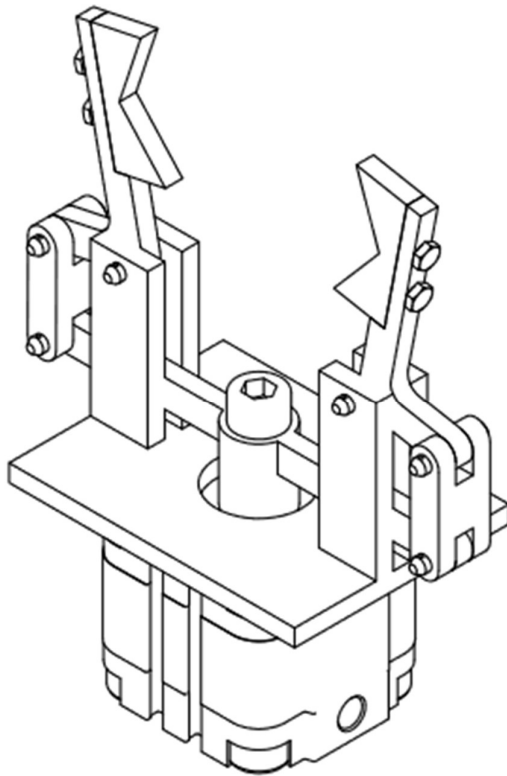


PROJEKT TECHNICZNY CHWYTAKA



Autor: Bartosz Więcek

Wydział: Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i
Inżynierii Biomedycznej

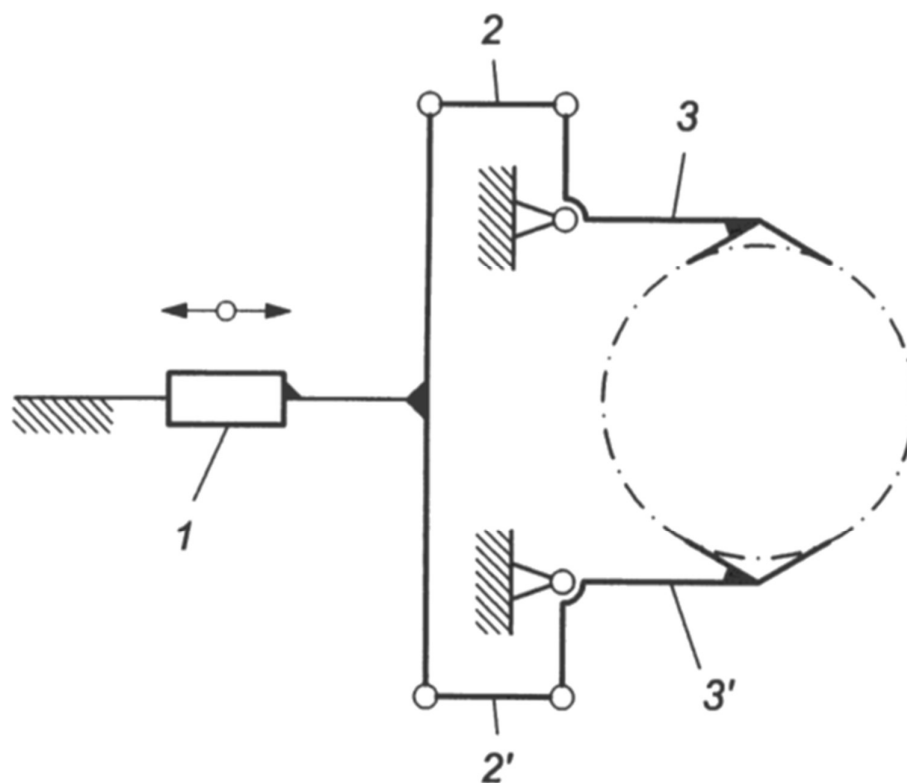
Kierunek: Automatyka i robotyka

Rok: I

Grupa: 3A

1. Obliczenie ruchliwości chwytaka na podstawie zadanego schematu kinematycznego.

W tym projekcie będę realizował projekt chwytaka na podstawie schematu kinematycznego nr 5.



Schemat 1 – kinematyczny schemat chwytaka

W celu określenia ruchliwości chwytaka skorzystam z poniższego wzoru:

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

, gdzie

w – ruchliwość chwytaka

n – liczba członów ruchomych

p_5 – liczba par kinematycznych klasy piątej

p_4 – liczba par kinematycznych klasy czwartej

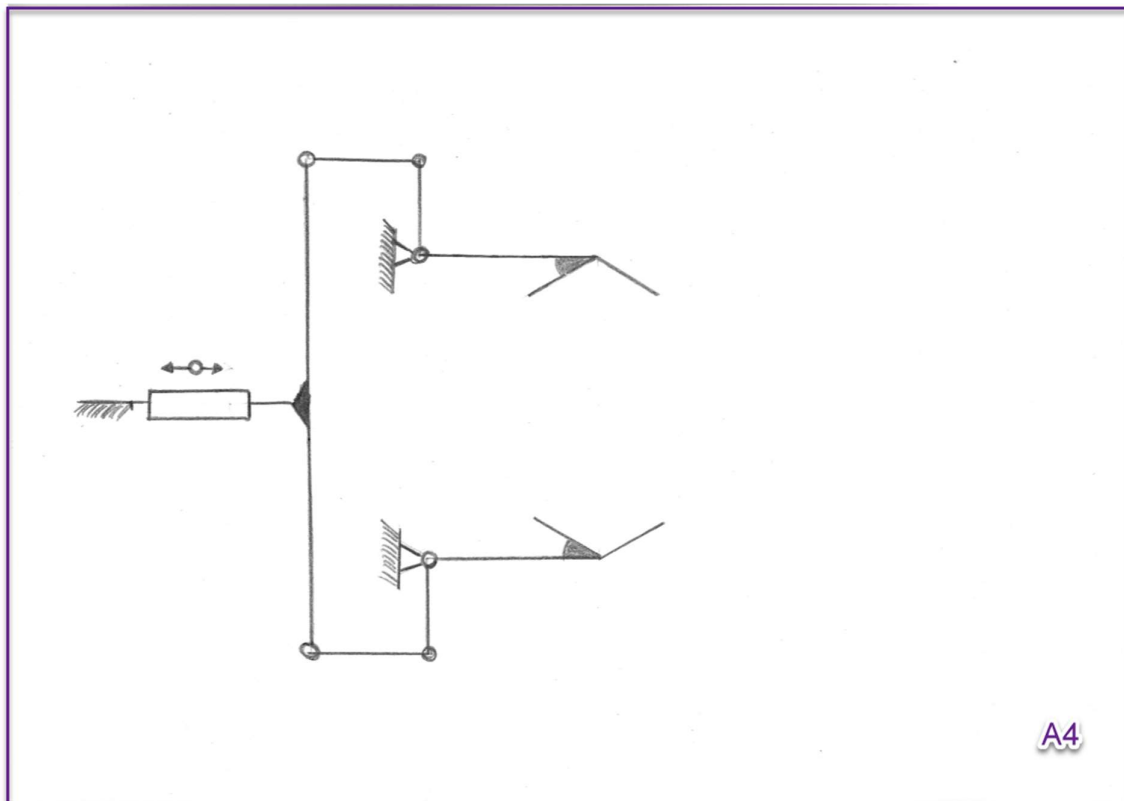
Jak widać na powyższym schemacie kinematycznym: $n = 5$; $p_5 = 7$; $p_4 = 0$

