

## **Projekt konstrukcyjny chwytaka nr 21 typu P – (O – P – Os)**

Prototypowanie konstrukcji w technice druku 3D i CNC



**Kamil Górkak**

**Automatyka i Robotyka**

**Wydział Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Inżynierii  
Biomedycznej**

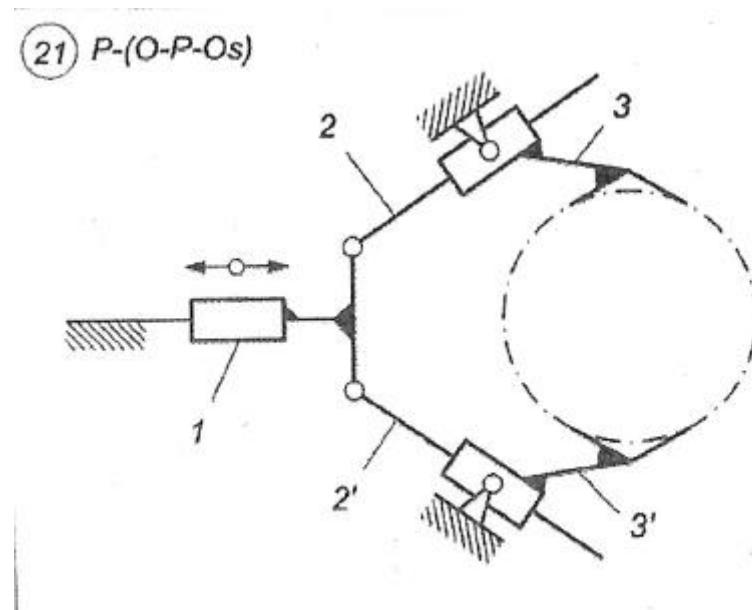
## **Spis treści**

1. Założenia wykonywanego projektu.....	3
2. Schemat chwytaka przemysłowego .....	3
3. Obliczenia ruchliwości zadanego chwytaka.....	3
4. Wyznaczenie maksymalnej siły ciężkości wałka.....	4
5. Wyznaczanie potrzebnej siły chwytu.....	4
6. Wyznaczenie minimalnej długości szczek.....	5
7. Wyznaczenie długości poszczególnych elementów chwytaka.....	5
8. Charakterystyka przesunięciowa.....	7
9. Charakterystyka prędkościowa.....	10
10. Charakterystyka siłowa.....	11
11. Wytrzymałość na ścinanie dla sworznia.....	14
12. Analiza wytrzymałościowa w programie Autodesk Inventor.....	15
13. Dobór siłownika.....	16
14. Rysunek złożeniowy chwytaka.....	17
15. Źródła.....	20

## 1. Założenia wykonywanego projektu

- Obiektem przeznaczonym do przeniesienia jest wałek o średnicy zewnętrznej wynoszącej 80 mm, długości 140 mm, wykonany ze stopu aluminium
- Urządzenie ma za zadanie chwycić transportowany element, utrzymać go podczas transportu i uwolnić w miejscu docelowym
- Siłownik chwytaka jest zasilany sprężonym powietrzem o ciśnieniu 0,6 MPa

## 2. Schemat chwytaka przemysłowego



## 3. Obliczanie ruchliwości zadanego chwytaka

Aby wyznaczyć ile elementów jest potrzebne do napędu projektowanego urządzenia posługuję się następującym wzorem:

$$W = 3n - \sum_{i=3}^5 (i - 3)p_i n$$

Który po przekształceniu do obecnych warunków zadania przyjmuje postać:

$$W = 3n - p_4 - 2p_5$$

Gdzie:

W – ruchliwość chwytaka

n – liczba członów ruchomych

p<sub>4</sub> – liczba par kinematycznych klasy czwartej

p<sub>5</sub> – liczba par kinematycznych klasy piątej

Po podstawieniu wartości:

$$n = 5$$

$$p_4 = 0$$

$$p_5 = 7$$

$$W = 3*5 - 0 - 2*7 = 1$$

Z faktu, że  $W = 1$  wynika, że do napędu chwytaka wymagany jest jeden silownik o ruchu liniowym

#### 4. Wyznaczanie maksymalnej siły ciężkości wałka

Maksymalny ciężar transportowanego elementu uzyskuję ze wzoru:

$$Q_{\max} = \pi r^2 l \rho g$$

Gdzie:

$$r = 40 \text{ mm} \quad \text{promień wałka}$$

$$l = 140 \text{ mm} \quad \text{długość wałka}$$

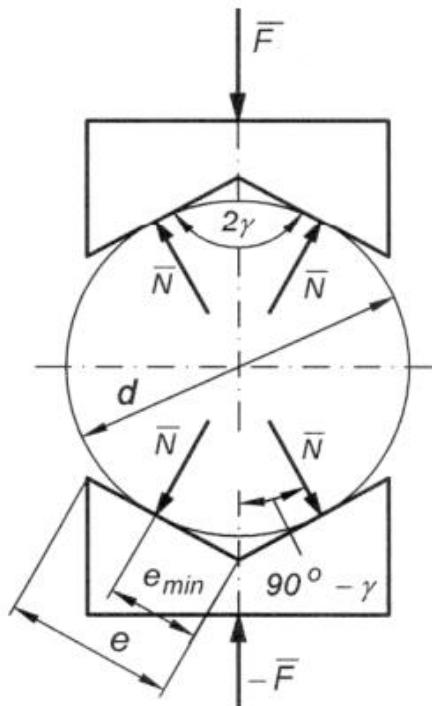
$$\rho = 2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{przyjęta gęstość aluminium}$$

$$Q_{\max} = 3,1415 * (0,04\text{m})^2 * 0,14\text{m} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q_{\max} = 18,64\text{N}$$

#### 5. Wyznaczanie potrzebnej siły chwytu

Ustalenie wymaganej siły chwytu przebiega na podstawie analizy poniższego schematu przedstawiającego szczęki zaciśnięte na przedmiocie



Przyjmujemy następujące wartości:

$$\mu = 0,3$$

$$2\gamma = 125^\circ$$

$$n = 2$$

$$Q_{max} = 18,64 \text{ N}$$

Na podstawie powyższego schematu oraz podanych wartości przystępujemy do wyznaczenia potrzebnej siły chwytu

$$F_{ch} = 2N \cos(90^\circ - \gamma) \rightarrow N = \frac{F_{ch}}{2 \sin \gamma}$$

$$T = \mu n \rightarrow T = \frac{\mu F_{ch}}{2 \sin \gamma}$$

Aby udało się chwycić wałek musi być spełniony następujący warunek

$$4T \geq Qn \rightarrow F_{ch} \geq \frac{n Q_{max} \sin \gamma}{2 \mu}$$

Podstawiając wartości liczbowe otrzymuję

$$F_{ch} \geq 82,67 \text{ N}$$

## 6. Wyznaczenie minimalnej długości szczęk

Korzystając ze schematu przedstawionego w poprzednim punkcie przystępuję do wyznaczenia długości szczęk korzystając z zależności:

$$\tan \gamma = \frac{0,5d}{e_{min}} \rightarrow e_{min} = \frac{d}{2 \tan \gamma} \approx 21 \text{ mm}$$

