

Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa
Instytut Techniki Lotniczej I Mechaniki Stosowanej
Zakład Podstaw Konstrukcji

Podstawy Konstrukcji Maszyn VI
Układ Przeniesienia Napędu Wentylatora

Wykonał: Maciej Stępień

Sprawdził: Marcin Obszański

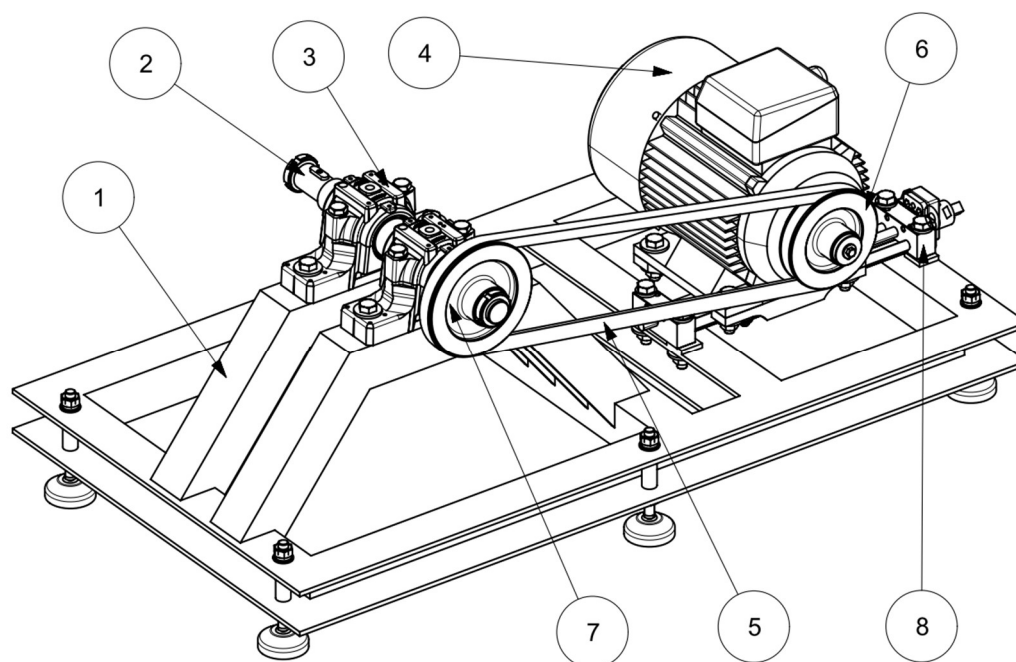
Spis Treści

1	Wstęp	4
1.1	Rysunek poglądowy	4
1.2	Założenia konstrukcyjne	5
1.2.1	Gabaryty	6
1.3	Materiały zastosowane w urządzeniu	7
1.4	Współczynnik bezpieczeństwa	7
2	Dobór silnika	7
3	Przekładnia pasowa	8
4	Obciążenia wałka	9
4.1	Rozplanowanie średnic wałka	9
4.2	Statyka wałka	10
4.3	Rozkład składowych wysiłku	11
5	Wyznaczanie średnic wałka	13
5.1	Wytrzymałość doraźna	13
5.2	Sztywność statyczna wałka	13
5.3	Obroty krytyczne wałka	14
5.4	Analiza wytrzymałości zmęczeniowej wałka	14
6	Dobór łożysk	16
7	Wpusty	17
8	Statyka ramy	17
9	Opis układu naciągu pasu	19
10	Źródła	19

1 Wstęp

Celem pracy jest projekt układu przeniesienia napędu wentylatora, napędzanego przez silnik elektryczny, z którego moment przenoszony jest na wałek za pomocą przekładni pasowej, wyposażonej w system naciągu pasa. Wszystkie elementy urządzenia zamocowane są na spawanej ramie. Wał łożyskowany jest pomiędzy wentylatorem i kołem pasowym biernym.

1.1 Rysunek poglądowy

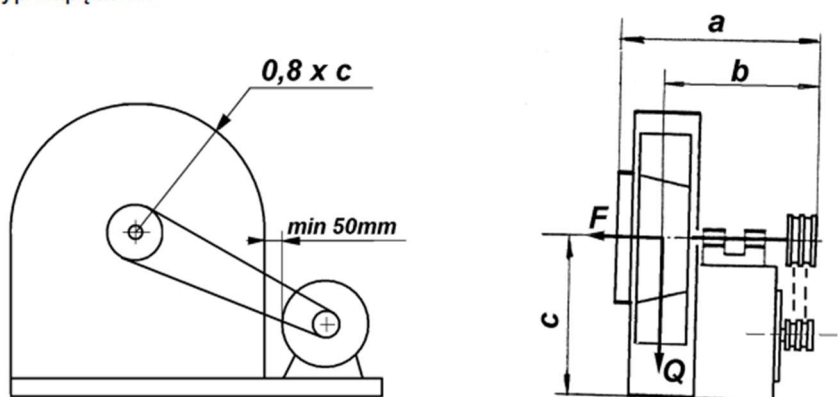


Główne elementy:

1. Rama
2. Wał napędowy
3. Oprawa łożyskowa z łożyskiem
4. Silnik elektryczny
5. Pas klinowy
6. Koło pasowe małe
7. Koło pasowe duże
8. Stolik liniowy