Zatem po podstawieniu do wzoru otrzymuję: $w = 1$

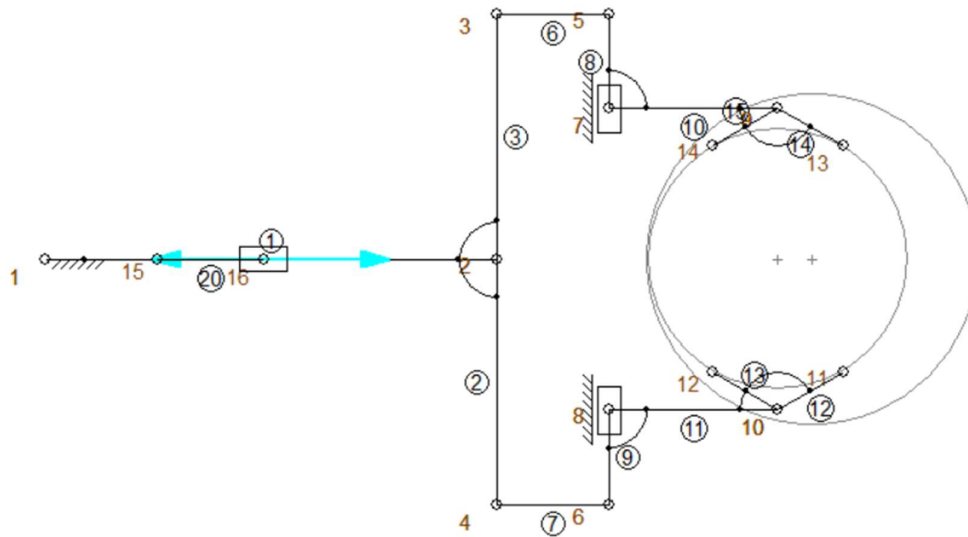
W takim przypadku napęd chwytaka będzie realizowany za pomocą jednego siłownika pneumatycznego o ruchu liniowym.

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

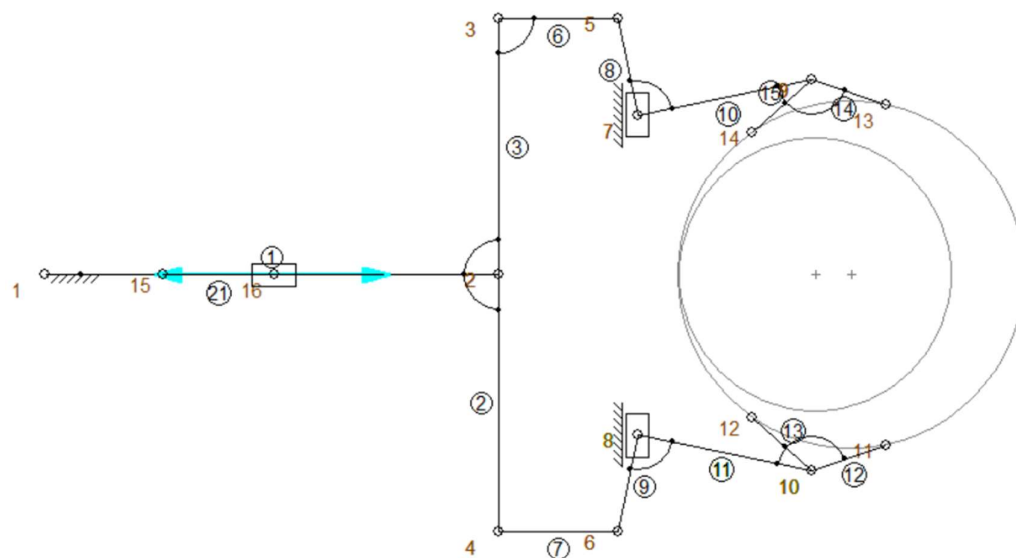
2.1 Wyznaczenie skoku siłownika, wymiarów elementów chwytaka, zakresu szczęk chwytaka oraz wymiarów i ciężaru obiektu manipulacji.



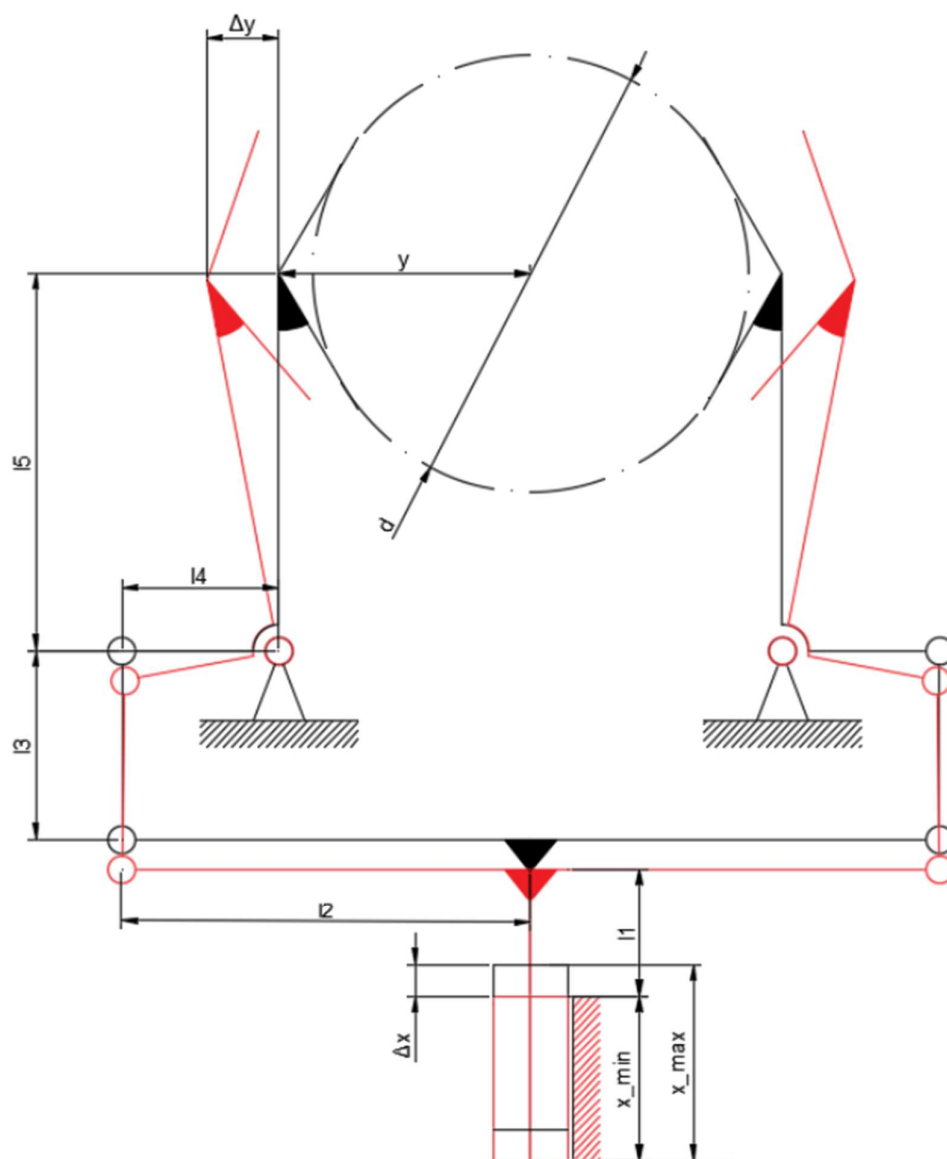
Schemat 2 – schemat kinematyczny chwytaka w skali 1:1 narysowany odręcznie