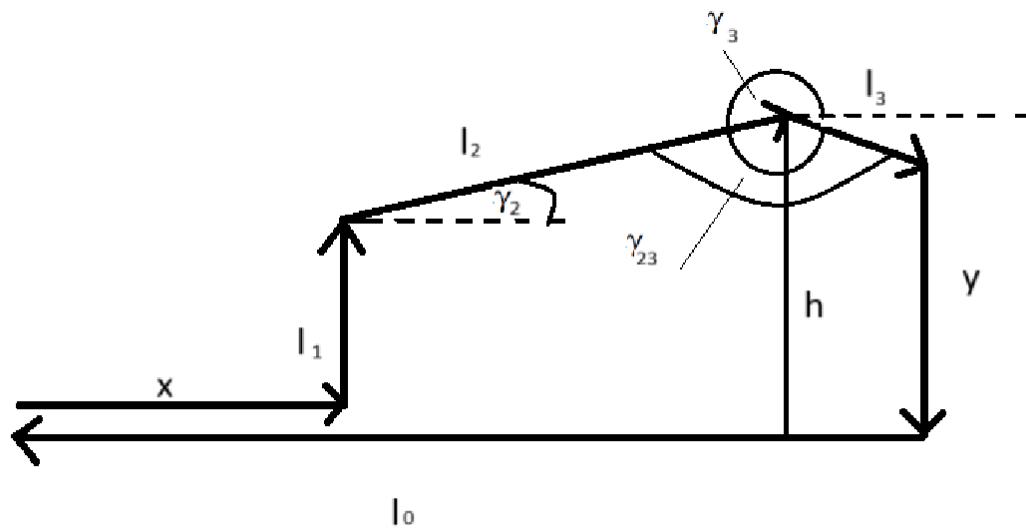
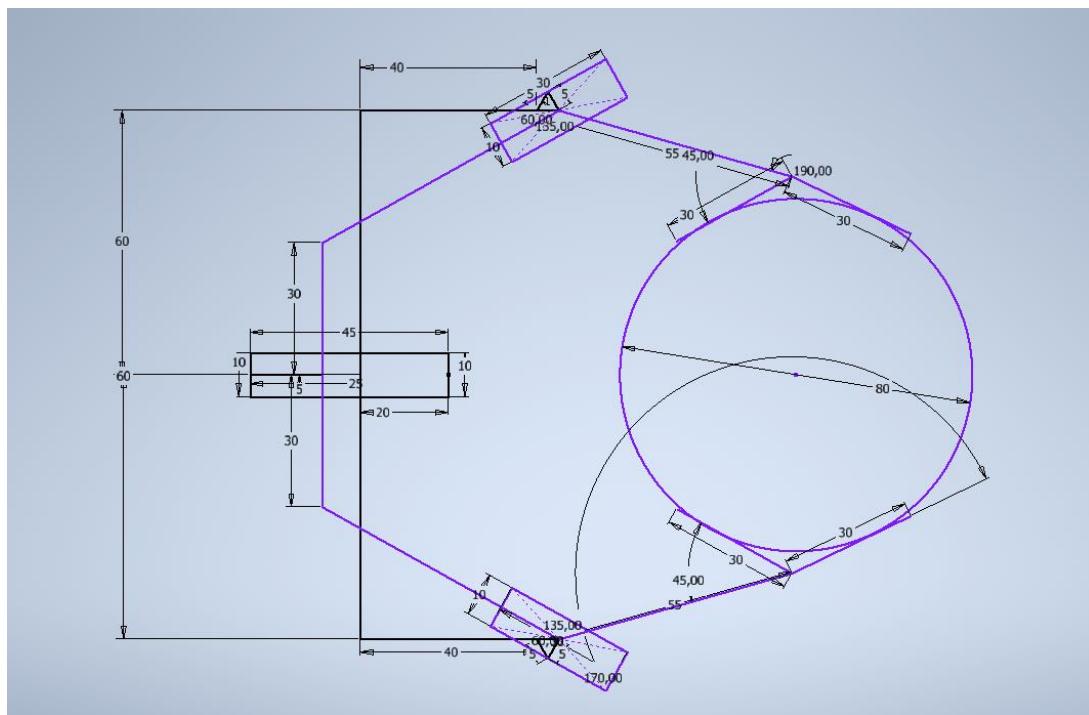
Aby mieć pewność, że wyznaczona długość będzie wystarczająca przyjmuję  $e$  z określonego zakresu

$$e = (1,1 - 1,5) e_{min}$$

W związku z powyższym w moim przypadku  $e = 30 \text{ mm}$

## 7. Wyznaczenie długości poszczególnych elementów chwytaka

Aby wyznaczyć odpowiednie długości poszczególnych części chwytaka a także kątów między nimi użyłem programu Autodesk Inventor. Zaprojektowałem w nim schemat kinematyczny wykonywanego manipulatora uzyskany poprzez łączenie odpowiednich ramion wiązaniami, ustalanie stałych długości. Wykonywane czynności tj. zmiana poszczególnych wartości pozwoliły mi wyznaczyć wymiary, przy których chwytak pracował w zadowalający sposób. Używany schemat a także wyznaczone z niego długości, które będą wykorzystywane w dalszym ciągu obliczeń umieściłem poniżej.



Na podstawie powyższych przyjąłem:

$$h = 60 \text{ mm}$$

$$l_3 = 55 \text{ mm}$$

$$l_1 = 30 \text{ mm}$$

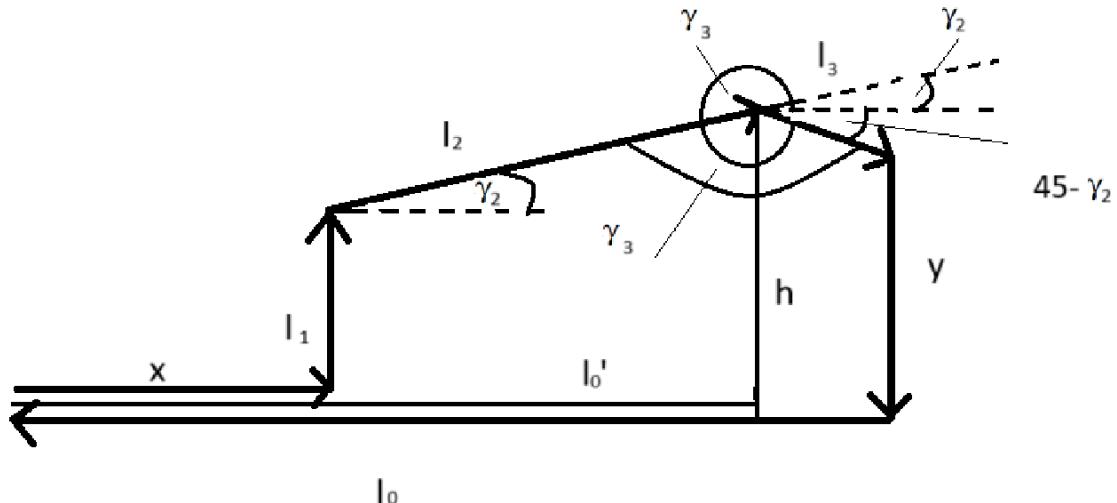
$$l_0' = 70 \text{ mm}$$

$$\gamma_{23} = 135^\circ$$

Dodatkowo aby zapewnić odpowiednie rozsunięcie szczęk siłownik będzie się musiał wysunąć o około 45 mm co także przyjmuję do późniejszych obliczeń.