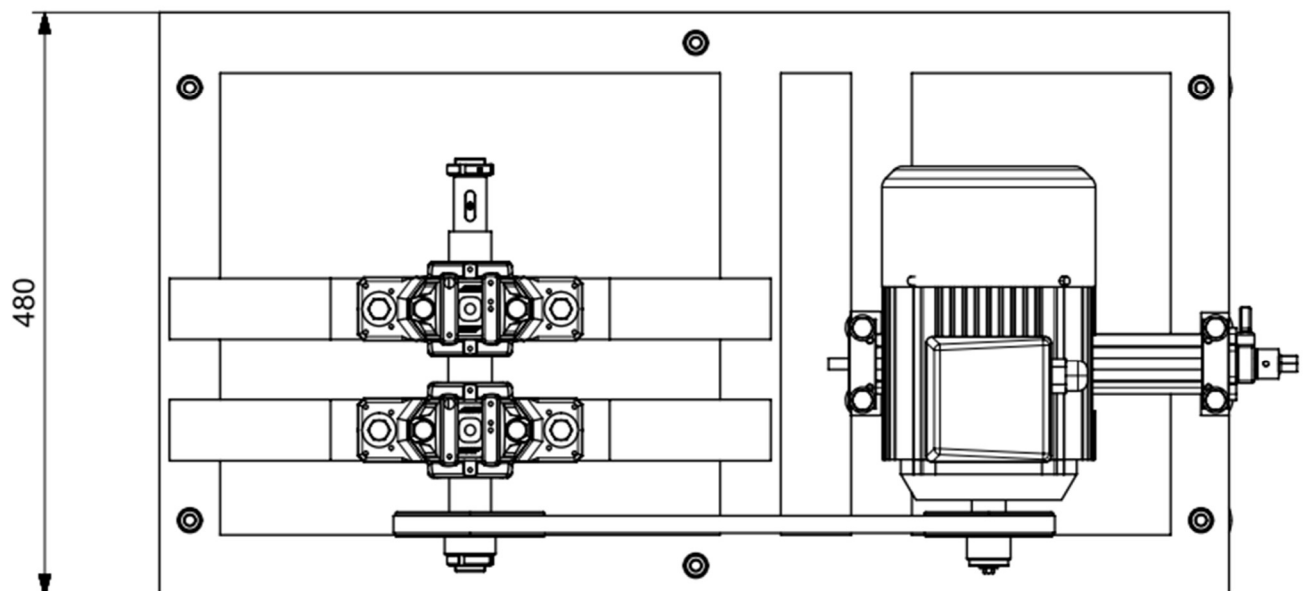
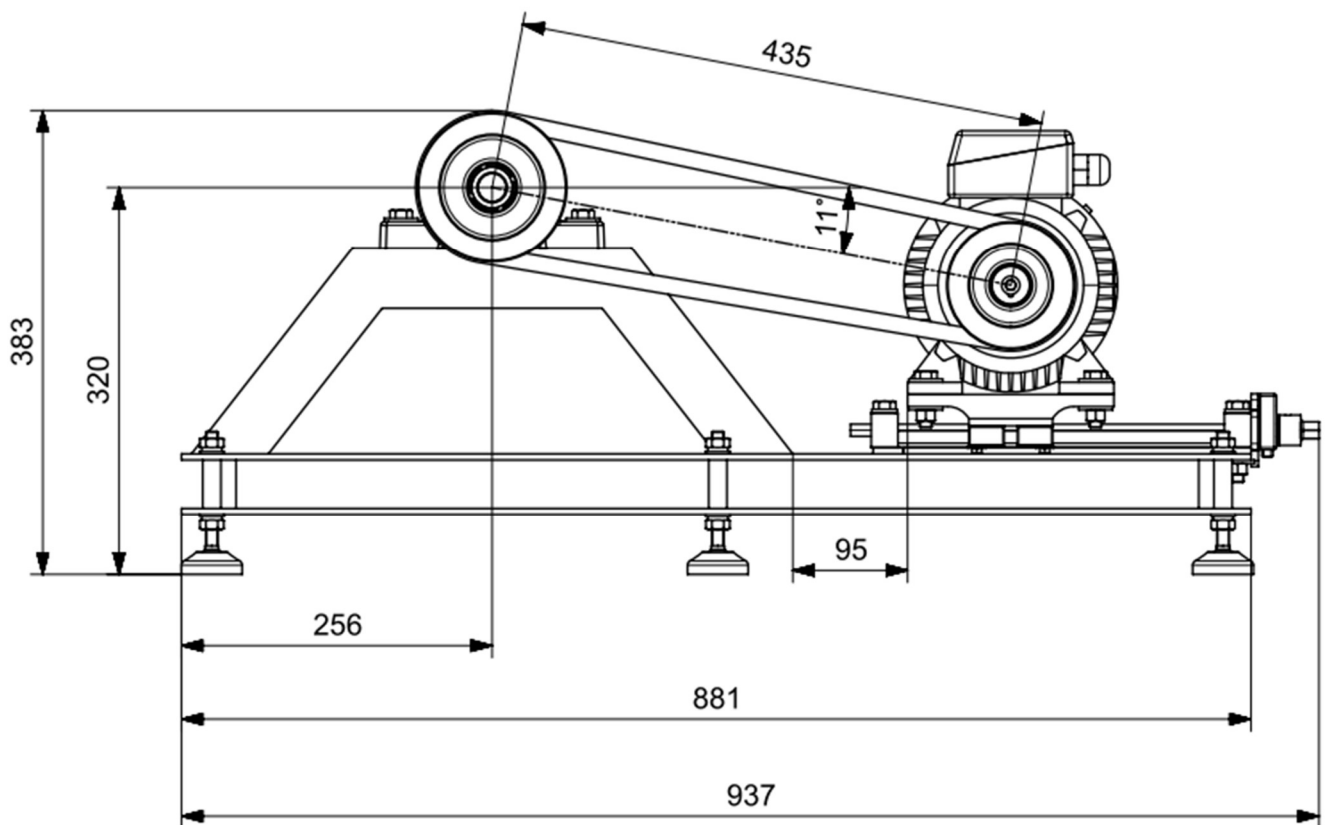
1.2 Założenia konstrukcyjne

Typ napędu 2:



- dwie podpory wału znajdują się między kołem pasowym a wirnikiem
- moc $P = 1,2kW$
- obroty $n = 1200 \text{ rpm}$
- siła osiowa $F = 310N$
- ciężar wirnika $Q = 126N$
- trwałość godzinowa $L_{10h} = 130000h$
- szerokość urządzenia wzdłuż osi wału $a = 505mm$
- odległość od środka ciężkości wirnika do przeciwnego końca wałka $b=440mm$
(później uległa zmianie na $b = 383$)
- wysokość osi wału od podłoża $c = 320mm$
- rozstaw silnika i obudowy wirnika - min $50mm$

1.2.1 Gabaryty



1.3 Materiały zastosowane w urządzeniu

- wał, krążek zabezpieczający talerzyk na wale silnika: **C35** ($R_e = 270MPa$, $R_m = 520MPa$, $Z_{sj} = 244MPa$, $Z_{gj} = 364MPa$, $Z_{so} = 150MPa$, $Z_{go} = 250MPa$)
- rama, stół mocujący silnik: **S235JR** ($R_e = 235MPa$, $R_m = 410MPa$)
- koła pasowe: **St3SX** ($R_m = 360 MPa$)
- wpusty: **C45** ($R_e = 360MPa$, $R_m = 610MPa$, $Z_{sj} = 340MPa$, $Z_{gj} = 480MPa$, $Z_{so} = 170MPa$, $Z_{go} = 280MPa$)
- tuleje pod koło pasowe, wirnik: **AISI 303** ($R_e = 190MPa$, $R_m = 500MPa$)
- podkładki pod prowadnicę: **guma SBR**

Dobór materiałów odbył się w oparciu o analizę podobnych elementów dostępnych na rynku. Wszystkie pozostałe części są znormalizowane i wykonane przez zewnętrznych producentów.