Schemat 3 – schemat kinematyczny chwytaka zamkniętego, wykonany w programie SAM6.1



Schemat 4 – schemat kinematyczny chwytaka otwartego wykonany w programie SAM6.1



Rysunek 1 – Rysunek poglądowy stworzony w celu zaznaczenia wymiarów

$l_1 = 45 \text{ mm}$
 $l_2 = 65 \text{ mm}$
 $l_3 = 30 \text{ mm}$
 $l_4 = 25 \text{ mm}$
 $l_5 = 45 \text{ mm}$
 $d = 70 \text{ mm}$
 $y = 40 \text{ mm}$
 $\Delta y = 9.5 \text{ mm}$
 $d = 70 \text{ mm}$

Maksymalny ciężar obiektu chwytanego wyznaczam ze wzoru:

$$Q_{max} = \frac{\pi * \gamma}{4} * d^2 * l$$

, gdzie

d – średnica transportowanego obiektu, $d = 70$ [mm]

l – długość transportowanego obiektu, przyjmuję $l = 100$ [mm]

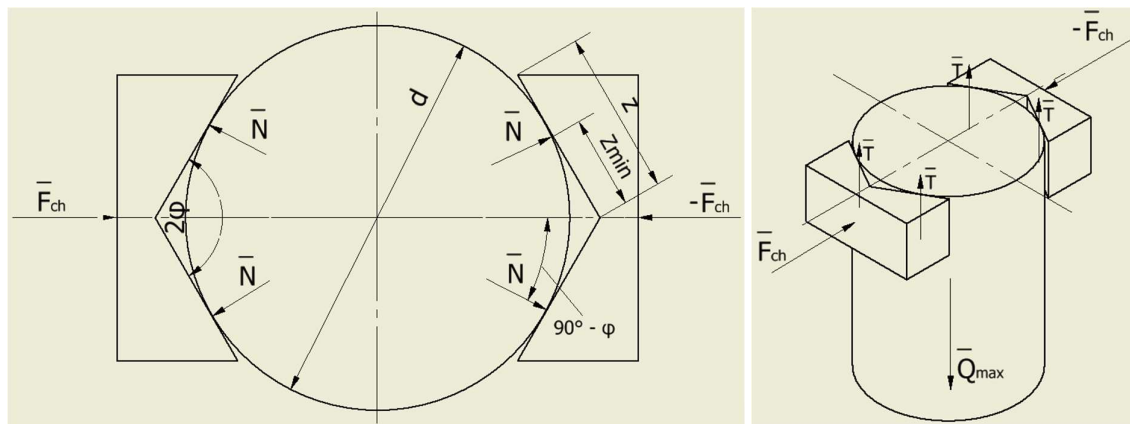
γ – ciężar właściwy transportowanego obiektu, dla miedzi $\gamma = 87900$ [N/m³]

Po przyjęciu za π wartości **3.14** i podstawieniu do wzoru otrzymuję:

$$Q_{max} = 33.8$$
 [N]

2.2 Wyznaczanie maksymalnej koniecznej siły chwytu i obliczenie wymiarów szczęki.

W rozwiązywanym zadaniu projektowym przyjmuję siłowy sposób uchwycenia przedmiotu. Polega on na wywarciu odpowiedniego nacisku na transportowany obiekt, gwarantującego przeniesienie obiektu przy pomocy siły tarcia spełniającej warunek $T > Q_{max}$.



Rysunek 2 i 3 – rozkład sił na szczękach chwytaka i obiekcie manipulacji

Objaśnienia:

F_{ch} – siła chwytu

N – siła normalna działająca pomiędzy szczękami a obiektem chwytanym

T – siła tarcia pomiędzy szczęką a obiektem chwytanym

Z – długość ramienia szczęki

Z_{min} – minimalna długość ramienia szczęki

2ϕ – kąt rozwarcia szczęk (przyjmuję $2\phi = 120^\circ$)

Aby przedmiot mógł być transportowany musi zostać spełniony warunek $4T > Q_{max} * n$,
gdzie n - współczynnik przeciążenia chwytaka.

Obliczenia:

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

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

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

$$4T > Q_{max} * n$$

$$F_{ch} > \frac{n * \sin \varphi}{2\mu} * Q_{max}$$

Po przyjęciu za n wartości **2** oraz za μ (współczynnik tarcia obiektu chwytanego o szczęki) wartości **0,3** i podstawieniu tych wartości do nierówności otrzymuję poniższy warunek:

$$F_{ch} > 97,6 [N]$$

$$\text{Przyjmuję zatem : } F_{ch} = \mathbf{100 [N]}$$

Wyznaczam minimalną długość ramienia szczęki:

$$z_{min} = \frac{1}{2 * \tan \varphi} * d = 20,21 [mm]$$

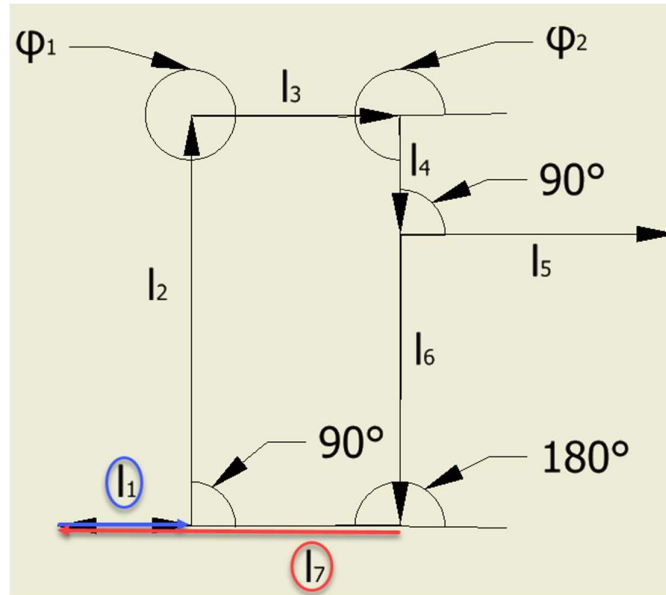
$$\text{Przyjmuję zatem: } z = \mathbf{25 [mm]}$$

3. Wyznaczenie charakterystyki przesunięciowej chwytaka $f_p(x)$.

Przyjmuję oznaczenia:

x – przemieszczenie liniowe siłownika napędowego, $x \in [0mm, 5mm]$

y – przesunięcie końcówek chwytanych



Rysunek 4 – mechanizm opisany wielobokiem wektorowym

$$y = l_6 + l_5 \cos \varphi_2$$

Dla mojego chwytaka:

$l_1 = 45$; $l_2 = 65$; $l_3 = 30$; $l_4 = 25$; $l_5 = 45$; $l_6 = 40$; $l_7 = 75$ - na podstawie Rysunek 1

Na podstawie powyższego wieloboku wektorowego zapisuję równanie:

$$\vec{x} + \vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_3 + \vec{l}_4 + \vec{l}_6 + \vec{l}_7 = 0$$

Po powyższego równania zrzutowaniu na osie układu współrzędnych otrzymuję poniższy układ równań:

$$x \cos 180^\circ + l_1 \cos 0^\circ + l_2 \cos 90^\circ + l_3 \cos \varphi_1 + l_4 \cos \varphi_2 + l_6 \cos 270^\circ + l_7 \cos 180^\circ = 0$$

$$x \sin 180^\circ + l_1 \sin 0^\circ + l_2 \sin 90^\circ + l_3 \sin \varphi_1 + l_4 \sin \varphi_2 + l_6 \sin 270^\circ + l_7 \sin 180^\circ = 0$$