## 8. Charakterystyka przesunięciowa

Aby wyznaczyć funkcję położenia szczęki w zależności od wysunięcia tłoka posługuję się schematem z powyższego punktu uzupełnionym o dodatkową odległość i kąty.



Korzystając z metody wieloboku wektorowego zamkniętego przystępuję do wyznaczania charakterystyki przesunięciowej.

Zapisuję równania wektorowe dla dwóch wieloboków, które mogę wyróżnić

$$\begin{cases} \bar{x} + \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 + \bar{y} + \bar{l}_0 = 0 \\ \bar{x} + \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{h} + \bar{l}'_0 = 0 \end{cases}$$

Następnie zapisuję równania dla obu osi dla wieloboku mniejszego

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{array}{l} x + l_2 \cos \gamma_2 - l'_0 = 0 \\ l_1 + l_2 \sin \gamma_2 - h = 0 \end{array} \right. \\ & \left\{ \begin{array}{l} l'_0 - x = l_2 \cos \gamma_2 \\ h - l_1 = l_2 \sin \gamma_2 \end{array} \right. \\ & \left\{ \begin{array}{l} (l'_0 - x)^2 = l_2^2 \cos^2 \gamma_2 \\ (h - l_1)^2 = l_2^2 \sin^2 \gamma_2 \end{array} \right. \\ & (l'_0 - x)^2 + (h - l_1)^2 = l_2^2 (\cos^2 \gamma_2 + \sin^2 \gamma_2) \\ & l_2 = \sqrt{(l'_0 - x)^2 + (h - l_1)^2} \\ & \cos \gamma_2 = \frac{l'_0 - x}{l_2} = \frac{l'_0 - x}{\sqrt{(l'_0 - x)^2 + (h - l_1)^2}} \\ & \sin \gamma_2 = \frac{h - l_1}{l_2} = \frac{h - l_1}{\sqrt{(l'_0 - x)^2 + (h - l_1)^2}} \end{aligned}$$

Dodatkowo zauważam, że

$$\gamma_3 = 315^\circ + \gamma_2$$

Wyznaczone z małego wieloboku dane używam do rozwiązania układu większego wieloboku.

$$\begin{cases} x + l_2 \cos \gamma_2 + l_3 \cos \gamma_3 - l_0 = 0 \\ l_1 + l_2 \sin \gamma_2 + l_3 \sin \gamma_3 - y = 0 \\ x + l_1 + l_2 \left( \frac{l'_{0-x}}{l_2} + \frac{h-l_1}{l_2} \right) + l_3 (\cos \gamma_3 + \sin \gamma_3) - l_0 - y = 0 \\ h + l'_{0+} + l_3 (\cos \gamma_3 + \sin \gamma_3) - l_0 - y = 0 \end{cases}$$

Dodaję kolejne równanie odczytane ze schematu:  $l_0 = l'_{0+} + l_3 \cos(45^\circ - \gamma_2)$

Wracając do wcześniejszego równania:

$$h + l'_{0+} + l_3(\cos(315^\circ + \gamma_2) + \sin(315^\circ + \gamma_2)) - l_3 \cos(45^\circ - \gamma_2) - y - l'_{0+} = 0$$

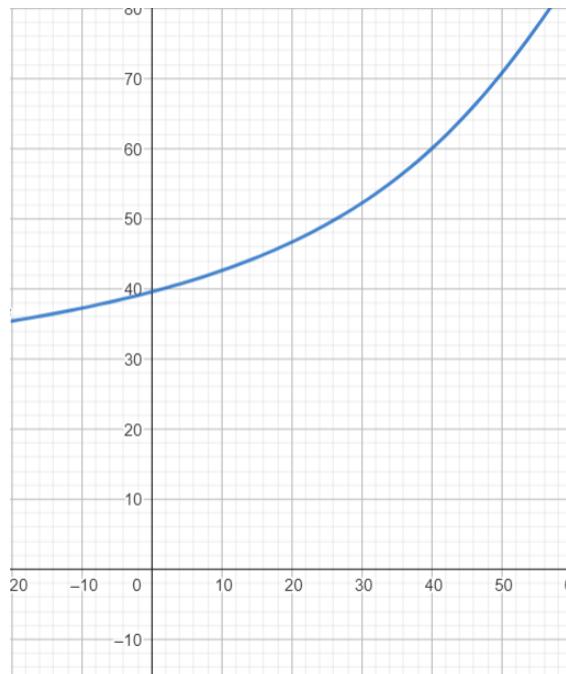
$$h + l_3 \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{l'_{0-x}}{\sqrt{(10'-x)^2 + (h-l_1)^2}} + \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{h-l_1}{\sqrt{(10'-x)^2 + (h-l_1)^2}} \right) + \left( -\frac{\sqrt{2}}{2} \frac{l'_{0-x}}{\sqrt{(10'-x)^2 + (h-l_1)^2}} + \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{h-l_1}{\sqrt{(10'-x)^2 + (h-l_1)^2}} \right) - \left( \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{l'_{0-x}}{\sqrt{(10'-x)^2 + (h-l_1)^2}} + \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{h-l_1}{\sqrt{(10'-x)^2 + (h-l_1)^2}} \right) \right] = y$$

Po uproszczeniu dochodzę do równania

$$y = h + l_3 \frac{\sqrt{2}}{2} \left( \frac{x+h-l_1-l'_{0+}}{\sqrt{(10'-x)^2 + (h-l_1)^2}} \right)$$

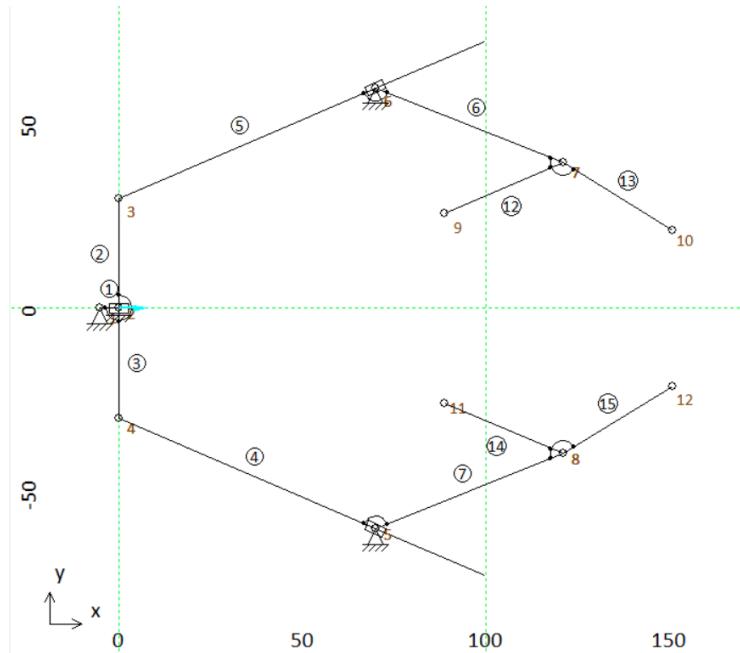
Po podstawieniu wartości liczbowych otrzymuję charakterystykę przesunięciową:

$$y = 60 + 27,5\sqrt{2} \left( \frac{x-40}{\sqrt{(70-x)^2 + 900}} \right)$$

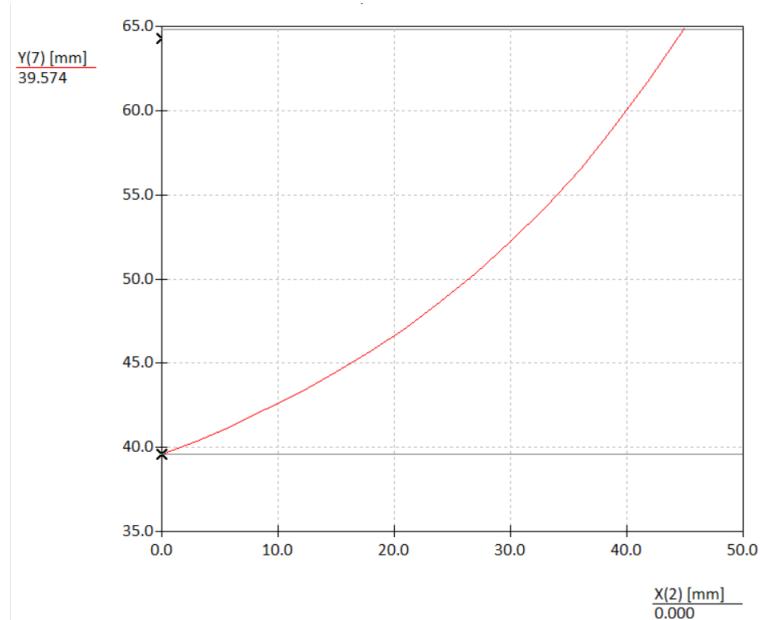


Przedstawiony powyżej wykres został wygenerowany przez stronę geogebra.org i przedstawia wykres charakterystyki według wyznaczonego równania. Uzyskana

charakterystyka jest zgodna ze schematem wykonanym w Autodesk Inventor tzn. wysunięcie tłoka o daną długość i zmiana wysokości y są zgodne ze sobą. Aby jeszcze dokładniej przekonać się o poprawności wyznaczonej charakterystyki zamodelowałem schemat chwytaka w programie SAM 8.3, który zamieściłem poniżej.



Wykorzystując wbudowaną w program funkcję do generowania wybranych wykresów otrzymałam następującą charakterystykę przesunięciową.



Powyższy wykres dokładnie nakłada się na wykres uzyskany z własnoręcznych obliczeń.

## 9. Charakterystyka prędkościowa

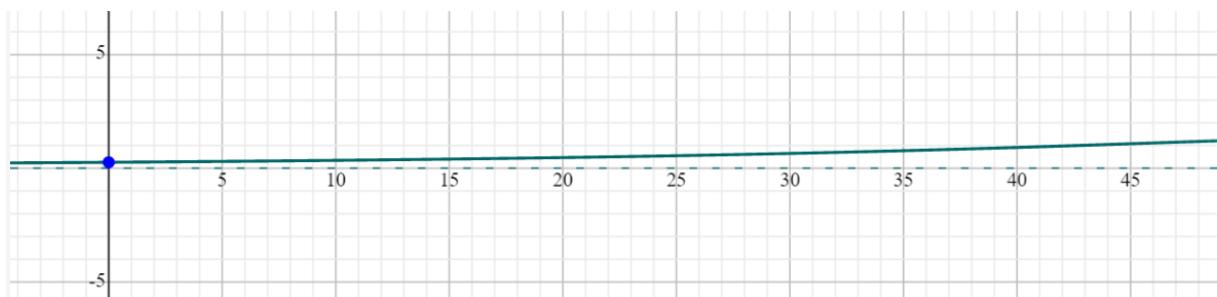
Charakterystykę prędkościową wyliczam metodą analityczną licząc pochodną  $y(x)$  po zmiennej  $x$ .

$$\frac{d}{dx} y = \frac{d}{dx} (60 + 27,5\sqrt{2} \left( \frac{x-40}{\sqrt{(70-x)^2+900}} \right))$$

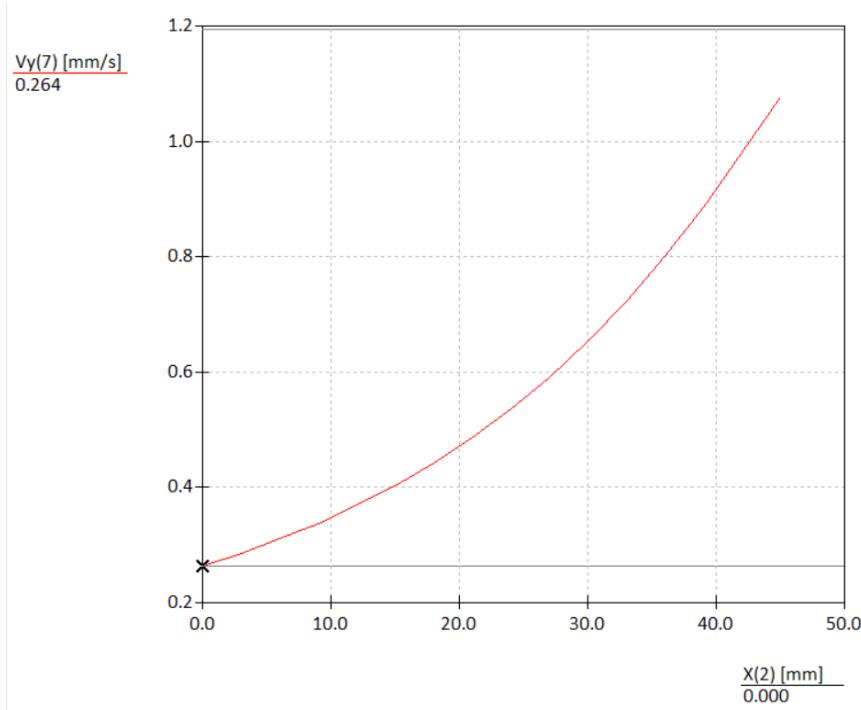
Otrzymuję:

$$f_v(x) = \frac{-825\sqrt{2}x + 82500\sqrt{2}}{x^2 * \sqrt{(70-x)^2+900} - 140x\sqrt{(70-x)^2+900} + 5800\sqrt{(70-x)^2+900}}$$

Generuję wykres z użyciem programu symbolab.com



Sprawdzam czy otrzymałem dobrą charakterystyką porównując otrzymany powyżej wykres z wygenerowanym przez program SAM

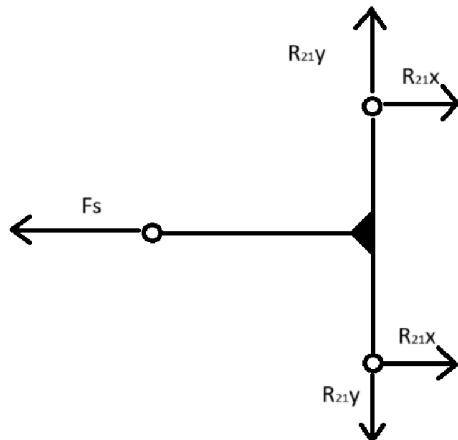


Porównując wybrane wartości mogę stwierdzić, że wykresy te są ze sobą zgodne.