1.4 Współczynnik bezpieczeństwa

Projektowane urządzenie ma pracować przez większość doby, pod umiarkowanymi obciążeniami. Przyjęty współczynnik bezpieczeństwa wynosi $x=4$.

2 Dobór silnika

$$\frac{P_{wy}}{\eta_{upn}} = \frac{1,2 kW}{0,945} = 1,269 kW$$

Przy założeniu, że $\eta_{upn} = \eta_{p.pasowej} \cdot \eta_{łożysk} = 0,95 \cdot 0,995 = 0,94525$ [1].

Dobrano silnik **SH 90 L-4** o parametrach:

- Moc znamionowa $P_{se} = 1,5 kW$
- Prędkość obrotowa $n = 1410 rpm$

Silnik spełnia wymagania projektowe z zapasem. Dodatkowo, należy zredukować prędkość obrotową oraz moc silnika.

3 Przekładnia pasowa

Oznaczenie i dobór elementów przekładni pasowej dokonano na podstawie [2]. Zdecydowano się na pas klinowy SPA. Obliczeń odkonywano na średnicach kół pasowych $d_p = 100$ i $D_p = 118$ (wartości znormalizowane, dobrane na podstawie [2]).

Wartość przełożenia rzeczywistego takiej przekładni wynosi:

$$i_{rz} = \frac{D_p}{d_p} = \frac{118}{100} = 1.18$$

Podczas gdy przełożenie konieczne, wynikające z charakterystyki wybranego silnika oraz z ałożeń projektu wynosi:

$$i = 1.175$$

Błąd przełożenia wynosi:

$$\frac{i_{rz} - i}{i} \cdot 100\% = 0.425 \%$$

Według [1] jest to błąd dopuszczalny.

Następnie obliczono / dobrano (na podstawie [2]):

- Rozstaw osi A_0 :

$$A_{0min} = 0,7 \cdot (D_p + d_p) = 0.1526$$

$$A_{0ma} = 2 \cdot (D_p + d_p) = 0.436$$

Przyjęto $A_1 = 0.435 \text{ m}$

- Długość pasa L_p :

$$L_{p_obliczeniowa} = 2 \cdot A + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4A} = 1,212 \text{ m}$$

Przyjęto znormalizowaną długość pasa $L_p = 1,207 \text{ m}$, zgodnie z [2].

- Dokładny rozstaw osi A :

$$A \approx p + \sqrt{p^2 - q} = 0,432 \text{ m}$$

Gdzie:

$$p = 0,25L_p - 0,393(D_p + d_p) = 0,216$$

$$q = 0,125(D_p - d_p)^2 = 3,83 \cdot 10^{-5}$$

- Współczynnik warunków pracy: $k_t = 1,2$, zakładając czas pracy powyżej 16 godzin na dobę dla napędu lekkiego
- Współczynnik opasania: $k_\varphi = 0,99$
$$\cos \frac{\varphi}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A} \rightarrow \varphi = 177,68^\circ$$
- Współczynnik długości pasa: $k_L = 0,88$
- Moc znamionowa: $N_1 = 2,54 \text{ kW}$

- Wymagana liczba pasów przekładni:

$$z = \frac{N \cdot k_t}{N_1 \cdot k_\varphi \cdot k_L} = 0,813$$

Zaokrąglając w górę, w przekładni zastosowano jeden pas.

Siły działające na pas, obliczono również zgodnie z [2]. W projekcie należy sprawdzić przypadek najbardziej „niebezpieczny” dla układu. Dlatego też, zdecydowano się na uwzględnienie siły dynamicznej.

- Dynamiczne obciążenie osi od sił w cięgnach biernych:

$$T_b \approx \frac{1020 \cdot (1,02 - k_\varphi) \cdot N \cdot k_t}{k_\varphi \cdot v} = 7,536 \text{ N}$$

Gdzie prędkość ruchu pasa: $v = 7,38 \text{ m/s}$

- Dynamiczne obciążenie osi od sił w cięgnach czynnych:

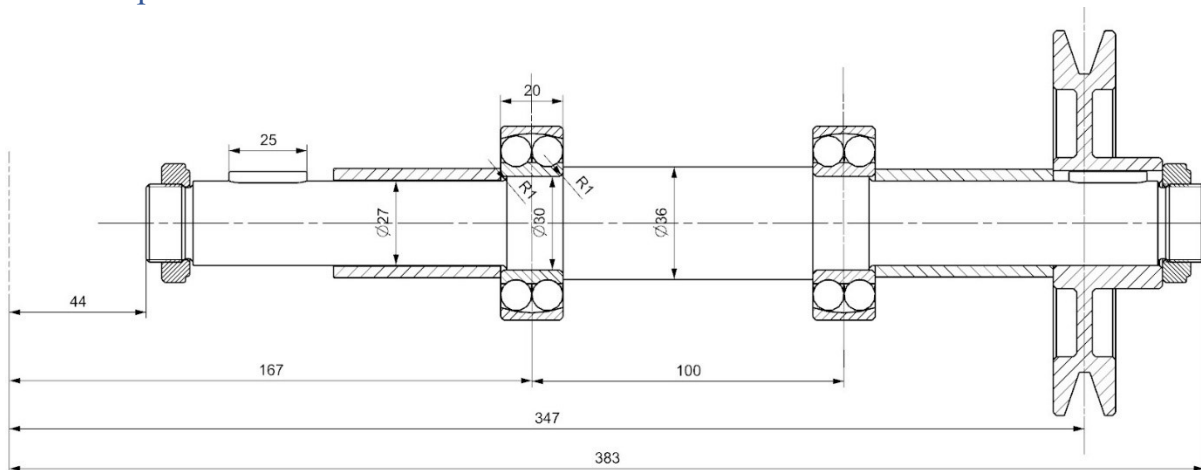
$$T_c \approx \frac{1020 \cdot N \cdot k_t}{k_\varphi \cdot v} = 251,2 \text{ N}$$