Który po podstawieniu pod odpowiednie funkcje trygonometryczne wartości liczbowych przyjmuje następującą postać:

$$-x + l_1 + l_3 \cos \varphi_1 + l_4 \cos \varphi_2 - l_7 = 0$$

$$l_2 + l_3 \sin \varphi_1 + l_4 \sin \varphi_2 - l_6 = 0$$

Przekształcam układ do postaci:

$$l_3 \cos \varphi_1 = x - l_1 - l_4 \cos \varphi_2 + l_7$$

$$l_3 \sin \varphi_1 = -l_2 - l_4 \sin \varphi_2 + l_6$$

Podnoszę do kwadratu i dodaję stronami:

$$l_3^2 = (x - l_1 - l_4 \cos \varphi_2 + l_7)^2 + (-l_2 - l_4 \sin \varphi_2 + l_6)^2$$

Przyjmuję oznaczenia: $\mathbf{A} = \mathbf{x} - \mathbf{l}_1 + \mathbf{l}_7$; $\mathbf{B} = \mathbf{l}_6 - \mathbf{l}_2$ i porządkuję równanie.

$$0 = -2Al_4 \cos \varphi_2 - 2Bl_4 \sin \varphi_2 + A^2 + B^2 + l_4^2 - l_3^2$$

Dzielę równanie przez $-2Al_4$, które jest różne od 0.

$$\cos \varphi_2 + \frac{B}{A} \sin \varphi_2 + \frac{A^2 + B^2 + l_4^2 - l_3^2}{2Al_4} = 0$$

Przyjmuję oznaczenia: $-\frac{B}{A} = \mathbf{C}$; $\frac{A^2 + B^2 + l_4^2 - l_3^2}{2Al_4} = \mathbf{D}$; $\cos \varphi_2 = s \Rightarrow \sin \varphi_2 = \sqrt{1 - (\cos \varphi_2)^2}$:

$$s + D = C\sqrt{1 - s^2}$$

Podnoszę równanie do kwadratu i porządkuję:

$$(C^2 + 1)s^2 + 2Ds + (D^2 - C^2) = 0$$

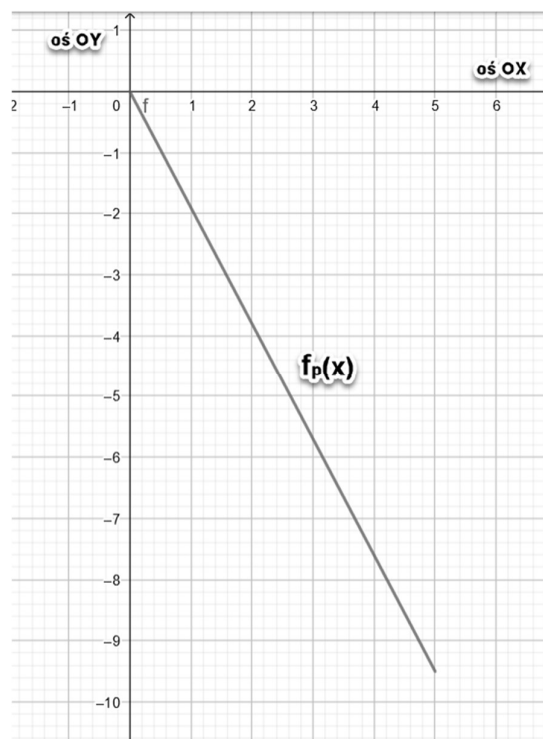
$$s_1 = \frac{-2D - \sqrt{4D^2 - 4(C^2 + 1)(D^2 - C^2)}}{2(C^2 + 1)}$$

$$s_2 = \frac{-2D + \sqrt{4D^2 - 4(C^2 + 1)(D^2 - C^2)}}{2(C^2 + 1)}$$

Po przeanalizowaniu obydwu wyników łatwo dojść do wniosku że prawidłowy jest wynik s_1 , zatem:

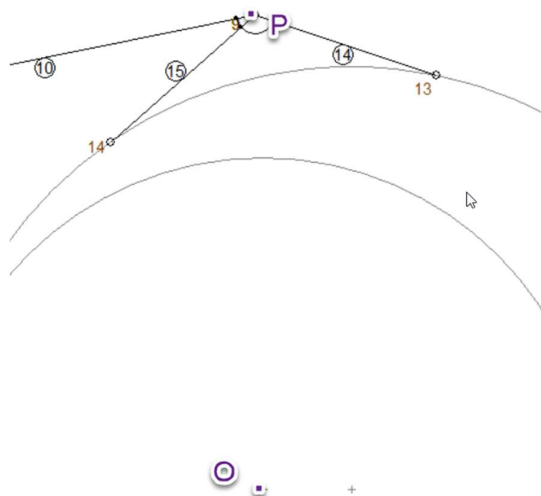
$$y(x) = l_6 + l_5 \frac{-2D - \sqrt{4D^2 - 4(C^2 + 1)(D^2 - C^2)}}{2(C^2 + 1)}$$

Po wstawieniu wartości uzyskałem przy pomocy portalu GeoGebra poniższy wykres funkcji $f_p(x)$:



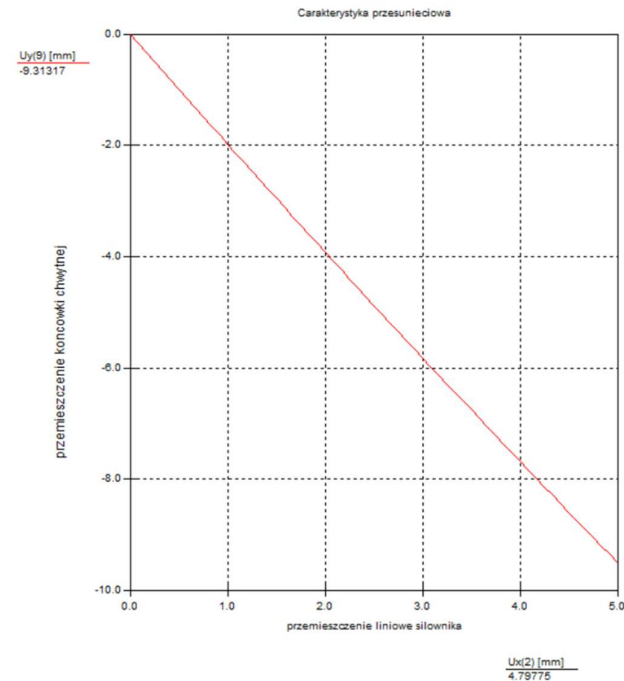
Wykres 1 – charakterystyka przesunięciowa, GeoGebra

Malejące wartości 'y' odzwierciedlają zamykające się szczęki, czyli obrazując to poniższym rysunkiem z osi OY odczytujemy o ile punkt **P** (Rysunek 5) zbliżył się do środka okręgu **O** (wartość bezwzględna wartości na osi OY).



Rysunek 5 – poglądowy, objaśniający

Używając możliwości jakie daje mi program SAM6.1 wygenerowałem wykres charakterystyki przesunięciowej chwytaka bazujący na 'śledzeniu' punktu P.



Wykres 2 – charakterystyka przesunięciowa, SAM6.1

Jak widać niezależnie tworzone dwa wykresy są niemalże identyczne. Oznacza to, że charakterystyka przesunięciowa została prawidłowo wyznaczona.

