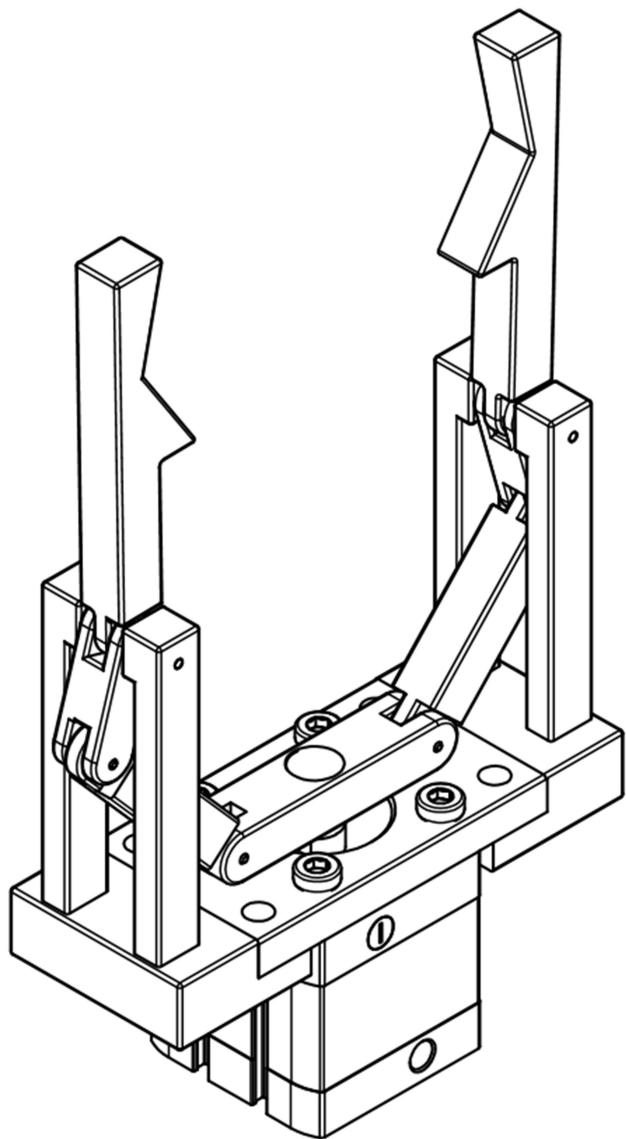


Projekt chwytaka

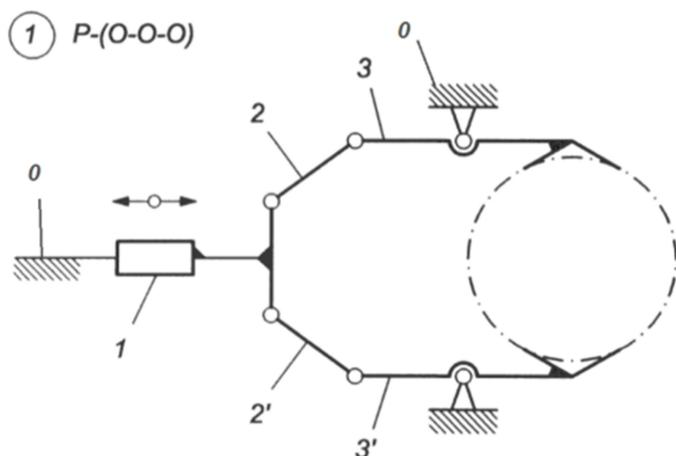


Cel zadania projektowego:

Zadaniem jest zaprojektować chwytkę do manipulatora przemysłowego według zadanego schematu kinematycznego spełniający następujące wymagania:

- a) w procesie transportu urządzenie chwytające ma za zadanie pobrać (uchwycić) obiekt w położeniu początkowym, trzymać go w trakcie trwania czynności transportowych i uwolnić go w miejscu docelowym,
- b) obiektem transportu są wałki i tuleje o zakresie średnic $d = 84 \div 140$ mm, długości $l = 20 \div 40$ mm z mosiądzu lub stali,
- c) manipulator zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu nominalnym $p_n = 0,6$ MPa.

1. Obliczenie ruchliwości chwytaka na podstawie zadanego schematu kinematycznego.



Rys. 1 schemat kinematyczny nr 1

Ruchliwość liczymy ze wzoru na ruchliwość mechanizmu płaskiego, n – liczba członów ruchomych, i – klasa pary kinematycznej, ilość pozostawionych stopni swobody ($i=6-s$, s – liczba więzów), p_i – liczba par kinematycznych klasy i -tej:

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

$n = 5$ (są to na schemacie części oznaczone: 1,2,2',3,3')

$p_5 = 7$ (są to pary kinematyczne o pozostawionym jednym stopniu swobody):

przesuwu lub obrotu, na schemacie połączenia: (0,1), (1,2),(1,2'),(2,3),(2,3'),
(3,0),(3',0))