- Wypadkowa siła dynamiczna:

$$N_{s_{dyn}} \approx \sqrt{T_c^2 + T_b^2 + 2 \cdot T_c \cdot T_b \cdot \cos\varphi} = 258,73 \text{ N}$$

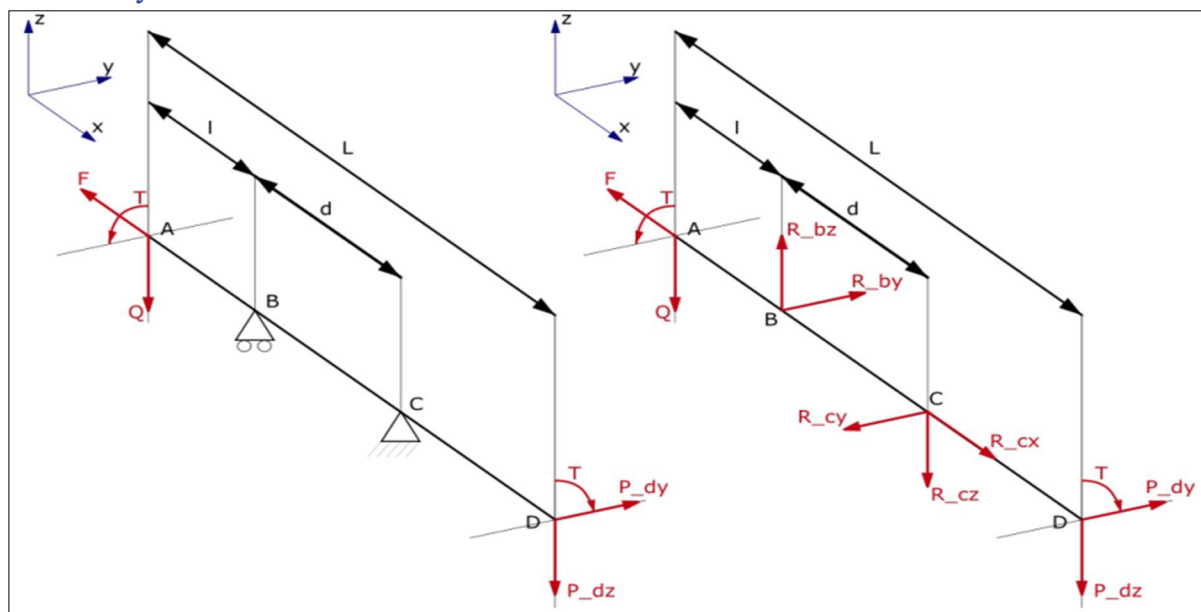
4 Obciążenia wałka

4.1 Rozplanowanie średnic wałka



Na powyższym rysunku widoczny jest układ poszczególnych elementów na wale, odległości pomiędzy nimi oraz długości poszczególnych segmentów wałka.

4.2 Statyka wałka



Dane przyjęte do obliczeń:

Oznaczenie	Wartość	Jednostka
L	0,347	m
l	0,167	m
d	0,1	m
F	310	N
Q	126	N
T	11,94	Nm
P_dy	255,32	N
P_dz	41,81	N

Gdzie moment skręcający od pasa: $T = \frac{N \cdot D_p}{2v}$

Składowa siły dynamicznej na kierunku y: $P_{dy} = N_{s_{dyn}} \cdot \sin \alpha$

Składowa siły dynamicznej na kierunku z: $P_{dz} = N_{s_{dyn}} \cdot \cos \alpha$

Gdzie alfa to kąt między pionem a siłą dynamiczną od pasa

Uwalniając układ od więzów i obliczając siły reakcji w podporach otrzymujemy:

Oznaczenie	Wartość	Jednostka
R_{bx}	0	N
R_{by}	204,3	N
R_{bz}	303	N
R_{bw}	365,69	N
R_{cx}	310	N
R_{cy}	-459,6	N
R_{cz}	135,2	N
R_{cw}	479	N

Gdzie

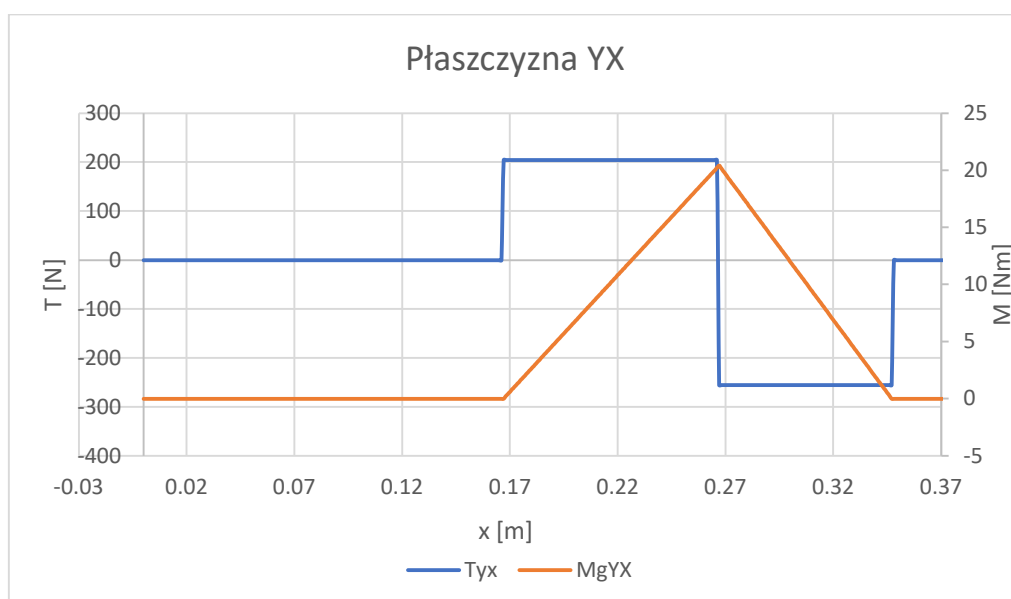
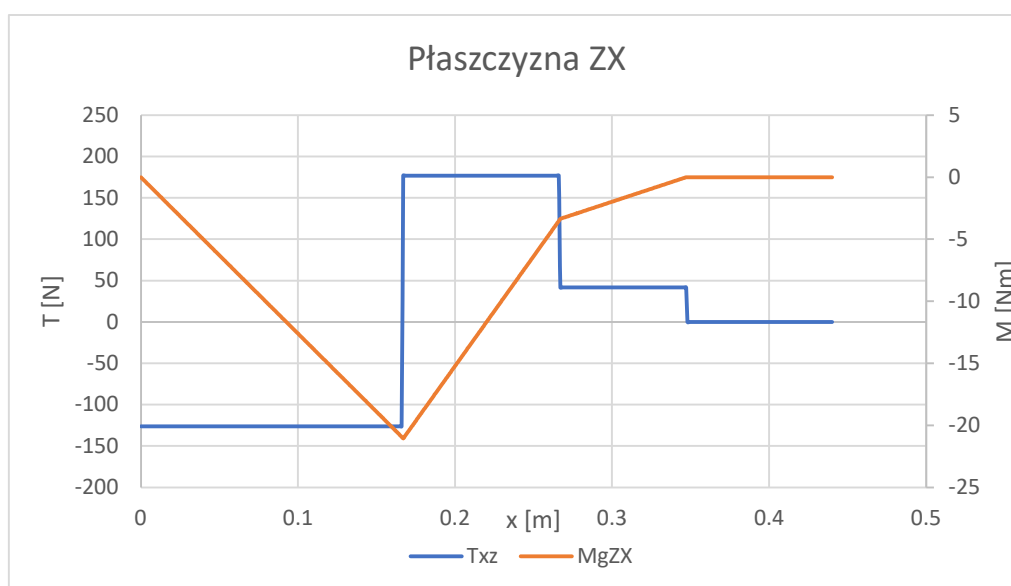
$$R_{bw} = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bx}^2}$$