4. Wyznaczenie charakterystyki prędkościowej chwytaka $f_v(x)$.

$$f_v(x) = \frac{\dot{y}}{\dot{x}}$$

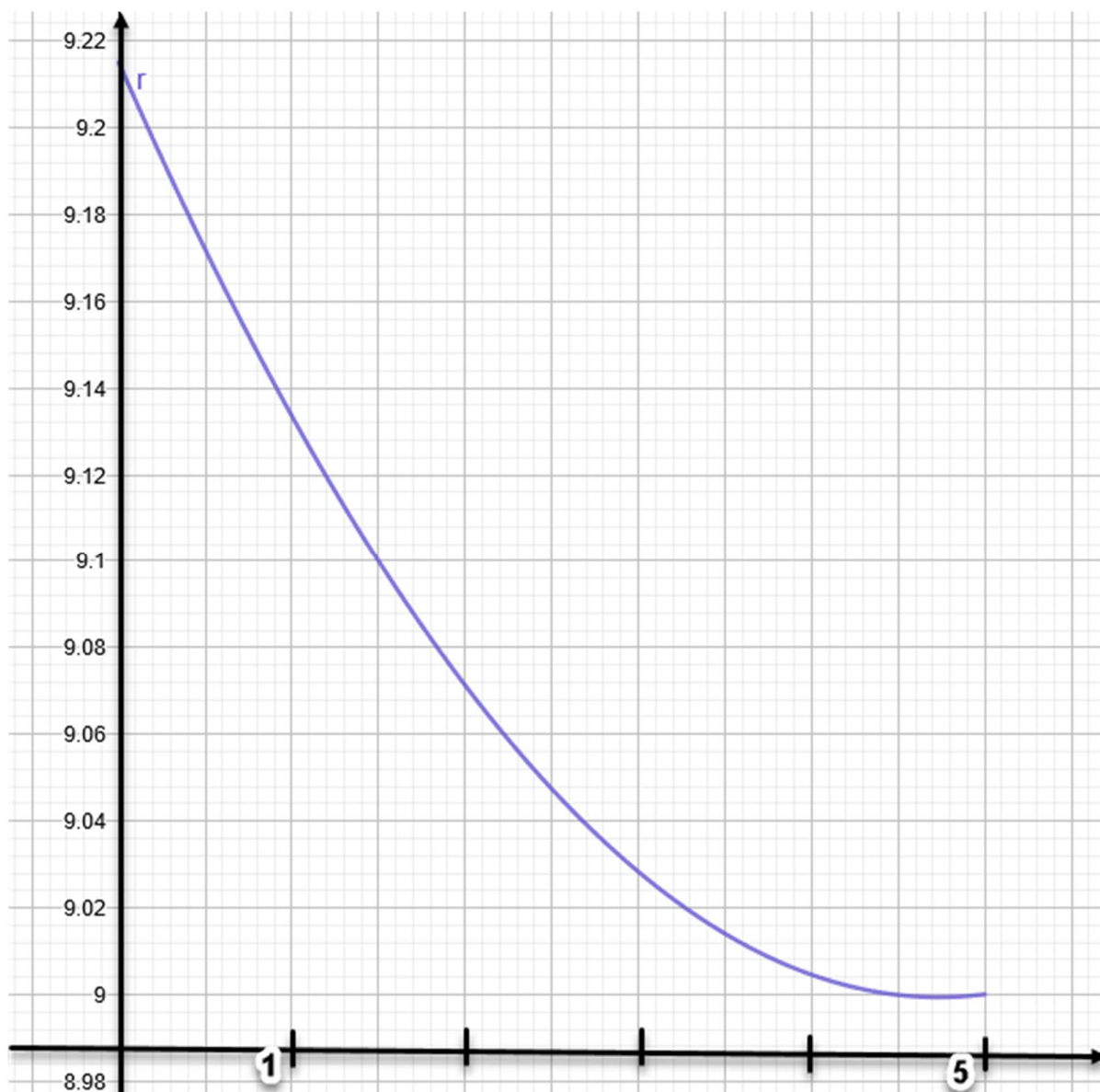
, gdzie:

\dot{y} – prędkość końcówki chwytnej

\dot{x} - prędkość tłoczyska siłownika

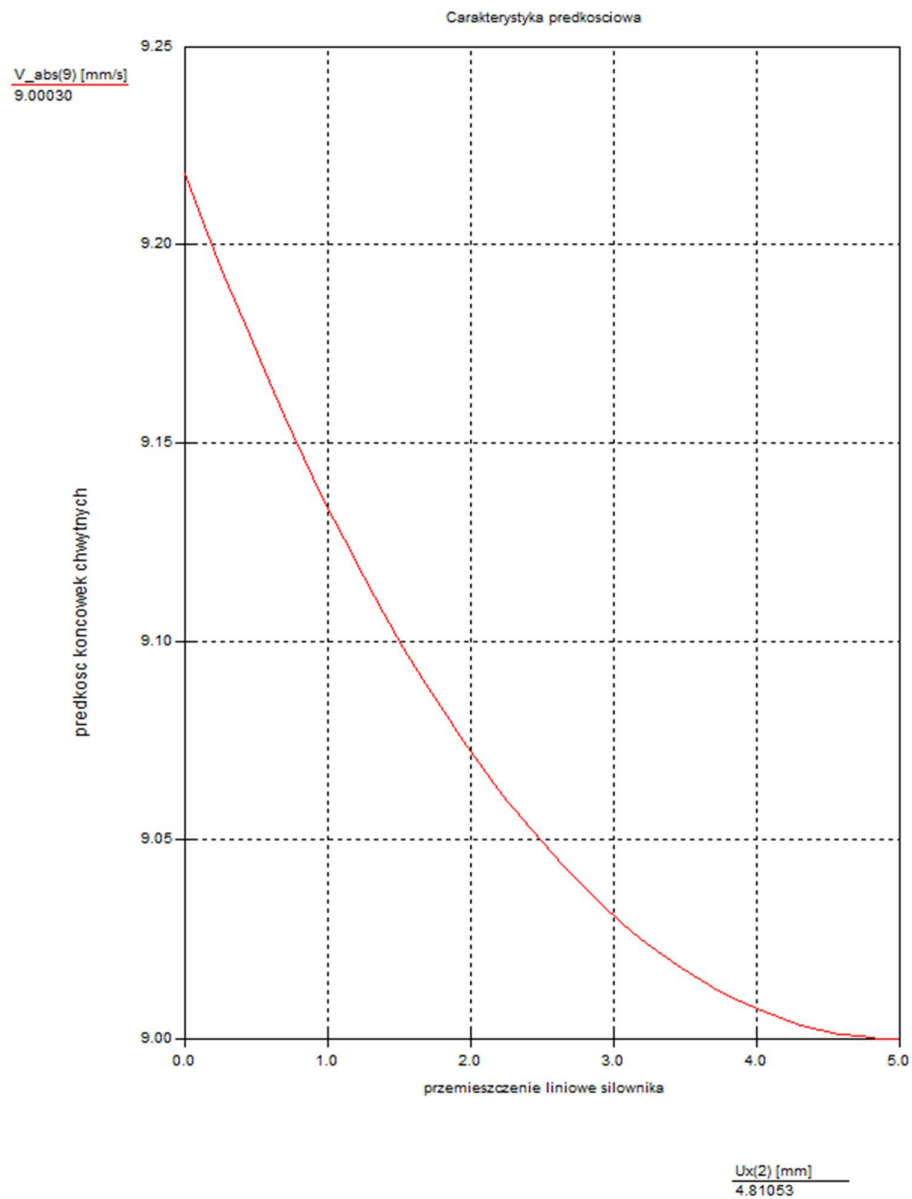
x – przemieszczenie liniowe siłownika napędowego

W celu wyznaczenia charakterystyki prędkościowej chwytaka policzyłem, pierwszą pochodną wyznaczonej wyżej funkcji $f_p(x)$ po czasie. Wykres wyznaczonej pochodnej przedstawia poniższy wykres stworzony przy użyciu portalu GeoGebra.