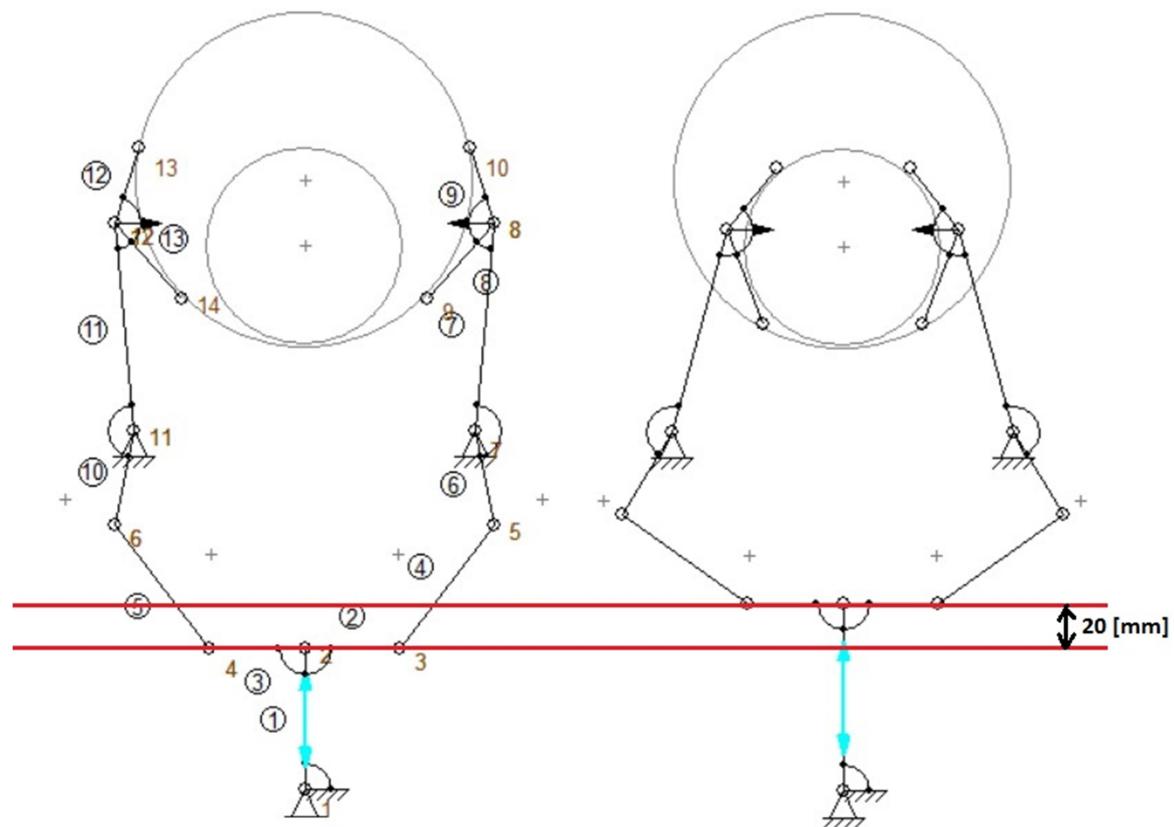
$p_4 = 0$ (brak połączeń o 2 stopniach swobody)

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 15 - 14 = 1$$

Ruchliwość mechanizmu wynosi 1, oznacza to że będzie on potrzebował do poprawnego działania jednego silnika napędzającego, na przykład siłownika pneumatycznego o ruchu liniowym.

2. Analiza zadania projektowego, ustalenie listy wymagań oraz przyjęcie modelu obliczeniowego chwytaka.

a) wyznaczanie skoku siłownika, wymiarów elementów chwytaka, zakresu szczęk chwytaka oraz wymiarów i ciężaru obiektu manipulacji:



Skok chwytaka równy 20 mm, wymiary chwytaka jak na załączonych rysunkach
Chwytak otwarty i *Chwytak zamknięty*.

Rozwarcie końcówek chwytnych:

Minimalna średnica [mm]	Maksymalna średnica [mm]
84	140

Obiektem transportu są wałki i tuleje o zakresie średnic $d = 84 \div 140$ mm, długości $l = 20 \div 200$ mm z mosiądzu lub stali, na podstawie tych informacji można określić zakres obciążenia chwytnego korzystając z wzoru $Q_{max} = \frac{\pi d^2}{4} l \cdot \gamma$;

Materiał	Ciężar właściwy [N/m ³]	Objętość min ÷ max [cm ³]	Masa min ÷ max [kg]	Max obciążenie [N]
mosiądz	84 000	110,8 ÷ 1231	0,95 ÷ 105,86	41,35
stal	78 500		0,87 ÷ 96,76	38,64

Wniosek: $Q_{max} = 41,35$ N, zaokrąglając ze względów bezpieczeństwa: 42 N.

b) wyznaczenie maksymalnej koniecznej siły chwytu max $F_{ch\ max}$ i obliczenie wymiarów szczęki:

Aby uchwycić obiekt musimy wywrieć nacisk normalny na przedmiot i przenieść przy pomocy działania siły tarcia, która musi spełnić warunek: $T > Q_{max}$.

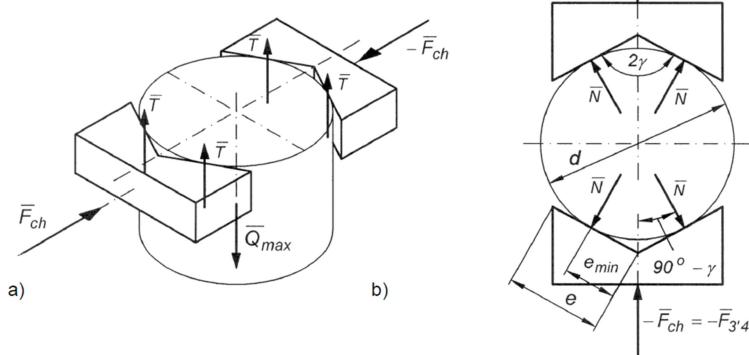
Żeby obliczyć siłę tarcia musimy mieć dane:

n - współczynnik bezpieczeństwa (przyjmuję 2)

$\mu = 0,2$ – współczynnik tarcia (metal-metal)

$2\gamma = 132^\circ$ - kąt rozwarcia szczęk chwytnego $\sin \gamma = 0.9135$

$Q_{max} = 42$ N.