$$R_{cw} = \sqrt{R_{cy}^2 + R_{cx}^2}$$

Podstawa nieprzesuwana została umieszczona w miejscu bardziej obciążonym.

4.3 Rozkład składowych wysiłku

Wszystkie obliczenia prowadzono przyjmując, teoretyczny przypadek w którym wałek zaczyna się w środku ciężkości wentylatora.

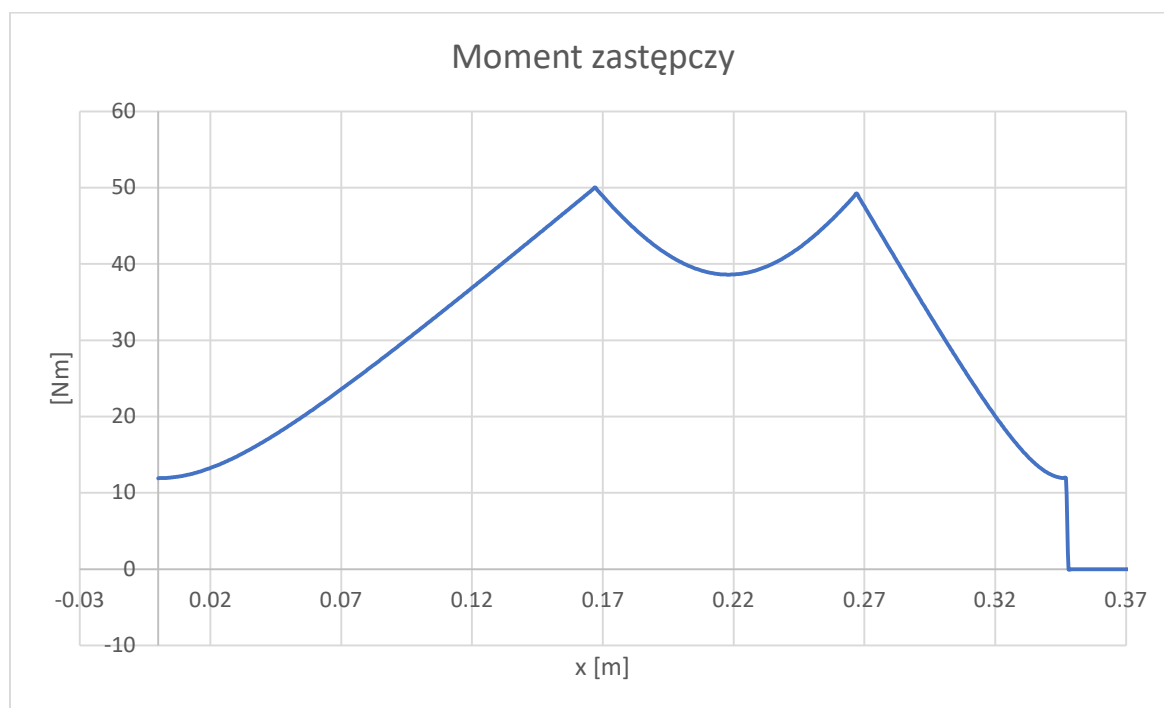


Po wyznaczeniu podstawowych rozkładów obciążeń na wałku, obliczono moment gnący wypadkowy i zastępczy:

$$M_{gw} = \sqrt{M_{yx}^2 + M_{zx}^2}$$

$$M_{zast} = \sqrt{M_{gw}^2 + (\alpha \cdot T)^2}$$

Gdzie $\alpha = \frac{\sqrt{3}}{4}$



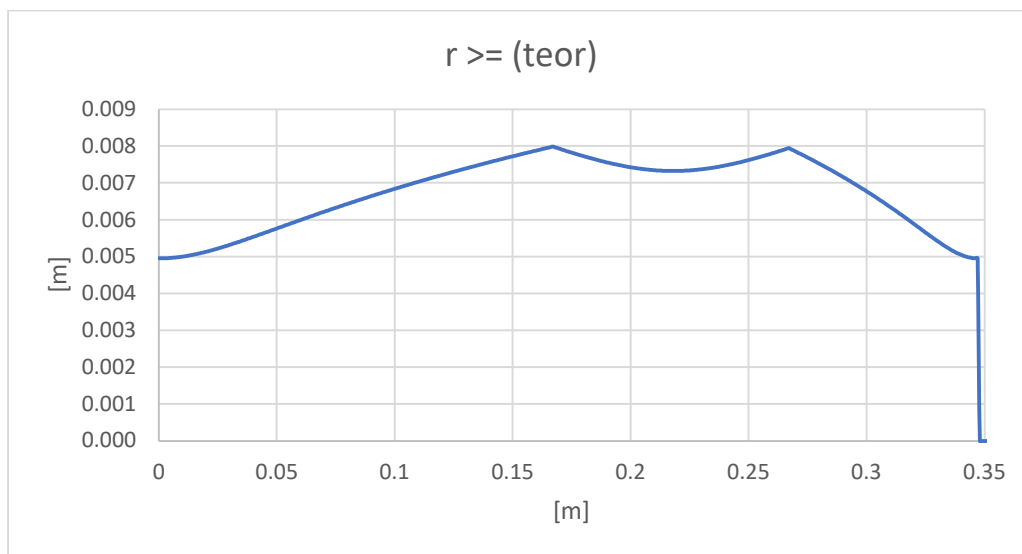
5 Wyznaczanie średnic wałka

5.1 Wytrzymałość doraźna

Podczas wyznaczania średnicy teoretycznej pominięto obciążenia osiowe - mają marginalny wpływ na otrzymane wyniki.