## 10. Charakterystyka siłowa

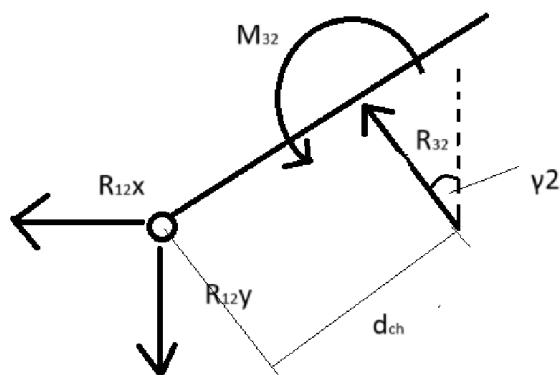
Pierwszym sposobem wyznaczenia charakterystyki siłowej jest metoda analityczna, która polega na rozpatrywaniu sił działających na poszczególne części członów.

### a) Człon 1



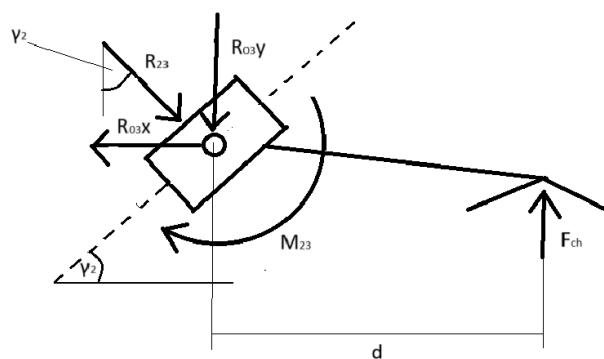
$$\begin{cases} -F_s + 2R_{21}^X = 0 \\ F_s = 2R_{21}^X \end{cases}$$

### b) Człon 2



$$\begin{cases} -R_{12}^X - R_{32} \sin \gamma_2 = 0 \\ -R_{12}^Y + R_{32} \cos \gamma_2 = 0 \\ M_{32} - R_{32} d_{ch} = 0 \end{cases}$$

### c) Człon 3



$$\left. \begin{array}{l} -R_{03}^X + R_{23} \cdot \sin \gamma_2 = 0 \\ -R_{03}^Y - R_{23} \cos \gamma_2 + F_{ch} = 0 \\ -M_{23} + F_{ch} \cdot d = 0 \end{array} \right\}$$

Podsumowując wszystkie otrzymane równanie otrzymujemy:

$$\left. \begin{array}{l} -F_s + 2R_{21}^X = 0 \\ F_s = 2R_{21}^X \\ -R_{12}^X - R_{32} \cdot \sin \gamma_2 = 0 \\ -R_{12}^Y + R_{32} \cdot \cos \gamma_2 = 0 \\ M_{32} - R_{32} \cdot d_{ch} = 0 \\ -R_{03}^X + R_{23} \cdot \sin \gamma_2 = 0 \\ -R_{03}^Y - R_{23} \cos \gamma_2 + F_{ch} = 0 \\ -M_{23} + F_{ch} \cdot d = 0 \end{array} \right\}$$

Wykorzystując znane wartości:

$$\gamma_2 = 29,2^\circ$$

$$d = 52,923 \text{ mm}$$

$$d_{ch} = 61,483 \text{ mm}$$

$$F_{ch} = 82,67 \text{ N}$$

Otrzymujemy równania, z których wyznaczamy kolejno:

$$M_{23} = F_{ch} \cdot d$$

$$M_{23} = 82,67 \text{ N} \cdot 0,052923 \text{ m} = 4,375 \text{ Nm}$$

$$R_{32} = \frac{M_{32}}{d_{ch}} = 71,158 \text{ N}$$

$$R_{12}^Y = R_{32} \cos \gamma_2 = 62,115 \text{ N}$$

$$R_{12}^X = -R_{32} \sin \gamma_2 = -34,715 \text{ N}$$

$$F_s = 2R_{21}^X = 69,43 \text{ N}$$

Wyznaczona powyżej siła to minimalna siła jaką musi posiadać siłownik aby zacisnąć szczęki z minimalną wymaganą siłą, tak aby wałek się nie wyślizgnął.

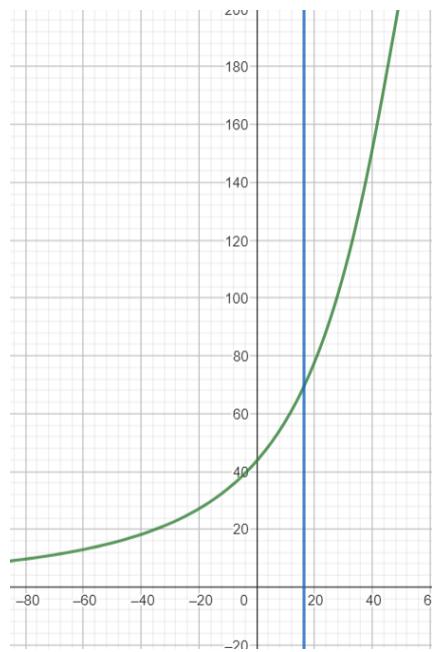
Aby sprawdzić poprawność wyznaczonej siły skorzystam z metody mocy chwilowych. Korzystając ze wzoru:

$$\frac{F_{ch}}{F_s} = \frac{1}{2f\nu(x)}$$

Który po przekształceniu i podstawieniu wartości przyjmuje postać:

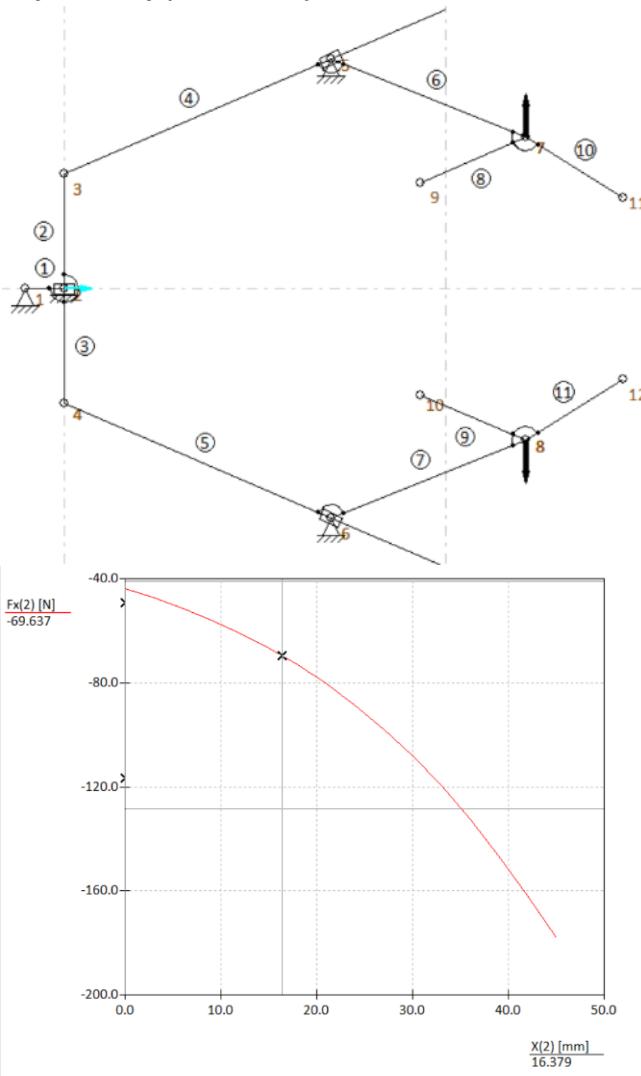
$$2 * \frac{-825\sqrt{2}x + 82500\sqrt{2}}{x^2 * \sqrt{(70-x)^2 + 900} - 140x\sqrt{(70-x)^2 + 900} + 5800\sqrt{(70-x)^2 + 900}} * 82,67$$

Korzystając z Geogebry generuję wykres powyższej funkcji



Zielonym kolorem został oznaczony szukany wykres a pionowa niebieska kreska symbolizuje punkt, w którym szczęki zaciskają się na wałku. Siła w tym miejscu wynosi w zaokrągleniu 70 N co zgadza się z wyznaczeniem metodą analityczną

Aby się upewnić skorzystałem również z opcji oferowanych przez program SAM, który po przyłożeniu siły w sposób przedstawiony poniżej pozwala wygenerować wykres siły potrzebnej na tłoku.



Zaznaczony punkt symbolizuje miejsce, w którym szczećki się zaciskają co po raz kolejny potwierdza poprawność wykonanych obliczeń.

## 11. Wytrzymałość na ścinanie dla sworznia

Po analizie schematu chwytyaka stwierdzam, że największym obciążeniem będzie podlegał sworzeń znajdujący się na belce, do której przymocowany jest tłok, gdyż będzie on pojedynczy w przeciwieństwie do sworznia mocującego ramę ze szczećkami, który będzie łączony za pomocą dwóch sworzni z każdej strony jeden.

Warunek wytrzymałości sworznia na ścinanie jest wyrażony zależnością:

$$\sigma_t \leq k_t, \text{ gdzie}$$

$k_t$  – dopuszczalne naprężenie ścinające

$\sigma_t$  – maksymalne naprężenie ścinające

$k_t = 132 \text{ MPa}$  (odczytane z dostępnych źródeł)

$$\sigma_t = \frac{2T}{\pi * d^2}$$

d – średnica sworznia (przyjęta) = 6 mm

T – siła tnąca

Korzystając z przeprowadzonej wcześniej analizy siłowej mogę obliczyć siłę ścinającą działającą na wybrany sworzeń. (Punkt 10, podpunkt b)

$$T = \sqrt{(R03y)^2 + (R03x)^2}$$

$$T = \sqrt{(62,115N)^2 + (34,715N)^2}$$

$$T = 71,16 \text{ N}$$

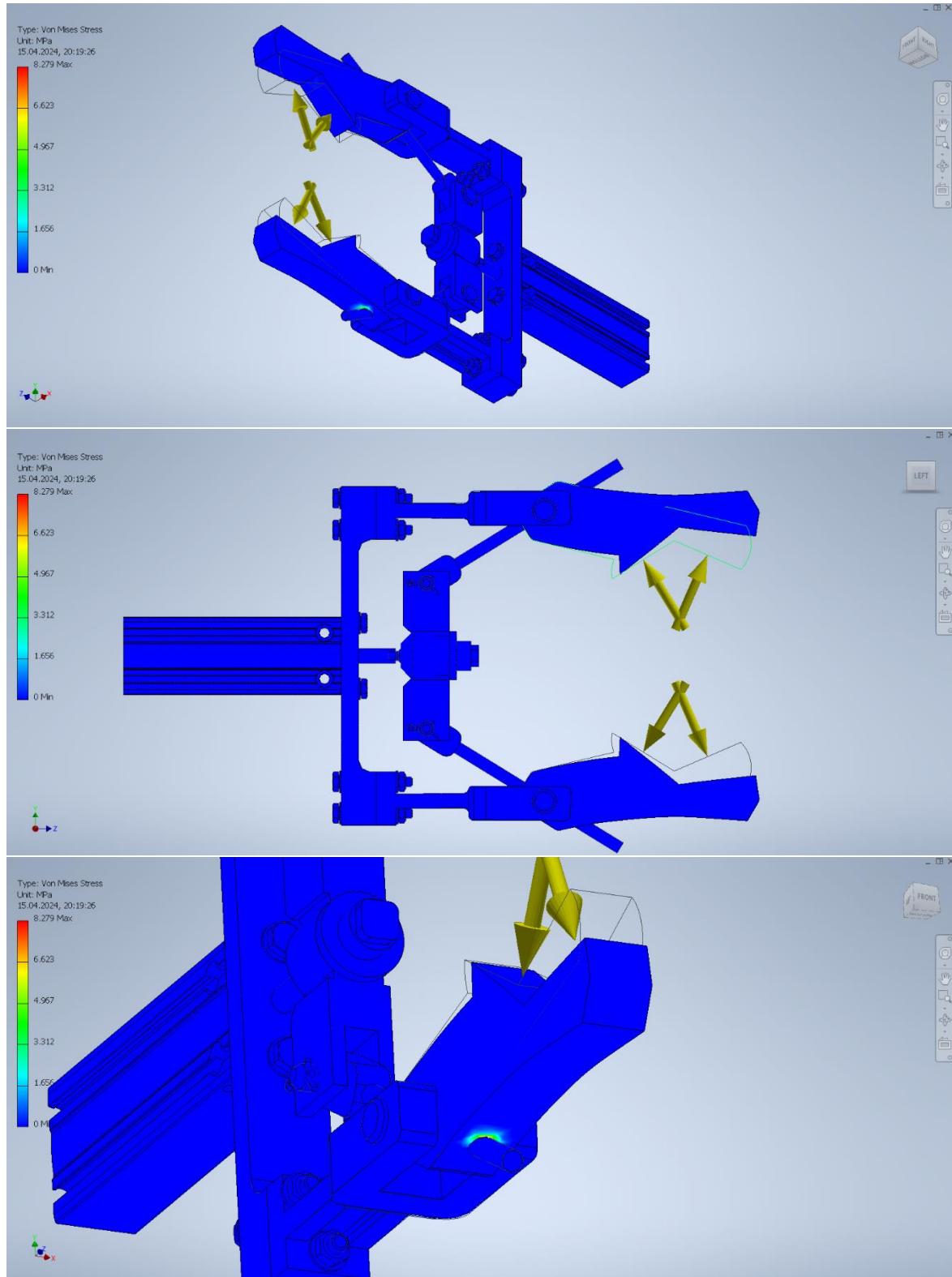
Co podstawiam do wyżej zapisanych wzorów i otrzymuję:

$$\sigma_t = \frac{2 * 71,16N}{3,1415 * (0,006m)^2} = 1,26 \text{ MPa}$$

Otrzymane wyniki prowadzą do stwierdzenia, że sworzeń wytrzyma działanie na niego sił ścinających.