Wykres 3 – charakterystyka prędkościowa, GeoGebra

Następnie przy użyciu programu SAM6.1 wygenerowałem wykres prędkości końcówki chwytnej w zależności od przemieszczenia siłownika napędowego.



Wykres 4 – charakterystyka prędkościowa, SAM6.1

Jak widać wykresy te są niemalże identyczne, co potwierdza prawidłowość moich obliczeń.

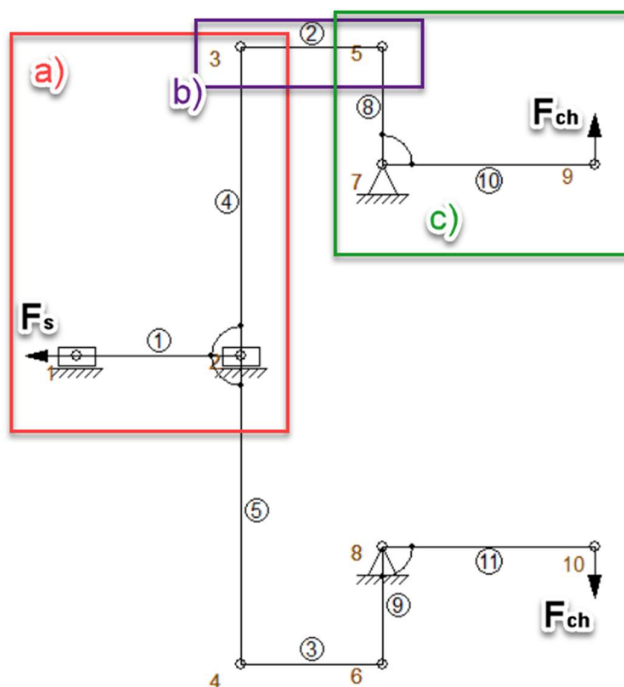
5. Wyznaczanie charakterystyki siłowej $f_F(x)$.

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

, gdzie

F_{ch} – siła chwytu (równa 100N – obliczenia w punkcie 2.2)

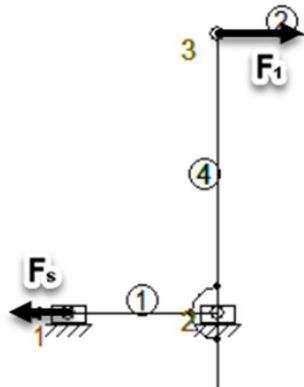
F_S – siły na tłoczysku siłownika



Rysunek 6 - model siłowy chwytaka narysowany w programie SAM6.1

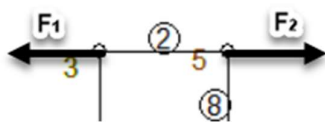
Powyższy model dzielię na grupy strukturalne i analizuję działające siły. W obliczeniach, niech l_i oznacza długość i-tej belki (numery belek w kółeczkach na rysunku).

a)



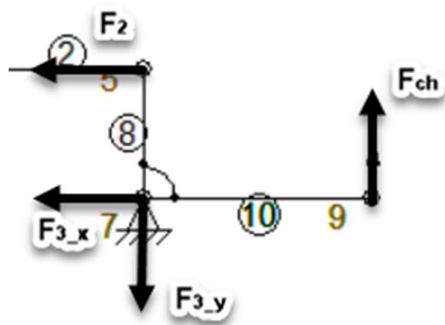
$$F_s = 2 * F_1, \text{ ponieważ są dwa identyczne ramiona}$$

b)



$$F_1 = F_2$$

c)



Uzależniam wszystkie niewiadome siły od F_{ch} :

$$F_2 * l_8 = F_{ch} * l_{10}$$

$$F_2 = \frac{l_{10}}{l_8} * F_{ch}$$

$$F_{3,y} = F_{ch}$$

$$F_{3,x} * l_8 = -F_{ch} * l_{10}$$

$$F_{3,x} = -\frac{l_{10}}{l_8} * F_{ch}$$

$$F_3 = \sqrt{F_{3,x}^2 + F_{3,y}^2}$$

Po podstawieniu wartości liczbowych otrzymuję:

$$F_2 = 180[N]$$

$$F_3 = 206[N]$$

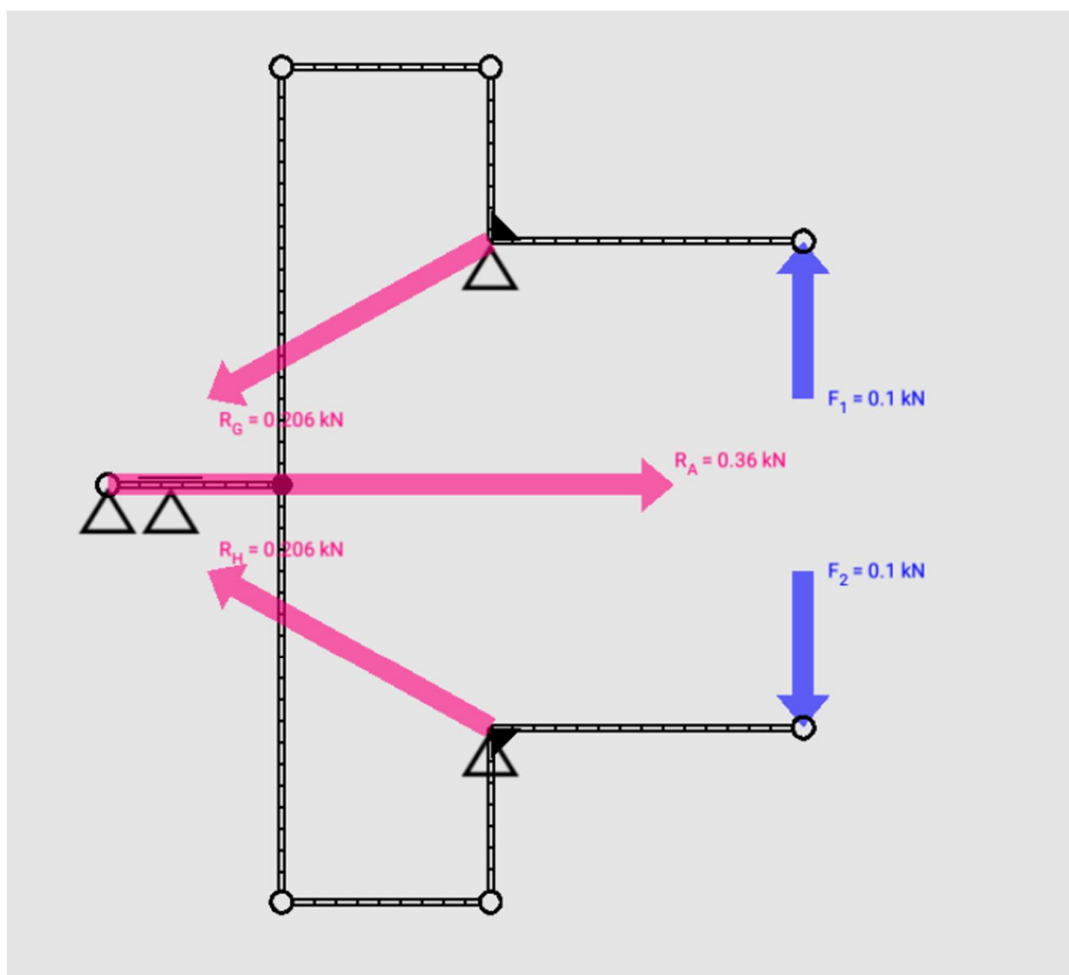
Z podpunktów a) i b) wiem, że $F_s = 2 * F_1$ oraz $F_1 = F_2$, zatem

$$F_s = 360[N]$$

W położeniu równowagi:

$$f_F(x) = \frac{F_{ch}}{F_s} \quad \Rightarrow \quad f_F(x) = 0,28$$

Aby sprawdzić poprawność obliczeń wykonałem model chwytaka w aplikacji Autodesk ForceEffect.