Wzór na siłę chwytu:

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

$$N = \frac{F_{ch}}{2 \sin \gamma}$$

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

$$4T = \frac{2\mu F_{ch}}{\sin \gamma} \geq Q \cdot n$$

$$F_{ch} \geq \frac{Q \cdot n \cdot \sin \gamma}{2\mu}$$

$$F_{ch\ max} \geq \frac{Q_{max} \cdot n \cdot \sin \gamma}{2\mu}$$

Do tak przekształconego wzoru można podstawić wartości:

$$F_{ch\ max} = 192 \text{ N}$$

Obliczenie wymiarów szczęki:

Żeby zagwarantować poprawne uchwycenie przedmiotu szczęka musi stykać się z tuleją w dwóch miejscach. Obliczę odległość tego punktu od punktu łączenia ramion szczęki na podstawie średnicy maksymalnej, co da mi minimalną długość ramienia.

$$D = 140 \text{ [mm]} \quad 2\gamma = 132^\circ \quad \operatorname{tg} \gamma = 2,26$$

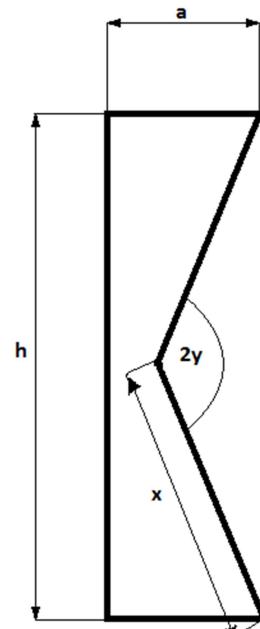
$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{D}{2x_{min}}$$

$$x_{min} = \frac{0.5 D}{\operatorname{tg} \gamma}$$

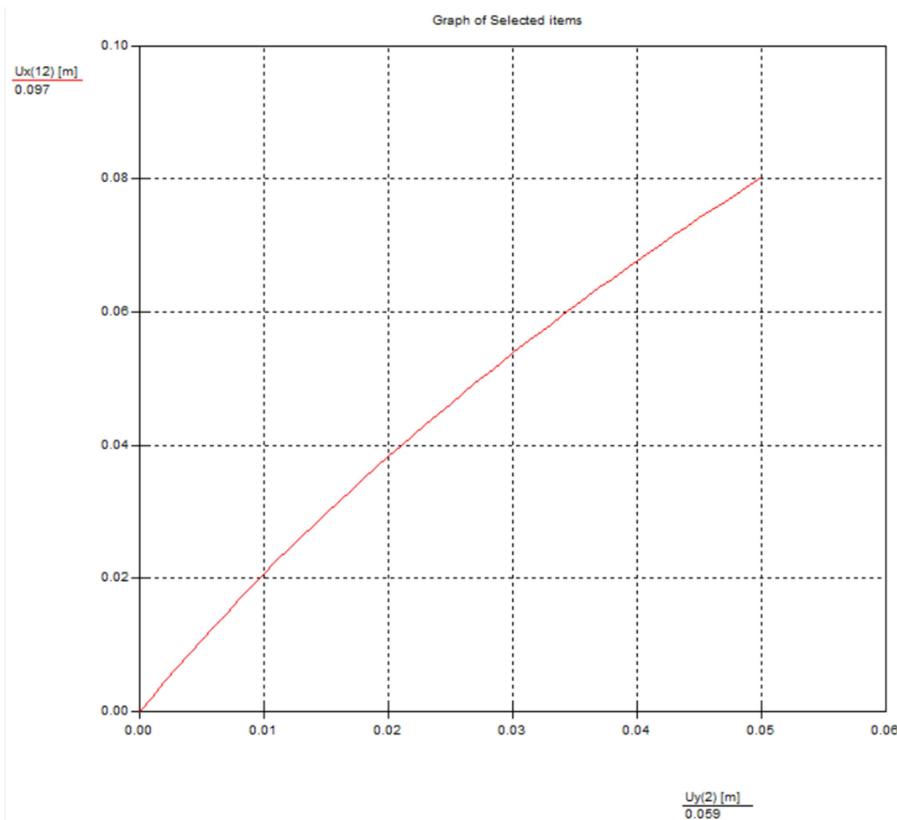
$$x > x_{min} = \frac{D}{2 \operatorname{tg} \gamma}$$

$$x_{min} = 31 \text{ mm}$$

Przyjmuję $x_{min} = 32 \text{ mm}$



3. Wyznaczenie charakterystyki przemieszczeniowej chwytaka w programie ARTAS SAM:



Żeby mieć pewność, że dokonane obliczenia są poprawne zamierzam wykonać też obliczenie charakterystyki metodą analityczną. W tym celu buduję w programie graficznym schemat budowy chwytaka (wystarczy połowa, bo część ta jest symetryczna).

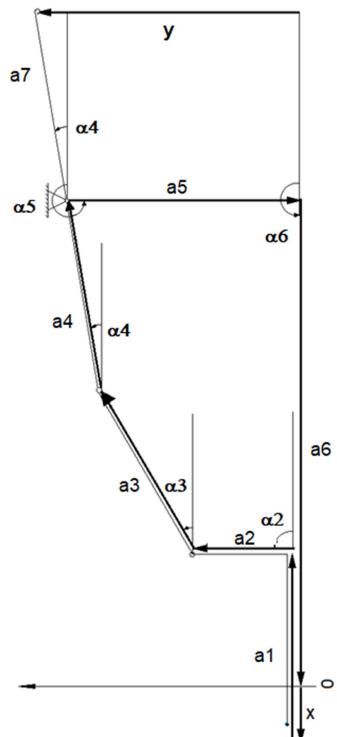
Gdzie: [mm]

$$a_1 = 10 \quad a_2 = 40 \quad a_3 = 72 \quad a_4 = 35$$

$$a_5 = 70 \quad a_6 = 100 \quad a_7 = 120$$

$x = 20$ – skok, $y = 70$ – przesunięcie końcówki chwytnej, przy czym zależność między y a długościami a jest następująca:

$$y = a_5 + a_7 \sin \alpha_4$$



Kąty rozpatrujemy dla chwytaka zaciśniętego na tulei:

$$\alpha_2 = 90^\circ \quad \alpha_3 = ? \quad \alpha_4 = ? \quad \alpha_5 = 270^\circ \quad \alpha_6 = 180^\circ$$

Charakterystyka przemieszczeniowa to znalezienie zależności między y a x, więc szukamy $\sin \alpha_4$.