## 12. Analiza wytrzymałościowa w programie Autodesk Inventor

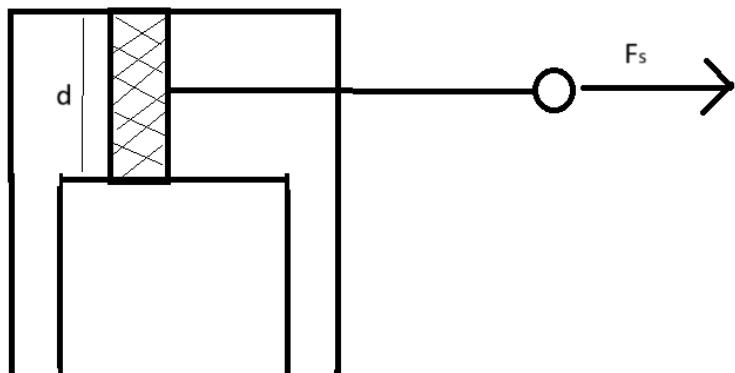
Aby sprawdzić czy chwytki wytrzymały poddawane mu obciążenia i działające siły przeprowadziłem analizę z użyciem modułu Analizy w Inventorze.



Wyniki potwierdzają, że chwytek wytrzyma obciążenia.

### 13. Dobór siłownika

Z analizy siłowej wiadomo, że siła siłownika musi wynosić co najmniej 69,43 N



Obliczyć należy również średnicę siłownika czego dokonuję z poniższego wzoru:

$$F_s = \frac{\pi * d^2}{4} * p_n$$

Gdzie  $p_n$  to ciśnienie zasilające, które wynosi 0,6 MPa

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_s}{\pi p_n}}$$

Po podstawieniu wartości otrzymuję:

$$d \geq 12,2 \text{ mm}$$

Po uwzględnieniu wszystkich wymaganych wartości wybrałem siłownik 4833192 DPDM-16-50-PA z katalogu firmy Festo, którego charakterystykę zamieściłem na następnej stronie.



General operating condition

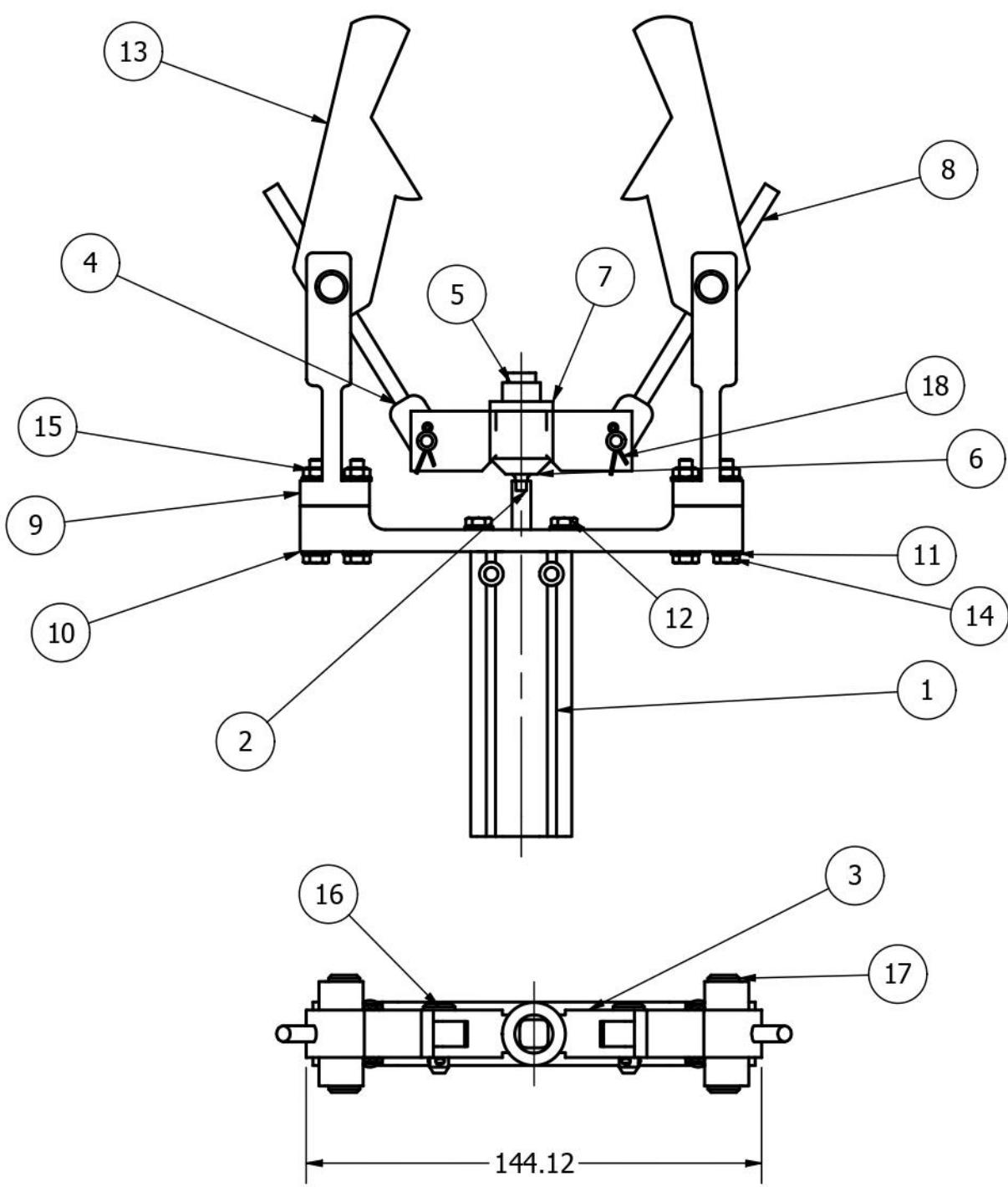
## Karta danych

Ogólny arkusz danych - poszczególne wartości zależą od konfiguracji.