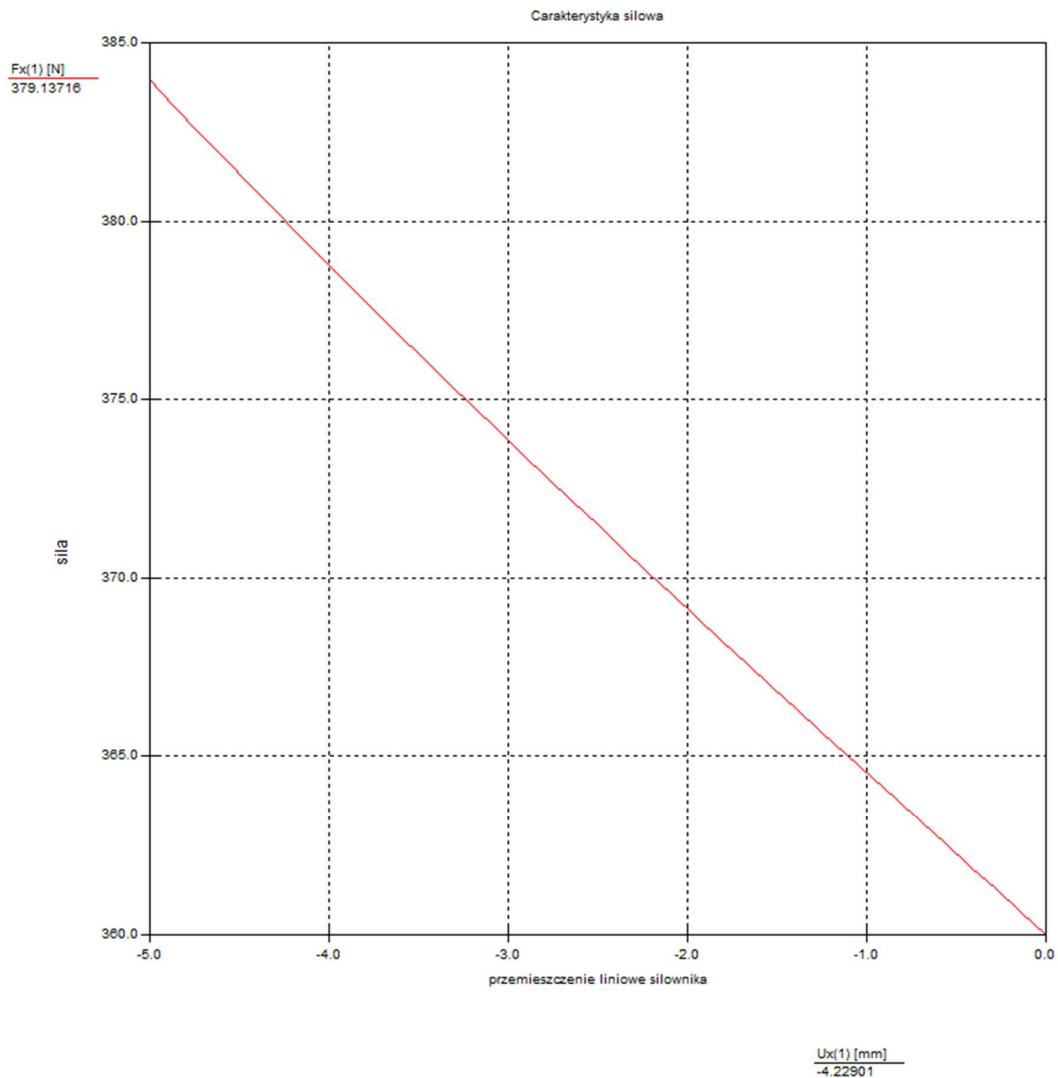
Rysunek 7 - model chwytaka wykonany w aplikacji Autodesk ForceEffect.

Objaśnienia:

$$F_1, F_2 == F_{ch} ; R_G, R_H == F_3 ; R_A == F_s$$

Jak widać symulacja doprowadziła do tego samego wyniku co obliczenia.

Wykres stworzony w programie SAM6.1 również potwierdza poprawność obliczeń (patrz siła dla $x = 0$).



6. Sprawdzanie metodą mocy chwilowej charakterystyki siłowej.

Skorzystam ze wzoru $f_F(x) = \frac{1}{2f_v(x)}$ Aby upewnić się czy wyliczona przeze mnie wartość $f_F(x) = 0,28$ jest prawidłowa.

Obliczam przy pomocy arkusza kalkulacyjnego regresję liniową obliczonej w punkcie 3 charakterystyki przesunięciowej i otrzymuję przybliżony wzór:

$$y(x) = 1.8x + 49.45$$

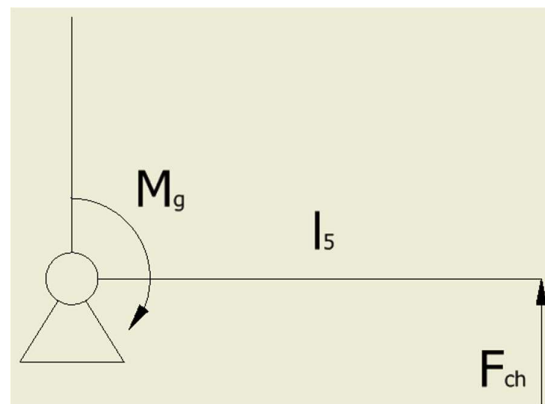
Obliczam $f_v(x)$ jako pochodną $y(x)$ i otrzymuję $f_v(x) = 1,8$

$$f_F(x) = \frac{1}{2f_v(x)} = \frac{1}{3,6} = 0,2(7) = 0,28$$

Jak widać metoda mocy chwilowej charakterystyki siłowej potwierdza prawidłowość obliczeń z punktu 5.

7. Obliczenia wytrzymałościowe chwytaka przy maksymalnych obciążeniach.

7.1 Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka.



Rysunek 8 - moment gnący

Maksymalny moment gnący M_g jest równy:

$$M_{g_{max}} = l_5 * F_{ch} = 4,5 [Nm]$$

Przyjmuję wymiary przekroju prostokątnego ramienia chwytaka: $b = 6mm$; $h = 10mm$. Jego wskaźnik wytrzymałości na zginanie dany jest wzorem: $W_g = \frac{b * h^2}{6}$.

Wybieram stal E335 (dawniej St6), której współczynnik k_g jest równy 195[MPa].

