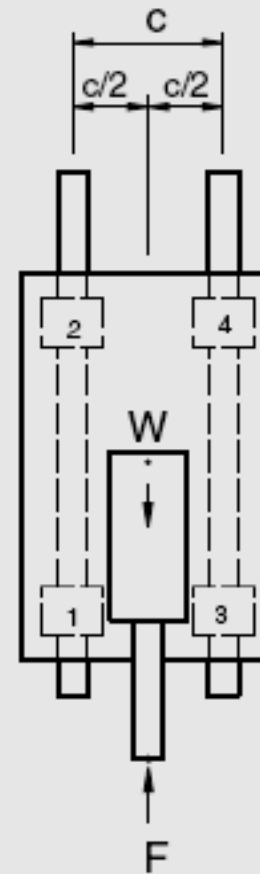
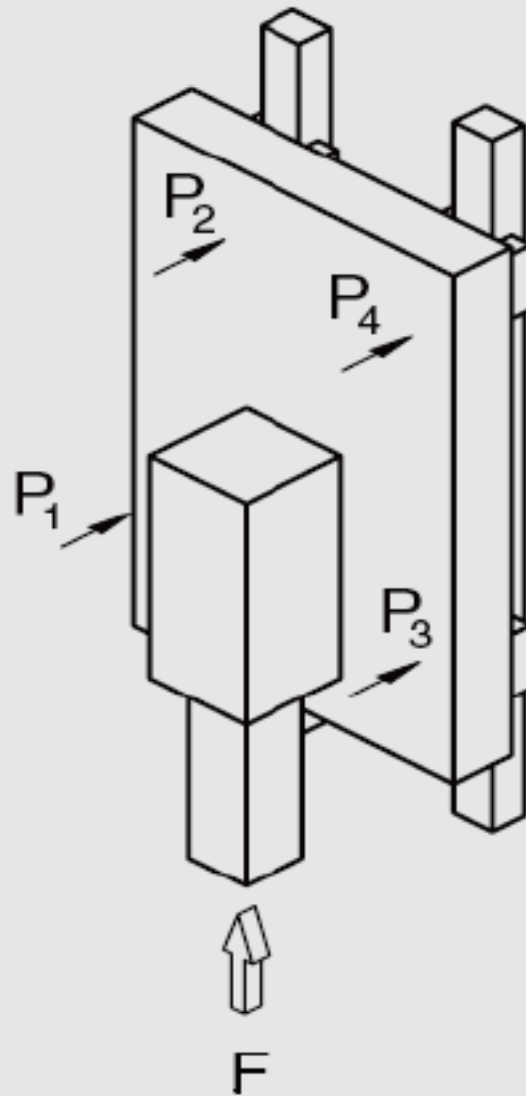
 $d = 600\text{mm}$ $c = 400\text{mm}$ $h = 200\text{mm}$ $l = 350\text{mm}$

Warunki pracy:

 $W = 3000\text{N}$ $F = 1000\text{N}$

wsp.obc. normalny

temp. ot. normalna



$$P_1 = P_3 = \frac{W \cdot h}{2d} - \frac{F \cdot l}{2d} = \frac{3000 \cdot 200}{2 \cdot 600} - \frac{1000 \cdot 250}{2 \cdot 600} = 291,7 \text{ N}$$

$$P_2 = P_4 = -\frac{W \cdot h}{2d} + \frac{F \cdot l}{2d} = \frac{3000 \cdot 200}{2 \cdot 600} + \frac{1000 \cdot 250}{2 \cdot 600} = -291,7 \text{ N}$$

$$P_{\max} = 291,7 \text{ N}$$

$$P = P_{\max} + P_z = 291,7 + (54600 \cdot 0,07) = 4113,7 \text{ N}$$

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C}{f_w \cdot P} \right) \cdot 50 \quad [km]$$

$$L = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 33800}{1,5 \cdot 4113,7} \right) \cdot 50 = 8258 \text{ km}$$

KONIEC