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{M_{zast} \cdot 10^3 \cdot x}{0,1 \cdot Z_{go}}}$$

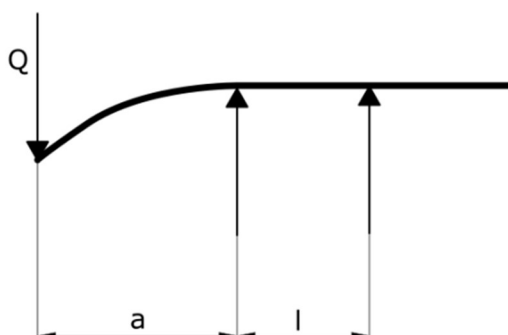
Gdzie: $x = 4$, natomiast $Z_{go} = 250 \text{ MPa}$



5.2 Sztywność statyczna wałka

Do obliczeń linii ugięcia przyjęto średnicę będącą średnią arytmetyczną dwóch skrajnych średnic na wałku:

$$d = \frac{D_{min} + D_{max}}{2} = \frac{0,027 + 0,36}{2} = 0,0315$$



Oprócz tego pominięto obciążenie pochodzące od przekładni - za ugięcie odpowiada wyłącznie siła. Do obliczenia linii ugięcia użyto wzoru:

$$f = \frac{Q \cdot a^2}{3EJ} \cdot (l + a) = 3,08 \cdot 10^5 \text{ m}$$

Oznaczenie	Wartość	Jednostka
Q	126	N
E	210	GPa
J	$4,83 \cdot 10^{-8}$	m^4
l	0,1	m
a	0,167	m

Gdzie, E to moduł Young'a stali C35, a moment bezwładności na zginanie: $J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$.

Zgodnie z [3], strzałka ugięcia musi spełniać warunek: $f = (2 \div 3) \cdot 10^4 \cdot l = (2 \div 3) \cdot 10^5 \text{ m}$

Wymaganie nie zostało spełnione. Po analizie obrotów krytycznych oraz konsultacji z prowadzącym uznano, że odchyłka jest akceptowalna.

5.3 Obroty krytyczne wałka

Prędkość krytyczną otrzymano z zależności:

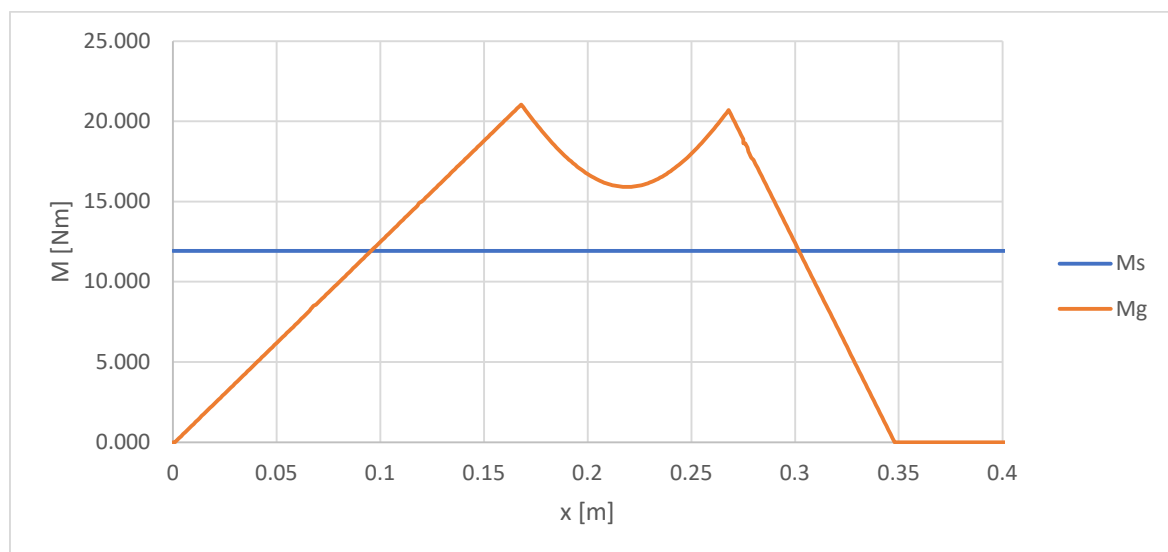
$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{g}{f}} = \sqrt{\frac{9,81}{3,08 \cdot 10^5}} = 564 \frac{rad}{s} = 5388 \text{ rpm}$$

Krytyczna prędkość obrotowa jest ponad 4-krotnie większa od wymaganej – wał spełnia wymagania.

5.4 Analiza wytrzymałości zmęczeniowej wałka

Do analizy wytrzymałości zmęczeniowej wałka wybrane zostały 2 przekroje, które mogą okazać się „słabymi ogniwami”. Jest to miejsce zmiany średnicy ze średnicy największej na średnicę czopu, na którym zamocowane są łożyska oraz miejsce otworu pod wpust.