Otrzymamy go z rozwiązania warunku wieloboku wektorowego:

$$\bar{x} + \bar{a_1} + \bar{a_2} + \bar{a_3} + \bar{a_4} + \bar{a_5} + \bar{a_6} = 0$$

Model jest w dwóch wymiarach, więc można rozpisać osobno osie OX i OY:

$$OX: x \cos 180 + a_1 \cos 0 + a_2 \cos 90 + a_3 \cos \alpha_3 + a_4 \cos \alpha_4 + a_5 \cos 270 + a_6 \cos 180 = 0$$

$$\cos \alpha_3 = \frac{a_6 - a_4 \cos \alpha_4 - a_1 + x}{a_3}$$

$$\cos \alpha_3 \approx \frac{9+x}{7} - \frac{1}{2} \cos \alpha_4$$

$$OY: x \sin 180 + a_1 \sin 0 + a_2 \sin 0 + a_3 \sin \alpha_3 + a_4 \sin \alpha_4 + a_5 \sin 270 + a_6 \sin 180 = 0$$

$$\sin \alpha_3 = \frac{a_5 - a_4 \sin \alpha_4 - a_2}{a_3}$$

$$\sin \alpha_3 \approx \frac{3}{7} - \frac{1}{2} \sin \alpha_4$$

Korzystając z jedynki trygonometrycznej:

$$1 = \left(\frac{9+x}{7} - \frac{1}{2} \cos \alpha_4 \right)^2 + \left(\frac{3}{7} - \frac{1}{2} \sin \alpha_4 \right)^2 ,$$

$$\cos \varphi_4 = \sqrt{1 - (\sin \varphi_4)^2}$$

$$1 = \left(\frac{9+x}{7} - \frac{1}{2} \sqrt{1 - (\sin \varphi_4)^2} \right)^2 + \left(\frac{3}{7} - \frac{1}{2} \sin \alpha_4 \right)^2$$

Po wpisaniu równania w program Wolphram Alpha ($z = \sin \alpha_4$):

$$0 = ((9+x)/7 - 1/2 * \sqrt{1 - z^2})^2 + (3/7 - 1/2 * z)^2$$

$$z = (12x^2 + \sqrt{-16x^6 - 864x^5 - 19336x^4 - 229536x^3 - 1524265x^2} -$$

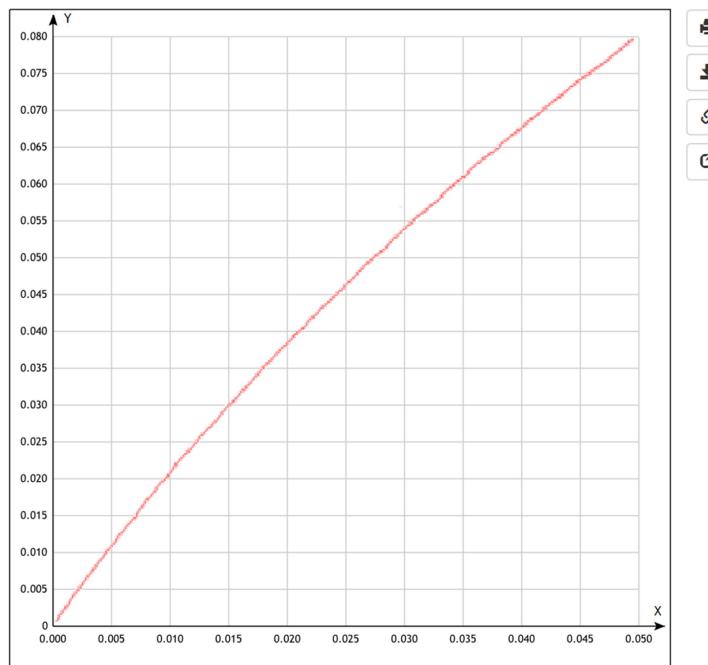
$$5368482 x - 7834401) + 216 x + 1227)/(28 (x^2 + 18 x + 90))$$

Podstawiam rozwiązańie:

$$y = a_5 + a_7 \sin \alpha_4 = 72 + 120 * (12 x^2 + \text{sqrt}(-16 x^6 - 864 x^5 - 19336 x^4 - 229536 x^3 - 1524265 x^2 - 5368482 x - 7834401) + 216 x + 1227)/(28 (x^2 + 18 x + 90))$$

W programie do plotowania Estima wpisuję równanie i rysuję wykres:

Stopień podobieństwa z wykresem z programu SAM pozwala stwierdzić, że obliczenia analityczne i komputerowe były przeprowadzone poprawnie.



4. Wyznaczenie charakterystyki prędkościowej chwytaka w programie ARTAS SAM:

Poprawność wyniku sprawdzę analitycznie. Prędkość to pierwsza pochodna przesunięcia, więc wykres dostanę przez obliczenie $f_v(x) = \frac{\partial}{\partial x} y(x)$, $y(x)$ – wzór na charakterystykę przesunięcia. Jest ona automatycznie liczona przez Wolfram Alpha:

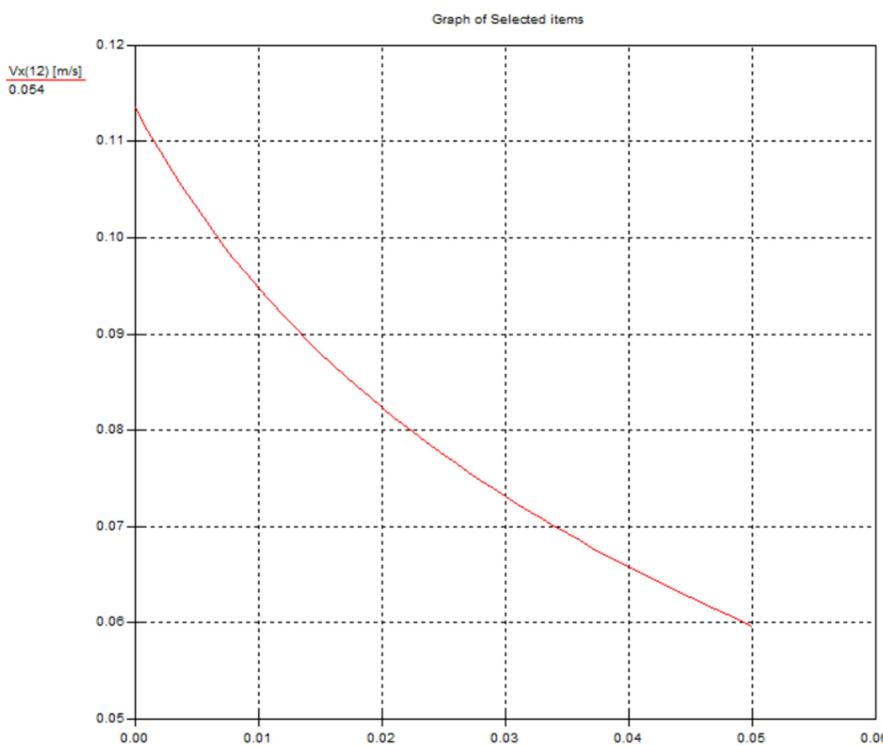
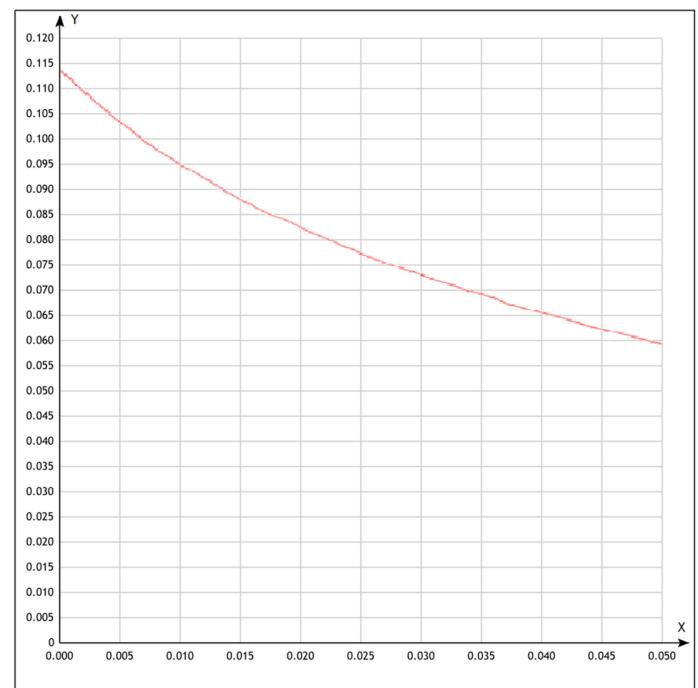
Derivative:

Step-by-step solution

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx} \left(70 + \frac{1}{28(x^2 + 18x + 90)} \right. & \\ & \left. - 120(12x^2 + \sqrt{(-16x^6 - 864x^5 - 19336x^4 - 229536x^3 - \right. \\ & \left. 1524265x^2 - 5368482x - 7834401) + 216x + 1227}) \right) = \\ & \left(30(x+9) \left(16x^6 + 864x^5 + 19872x^4 + 248832x^3 + 1782551x^2 + 294 \right. \right. \\ & \left. \left. \sqrt{-(4x^3 + 108x^2 + 959x + 2799)^2} + 6891678x + 11173608 \right) \right) / \\ & \left(7(x^2 + 18x + 90)^2 \sqrt{-(4x^3 + 108x^2 + 959x + 2799)^2} \right) \end{aligned}$$

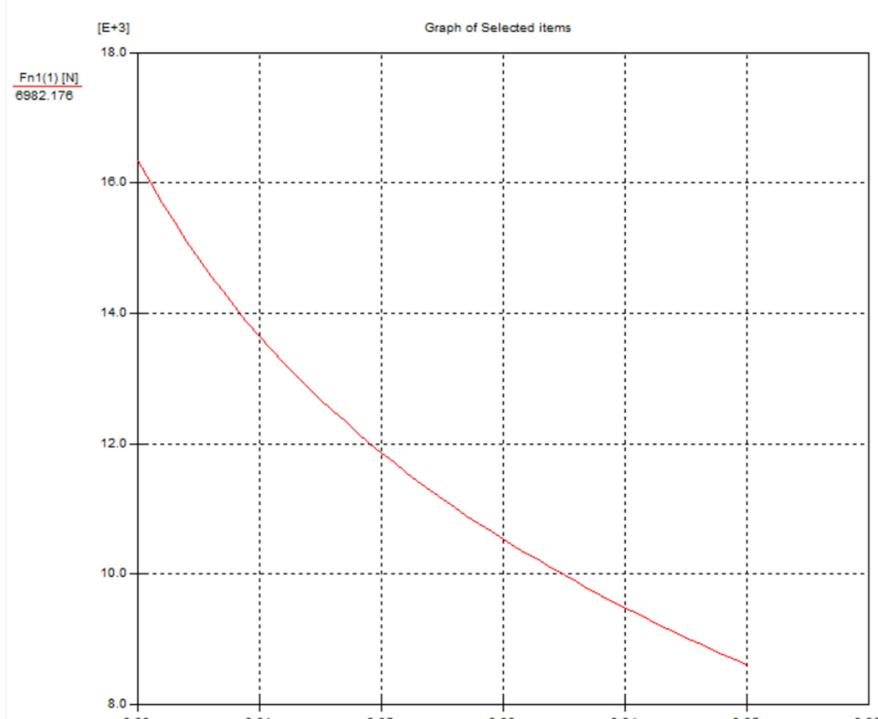
Wpisując ją do plotera Estima otrzymuję:

Z wykresu wynika, że obliczenia są poprawne, bo zgadza się on z wykresem z programu SAM.