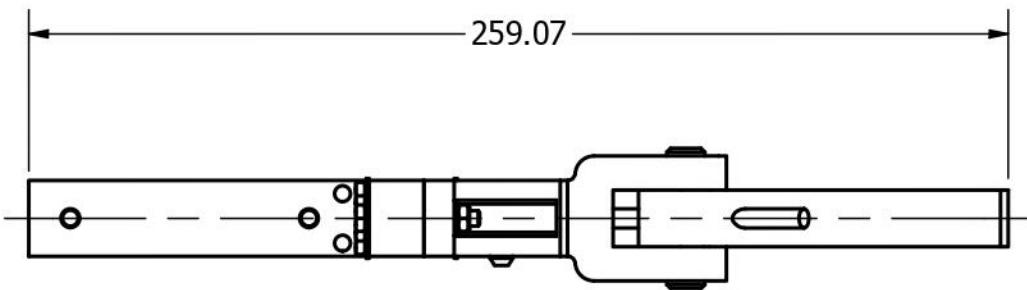
Cechy	Wartość
Skok	5 mm ... 50 mm
Ø tłoka	16 mm
Amortyzacja	elastyczne pierścienie/płytki amortyzujące z obu stron
Pozycja montażu	dowolny
Sposób działania	dwustronnego działania pchający jednostronnego działania ciągnący
Konstrukcja	Tłok Tłoczyisko Korpus z profilu aluminiowego
Sygnalizacja położenia	do wylącznika zbliżeniowego
Warianty	Nie wolno stosować metali, których głównym składnikiem jest miedź, cynk lub nikiel. Wyjątkiem są niklowane stale, niklowane chemicznie powierzchnie, płytki drukowane, przewody, elektryczne łączniki wtykowe i cewki. Dwustronne tłoczyisko Dwustronne tłoczyisko z otworem przelotowym Uszczelki odporne na temp. maks. 120°C Jednostronne tłoczyisko
Zabezpieczenie przed obrotem / prowadzenie	Prowadzenie z płytą spinającą
Ciśnienie robocze	0.15 MPa ... 0.8 MPa
Ciśnienie robocze	1.5 bar ... 8 bar
Medium robocze	Sprężone powietrze wg ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Uwaga dotycząca medium roboczego/sterującego	Możliwa praca z powietrzem olejonym (po rozpoczęciu olejenia trzeba je kontynuować)
Klasa odporności korozyjnej wg normy Festo	0 - Brak obciążenia korozyjnego 1 - niskie obciążenie korozyjne 2 - średnie obciążenie korozyjne
Zgodność z LABS	VDMA24364-B2-L
Przydatność do produkcji akumulatorów litowo-jonowych	Nie wolno stosować metali, w których zawartość miedzi, cynku lub niklu przekracza 1% masy. Wyjątkiem są nikiel w stali, powierzchnie niklowane chemicznie, płytki drukowane, kable, złącza elektryczne i cewki
Klasa Cleanroom	Klasa 6 wg ISO 14644-1
Temperatura otoczenia	-10 °C ... 120 °C
Sila teoretyczna przy ciśnieniu 0,6 MPa (6 bar, 87 psi)	104 N ... 121 N
Sila teoretyczna przy 0,6 MPa (6 bar, 87 psi), wycofanie	104 N
Sila teoretyczna przy 0,6 MPa (6 bar, 87 psi), przy wysuwie	104 N ... 121 N

## 14. Rysunek złożeniowy chwytaka

Po dokonaniu wszystkich niezbędnych obliczeń, doborze odpowiedniej długości elementów i wybraniu odpowiedniego do wykonywanego zadania siłownika przystąpiłem do projektowania urządzenia, którego rysunek złożeniowy zamieściłem poniżej.



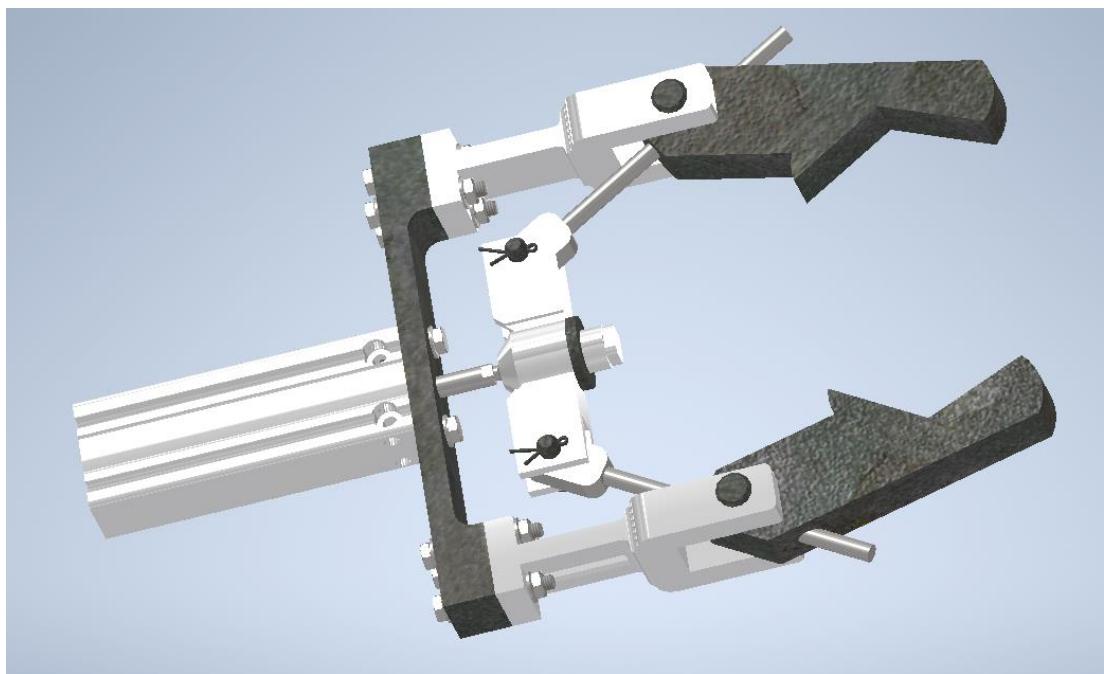
DRAWN	Kamil Górkak	16.04.2024
CHECKED		
QA		
MFG		
APPROVED		
	SIZE A4	DWG NO
	SCALE 1 / 2	REV
		SHEET 1 OF 2



#### PARTS LIST

ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	4186566 DPDM-50---(h)	DPDM(h)-housing
2	1	4186566 DPDM-50---(r)	DPDM(r)-Piston rod
3	1	Belka	
4	2	Mocowanie przesuwniicy	
5	1	Nakrętka na belkę	
7	1	Podkładka na tłok	
8	2	Przesuwniica	
9	2	Rama	
10	1	Uchwyt na ramę	
11	14	ISO 7089 - 4	Plain washers - Normal series - Product grade A
12	2	ISO 4017 - M4 x 16	Hexagon head screws
13	2	Ramię ze szczękami	
14	6	ISO 4017 - M4 x 30	Hexagon head screws
15	6	ISO 4032 - M4	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B
16	2	ISO 2341 - B - 6 x 20	Clevis pins with head
17	4	ISO 2341 - A - 6 x 12	Clevis pins with head
18	2	ISO 1234 - 1,6 x 10	Split Pin

DRAWN Kamil Górkak	16.04.2024	
CHECKED		
QA		
MFG	Chwytki przemysłowy nr 21	
APPROVED		
	SIZE      DWG NO	
	A4	REV
	SCALE 1 / 2	SHEET 2 OF 2



## 15. Źródła

- <https://www.festo.com/pl/pl/>
- <https://www.symbolab.com>
- <https://www.geogebra.org/calculator>
- <https://www.artas.nl/en/>