Na wykresie poniżej przedstawione zostały momenty, które zostały wzite pod uwagę w obliczeniach:



Momenty te dla liczonych punktów wynoszą odpowiednio:

x [mm]	M [Nm]	Ms [Nm]
90	11.34	11.93
177	19.38	11.93

Współczynniki do obliczeń:

$$\begin{array}{lllll}
 \alpha_{1s} = 1,62 & \frac{1}{\varepsilon_{1s}} = 1,28 & \beta_{k1s} = 1,41 & \beta_{p1s} = 1,06 & \beta_{1s} = 1,47 \\
 \alpha_{1g} = 1,94 & \frac{1}{\varepsilon_{1g}} = 1,305 & \beta_{k1g} = 1,71 & \beta_{p1g} = 1,06 & \beta_{1g} = 2,77 \\
 \\
 \alpha_{2s} = 1,9 & \frac{1}{\varepsilon_{2s}} = 1,34 & \beta_{k2s} = 1,61 & \beta_{p2s} = 1,02 & \beta_{2s} = 1,63 \\
 \alpha_{2g} = 2,37 & \frac{1}{\varepsilon_{2g}} = 1,38 & \beta_{k2g} = 2,01 & \beta_{p2g} = 1,02 & \beta_{2g} = 3,03
 \end{array}$$

Wskaźniki wytrzymałości i naprężenia w kolejnych przekrojach:

W_{1s}	254	W_{1g}	127	W_{2s}	176.7	W_{1g}	88.3
τ_{1sa}	23.44	σ_1	89	τ_{2sa}	33.7	σ_2	219
τ_{1sm}	23.44	-	-	τ_{2sm}	33.7	-	-

Współczynnik $\psi = 0.05$ dla stali o średniej zawartości węgla. Wtedy zapasy bezpieczeństwa zmęczeniowego:

σ_{1s}	151.47	σ_{2s}	195.4
σ_{1g}	23.39	σ_{2g}	17.65

Wypadkowe zapasy bezpieczeństwa:

σ_1	24.76
σ_2	17.34

Wszystkie otrzymane wyniki są wielokrotnie większe niż przyjęty współczynnik bezpieczeństwa $x=4$.

6 Dobór łożysk

Korzystając ze strony SKF wybrano łożyska kulkowe wahliwe 2206 ETN9 i oprawy SNL 206-305. Parametry łożysk znajdują się w tabeli poniżej:

Oznaczenie	Wartość	Jednostka
d_w	30	mm
D_z	62	mm
B	20	mm
C	23,8	kN
C_0	6,7	kN
P_u	0,345	kN
e	0,33	-
X	0,65	-
Y_2	1,9	-

W tym podpunkcie sprawdzona jest trwałość łożysk. Sprawdzane jest wyłącznie łożysko bardziej narażone, zablokowane w osi x i obciążone wzdłużnie. Obliczenia prowadzono zgodnie ze schematem z katalogu łożysk SKF [4].

Siły działające na łożysko:

- $R_{cw} = 479 \text{ N}$ – siła poprzeczna
- $R_{cx} = 310 \text{ N}$ – siła osiowa

$$\frac{R_{cx}}{R_{cw}} = 0,647 > 0,33$$

Zatem:

$$F_{zast} = X \cdot R_{cw} + Y_2 \cdot R_{cx} = 900,4 \text{ N}$$

Godzinowy czas pracy łożyska do zniszczenia 10% próby:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F_{zast}} \right)^p = 256515 \text{ h}$$

Gdzie $p = 3$ dla łożysk kulkowych.

Łożysko wytrzyma wymagane 130 tys. godzin pracy.

7 Wpusty

Na podstawie [1] dobrano wpust pryzmatyczny o wymiarach: 8x7x25 mm. Obliczenia przeprowadzono dla danych:

Oznaczenie	Wartość	Jednostka
$d_{wał}$	27	mm
T	11,94	Nm
h	7	mm
t_1	4	mm
L	25	mm

Parametry wpustów są tak dobrane, aby decydującymi naprężeniami były naciski powierzchniowe:

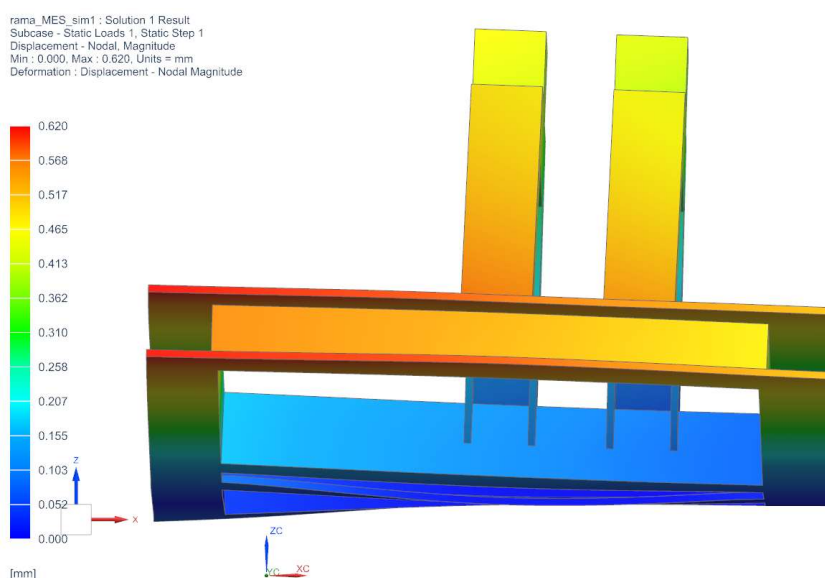
$$p_{dop} = \frac{2T \cdot 10^3}{(h - t_1)L \cdot d_{wał}} = 14,74 \text{ MPa}$$

Zatem wpust spełnia wymagania wytrzymałościowe [1].