Uy(2) [m]

5. Wyznaczenie charakterystyki siłowej chwytaka i maksymalnej siły do napędu:



$$f_F(x) = \frac{F_{ch}}{F_s},$$

F_s - siła na wyjściu zespołu napędowego (siłownika) chwytaka,

F_{ch} - siła chwytu, 192 [N]

$f_F(x)$ - przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka.

charakterystyka siłowa tabela - Notepad
File Edit Format View Help
Result listing SAM 7.0.93 . Mechanism: chwytak

Nr	Uy(2) [m]	F1(1) [N]
0	0.000	871.682
1	0.001	854.359
2	0.002	837.991
3	0.003	822.486
4	0.004	807.766
5	0.005	793.764
6	0.006	780.418
7	0.007	767.676
8	0.008	755.489
9	0.009	743.814
10	0.010	732.615

Robię charakterystykę siły obciążając w programie SAM ramiona obliczoną siłą chwytu 192 N. Eksportując wartości wykresu można odczytać maksymalną siłę na silowniku, $F_s = 872$ N. Na tej podstawie zostaje obliczona minimalna średnica tłoka silownika.

$$D_{\min} = 2 \sqrt{\frac{F_{s \max}}{\pi \cdot 0,6}} = 43 \text{ mm. Średnica tłoka } D \geq 43, D = 50 \text{ mm.}$$

Obliczamy teoretyczną siłę pchającą siłownika ze wzoru:

$$P_t \geq P_W = k \cdot F_{s \max}$$

P_t - teoretyczna siła pchająca,

P_W - obliczona wymagana siła na tłoczyku

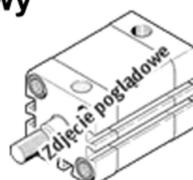
$k = 1,2$ – współczynnik przeciążenia

$$P_t \geq P_W = 1 \ 046 \text{ N}$$

Dobór siłownika na podstawie obliczonych danych:

**Przegląd wybranych cech Siłownik kompaktowy
AEN-50-20-A-P-A-Q-TL
#536420**

FESTO



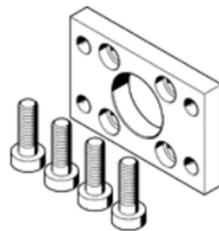
Podstawowe cechy	
Cecha	Wartość
Funkcja	AEN Siłownik kompaktowy, jednostronnego działania, na bazie ISO 212E7
Średnica tłoka mm	50 mm
Skok mm	20 mm
Typ gwintu	I Gwint wewnętrzny
Amortyzacja	P Elastyczne pierścienie/płytki amortyzujące w obu położ. końcowych
Sygnalizacja położenia	A Przy pomocy czujnika zблиżeniowego

Dalsze opcje	
Cecha	Wartość
Kierunek efektywny	Jednostronnego działania, pchający
Zabezpieczenie przed obrotem	Q Kwadratowe tłoczyko
K2 - Wydłużony gwint na tłoczyku	Bez
K5 - Gwint specjalny na tłoczyku	Gwint standardowy na tłoczyku
Zwiększyony przebieg	Bez
Odporność temperaturowa	Standard
Tabliczka znamionowa	TL Tabliczka znamionowa wypalana laserem

Do chwytaka dobieram mocowanie kołnierzowe FNC-50:

Mocowanie kołnierzowe FNC-50

Numer części: 174378

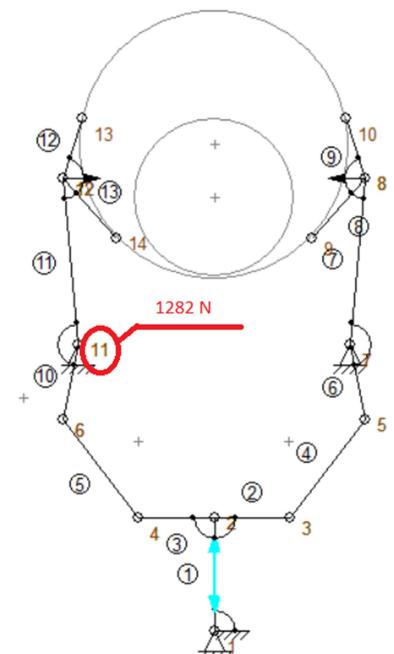
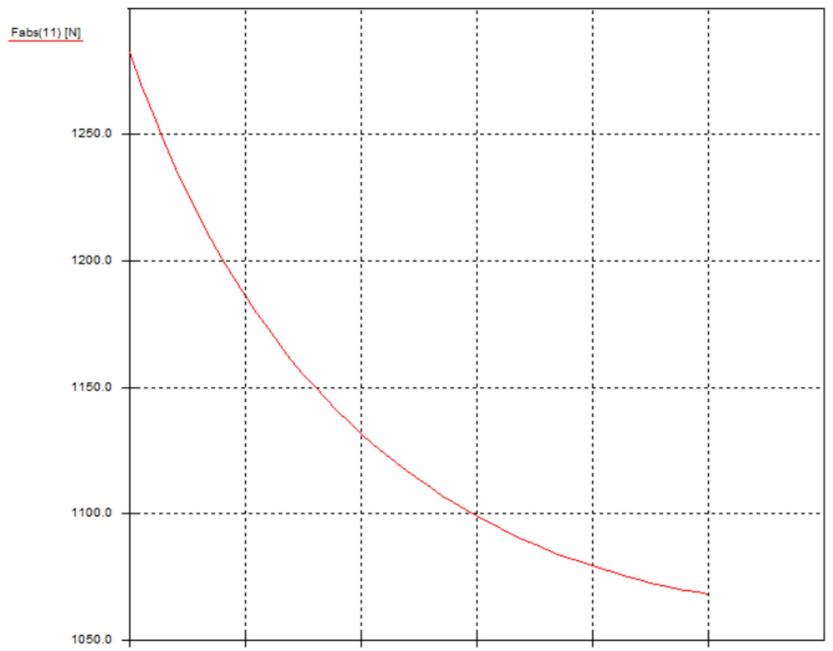


FESTO

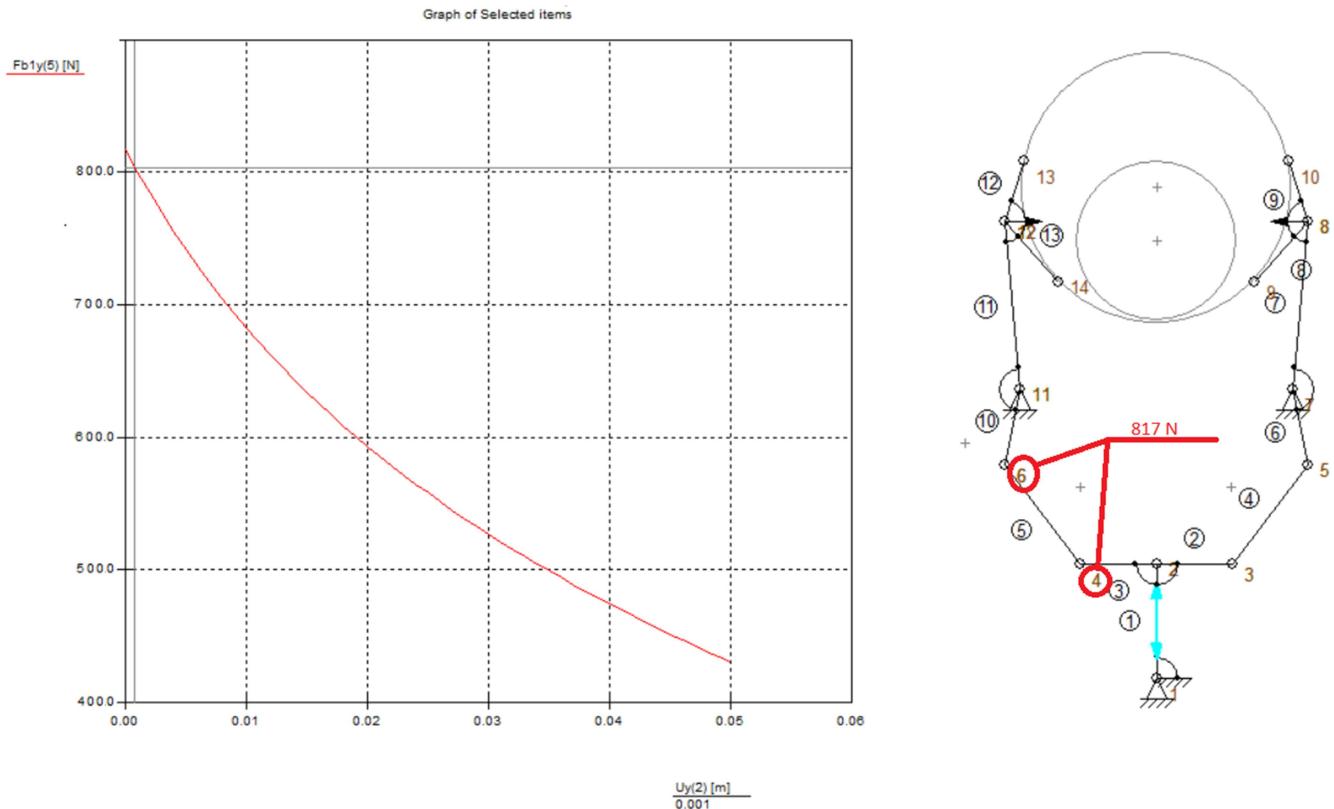
Cecha	Wartość
Data wysyłki	→ Pokaż
Wielkość	50
Zgodność z normą	ISO 15552 (poprzednio jako VDMA 24652, ISO 6431, NF E49 003.1, UNI 10290)
Klasa odporności na korozję CRC	1 – Niska odporność na korozję
Temperatura otoczenia	-40 ... 150 °C
Waga produktu	536 g
Uwaga dotycząca materiałów	Nie zawierają miedzi i PTFE Zgodne z RoHS
Materiał mocowania	Stal Oczynkowana
Materiał śruby	Stal Oczynkowana

6. Obliczenie sił dla węzła 11, 4 i 6, jako najbardziej obciążonych w mechanizmie.

Węzeł 11:



Zarówno dla węzła 6 jak i 4 wykres wygląda tak samo, więc prezentuję wykres węzła 6 względem wydłużenia:



7. Obliczenia wytrzymałościowe chwytaka przy maksymalnych obciążeniach:

W konstrukcji użyję stopu aluminium: EN AW-7075.