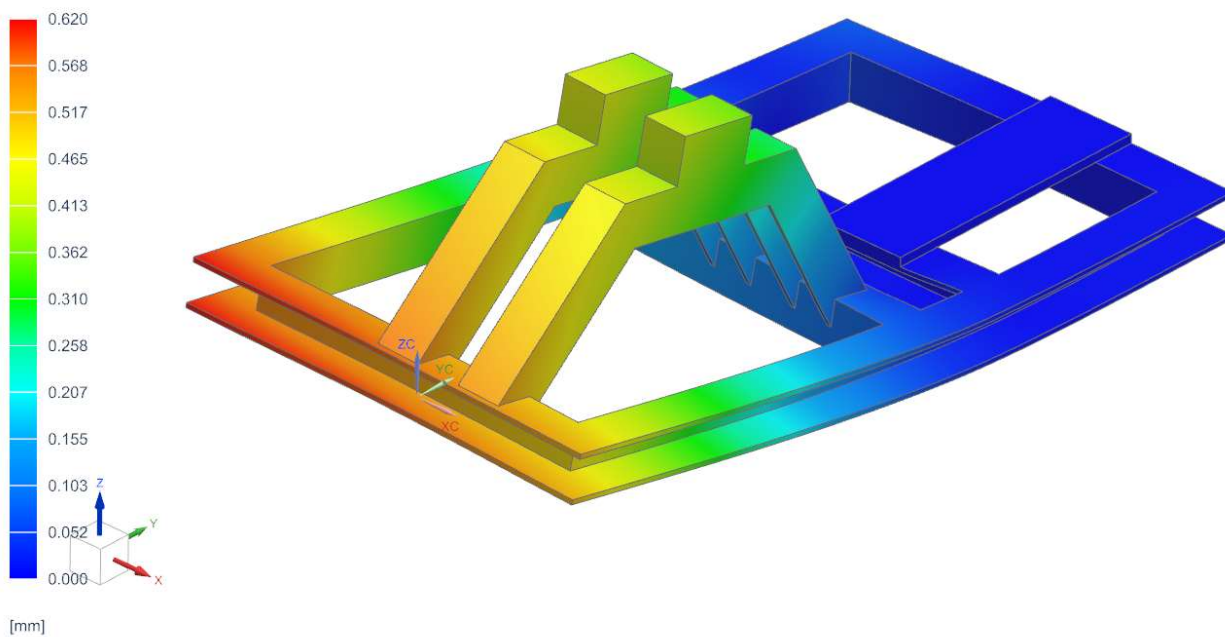
8 Statyka ramy

Ramę wykonano ze stali konstrukcyjnej S235JR. Element składa się z zespawanych ze sobą ceowników. Nóżki urządzenia, wykonane na podstawie nóżek K0742 firmy Kipp, są rozmieszczone za pomocą dospawanych, niegwintowanych tulei. Ruch nóżek jest blokowany przez zestaw nakrętek i podkładek, a ich konstrukcja umożliwia łatwą redukcję nierówności podłoża. Do przymocowania systemu naciągu pasa i opraw łożyskowych również wykorzystano połączenia śrubowe z podkładkami.

Sztywność konstrukcji zbadano korzystając z modułu MES wbudowanego w system NX. Elementy, bezpośrednio odbierające obciążenia tj. oprawy łożyskowe i silnik wraz z wałkiem zastąpiono prostymi bryłami. Na taką ramę nałożono siatkę o wymiarze. Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń. Sam obraz to odkształcenia przeskalowane przez wymiar charakterystyczny.



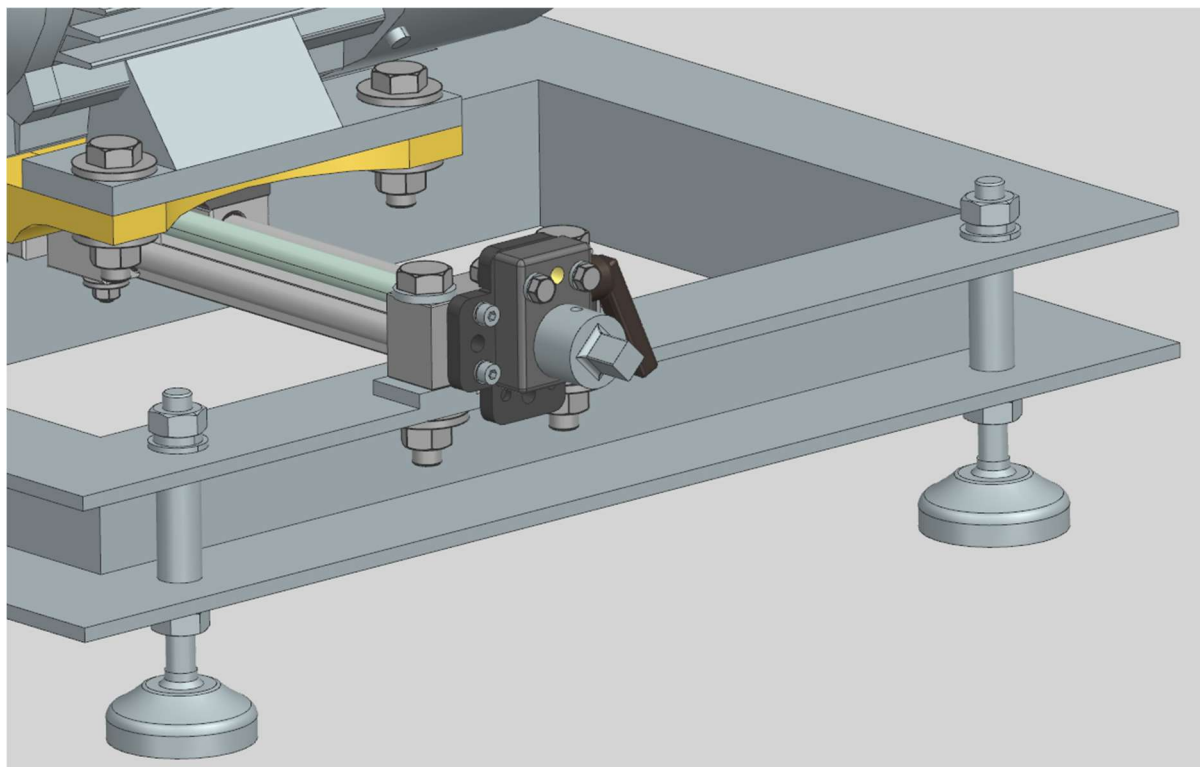
rama_MES_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.620, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Maksymalne odkształcenie wynosi około 0.62 mm - to niewielka i akceptowalna wartość wobec gabarytów całego układu i obecności układu naciągu pasa, który może skompensować ewentualne zmiany.

9 Opis układu naciągu pasa

W urządzeniu zastosowano układ naciągu pasa w postaci przesuwu silnika na stoliku - SLW-1040 firmy igus.



Maksymalna nośność osiowa systemu wynosi 700N, promieniowa 2800N. Prowadnice zapewniają dużą sztywność oraz zapobiegają skręceniu elementu. Za regulację pozycji silnika odpowiada śruba w osi symetrii układu. Za pomocą wkrętu dociskowego zamocowano do niej przejściówkę pod klucz 10. Sam obrót jest blokowany przez ręczny zacisk SHT-HK-12, połączony przez adapter. Obie części zostały wykonane przez tę samą firmę.

10 Źródła

- [1] Kurmaz L. W., Kurmaz O. L. **Podstawy Konstruowania Węzłów i Części Maszyn**. 2011
- [2] Starego W., **Poradnik Konstruktora (do projektowania przekładni pasowych) Sanok Rubber**. 2017
- [3] Mazanek E., **Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn t.2**
- [4] SKF, **Katalog łożysk tocznych**. 2014
- [5] Dane katalogowe ze stron internetowych:
 - [5.1] <https://www.skf.com/pl/productinfo/productid-2209%20ETN9> (stan na dzień 15/04/2023)