Oznaczenie wg DIN:	AlZnMgCu1,5
Oznaczenie wg ISO:	AlZn5,5MgCu
Werkstoff Nr.:	3.4365
Oznaczenie wg PN:	PA9
Inne oznaczenia:	FORTAL

W swoim wyborze kieruję się właściwościami tego stopu:

Zn	5,1 - 6,1 %
Mg	2,1 - 2,9 %
Cu	1,2 - 2,0 %
Fe	max. 0,50 %
Si	max. 0,40 %
Mn	max. 0,30 %
Cr	0,18 - 0,28 %
Zr+Ti	max. 0,25 %
Ti	max. 0,20 %
Inne	max. 0,05 %
Inne razem	max. 0,15 %
Al	pozostałość

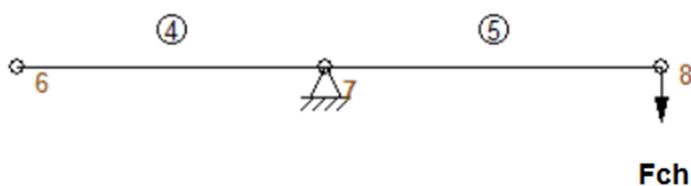
Blachy aluminiowe AW-7075 (Fortal) mają wysoką wytrzymałość mechaniczną - porównywalną do stali konstrukcyjnych, oraz bardzo wysoką wytrzymałość zmęczeniową. Są bardzo dobrym materiałem do obróbki skrawaniem, także głębokich wybrań, posiadają średnią odporność na korozję, bardzo dobrze nadają się do szlifowania, polerowania oraz obróbki elektroerozyjnej. Stosowane na formy rozdmuchowe, formy na tworzywa piankowe, elementy tłoczników i wykrojników, części maszyn o bardzo obciążonych, używane w przemyśle lotniczym, na mocno obciążone elementy konstrukcyjne, do produkcji sprzętu sportowego.

Źródło: <http://www.metale-kolorowe.eu/aluminium/blachy-aluminiowe-EN-AW-7075.html>

a) sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka:

$$\sigma_{g \max} = \frac{M_{g \max}}{W_g} \leq k_g, \quad k_g - \text{wytrzymałość na zginanie stopu EN AW-7075.}$$

Nie znalazłam współczynnika wytrzymałości na zginanie, więc przyjmuję współczynnik na rozciąganie podzielony przez współczynnik bezpieczeństwa 2, $k_g = \frac{560}{2} = 280 \text{ MPa}$.



$$F_{ch \max} = 192 \text{ N}$$

L – odległość od początku ramienia do średnicy maksymalnej tulei, gdzie znajduje się wypadkowa siła chwytu $L \approx 102,4 \text{ mm} \approx 0,102 \text{ m}$

Na tej podstawie z wzoru $M_{g \max} = F_{ch \max} \cdot L$

$$M_{g \max} = 19,5 \text{ Nm}$$

$$W_g = \frac{d (H^3 - h^3)}{6 H}$$

d – grubość ramienia, H – szerokość ramienia, h – średnica otworu na sworzeń

$$d = 16 ; H = 16; h = 3; W_g = 0,678 \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_{g\ max} = \frac{19,5}{0,678} \cdot 10^6 \text{ Pa} = 28 \text{ MPa} \leq k_g$$

b) sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie dla najbardziej obciążonego sworzni.

W chwytaku użyłam sworzni DIN EN 22341 o średnicy 3mm i długości 16m, zrobiony z materiału stal C45.

Wytrzymałość na rozciąganie C45 jest w granicach 560÷850 MPa, najczęściej przyjmowana zależność między wytrzymałością na rozciąganie i na ścinanie to:

$$k_s = 0,65 \quad k_r = 364 \div 552 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{g\ max} = \frac{F_{t\ max}}{2 A}, \quad A - \text{powierzchnia przekroju sworzni} = 1,5^2 \pi = 7,065$$

$F_{t\ max}$ – maksymalna siła tnąca

$$\sigma_{g\ max} = \frac{F_{t\ max}}{14,13} = \frac{1282}{14,13} = 90,72 < k_s$$

8. Bilans mocy chwilowych i maksymalna możliwa siła chwytu.

Bilans mocy chwilowych przy założeniu sprawności 100% (pominięciu tarcia, sił ciężkości oraz bezwładności) ma postać:

$$N_{we} + N_{wy} = 0$$

$$N_{we} = \bar{F}_s \cdot \bar{x}$$

$$N_{wy} = 2 \cdot \bar{F}_{ch} \cdot \bar{y}$$

$$\bar{F}_s \cdot \bar{x} + 2 \cdot \bar{F}_{ch} \cdot \bar{y} = 0$$

$$F_s \cdot \dot{x} - 2 \cdot F_{ch} \cdot \dot{y} = 0$$

$$\frac{F_{ch}}{F_s} = \frac{\dot{x}}{2 \cdot \dot{y}} = f_F(x)$$

$$f_F(x) = \frac{1}{2f_v(x)}$$



Z charakterystyki siłowej wyznaczyłam $F_s = 872$ N.

$F_{ch\ max} = F_s \frac{\dot{x}}{2 \cdot \dot{y}}$, zakładam dla łatwości obliczeń, że $\dot{x} = 1$ [m/s], wtedy z charakterystyki prędkościowej $\dot{y}_{min} = 0,12$,

$$F_{ch\ max} = 1321$$
 N

$$M_{g\ max} = R \cdot F_{ch\ max} = 125$$
 Nm, R – ramię działania siły, R = 0,095m

$$\sigma_{g\ max} = \frac{M_{g\ max}}{W_g} = \frac{125}{0,678 \cdot 10^{-6}} = 184$$
 MPa $\leq k_g$,

Dużo mniejsza od wartości dopuszczalnej.

Ciązar, jaki można utrzymać:

$$Q = \frac{F_{ch\ max}^2 \mu}{n\ si} = 0,2 * 2 * 1321 / (2 * \sin 66) = 289$$
 N.

Z tabeli w pkt.2 wynika, że maksymalny ciążar wynosi 42 N, więc wałki o przewidzianych długościach nie są za ciężkie dla tego typu chwytaka.

9. Projekt konstrukcyjny chwytaka.

Założeniem konstrukcji było zmieszczenie się na kartce A4. Żeby osiągnąć to założenie najpierw skonstruowałam chwytak ręcznie na kartce tego formatu, zwymiarowałam i przeniosłam do programu Inventor.

10. Wykonanie rysunku złożeniowego chwytaka oraz rysunków wykonawczych zadanych części.