Warunek wytrzymałościowy na zginanie ma postać:

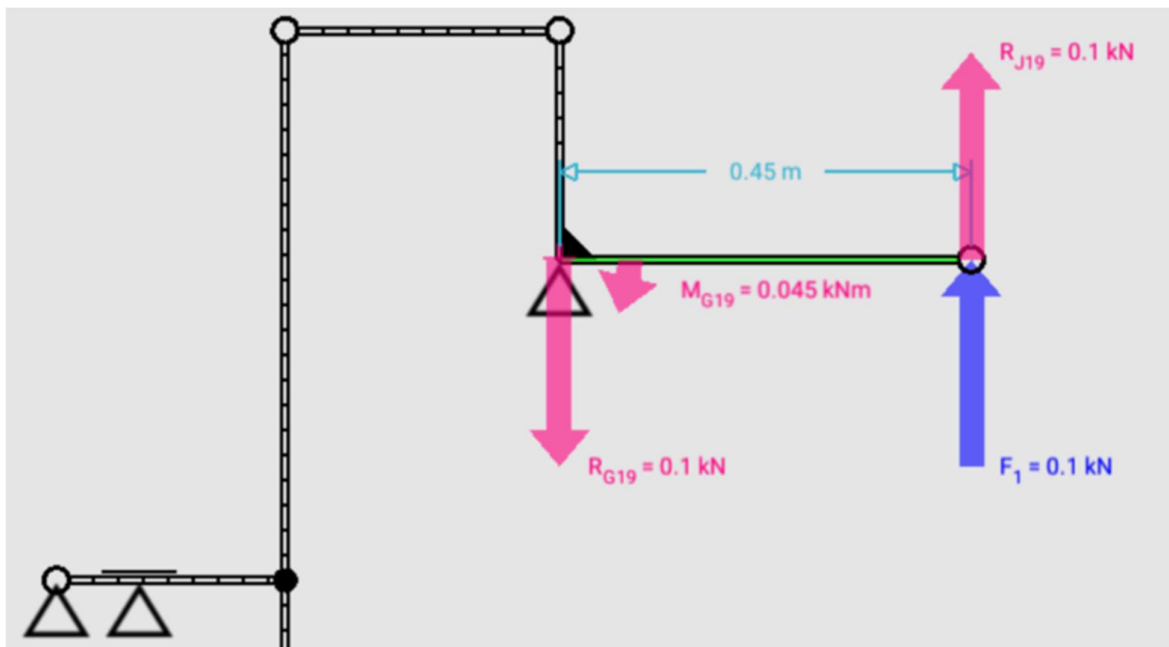
$$\sigma_{g_max} \leq k_g$$

, gdzie

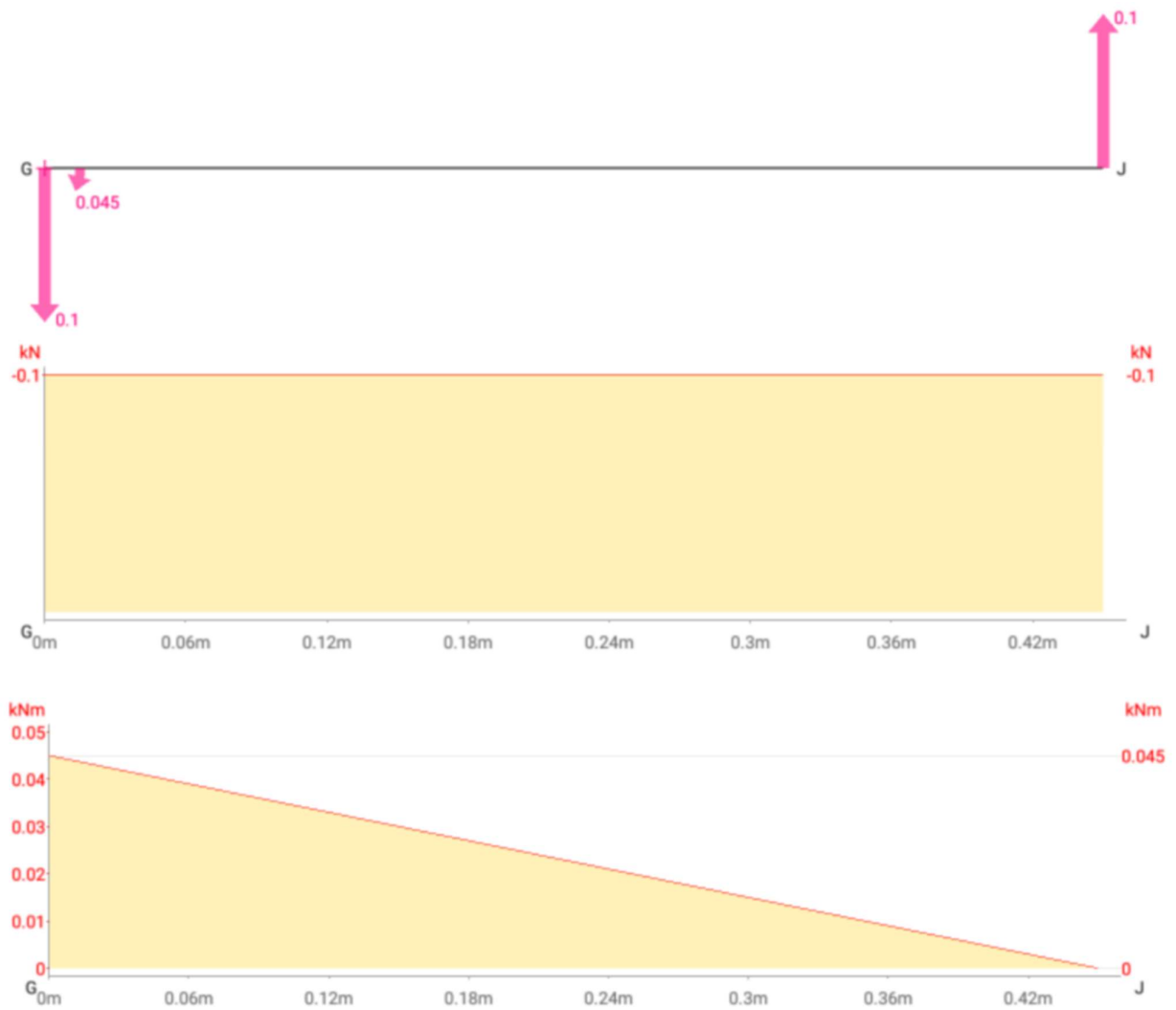
$$\sigma_{g_max} = \frac{M_{g_max}}{W_g} = \frac{6 * M_{g_max}}{b * h^2} = 45 \text{ [MPa]}$$

Jak widać warunek jest spełniony.

Aby sprawdzić czy wszystkie wielkości obliczyłem prawidłowo dokonuję analizy działających sił oraz momentu gnącego przy użyciu programu Autodesk ForceEffect. W celu uczynienia poniższych rysunków bardziej czytelnymi wymiary chwytaka zostały dziesięciokrotnie powiększone, zatem i moment gnący wyszedł dziesięć razy większy od rzeczywistego.



Rysunek 9 - moment gnący, Autodesk ForceEffect



Rysunek 10 - analiza działających sił oraz momentu gnącego, Autodesk ForceEffect

7.1 Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie dla najbardziej obciążonego sworznia.

Przyjmuję:

$d_s = 5$ [mm] – średnica sworznia

materiał: stal S185 (dawniej St0S), dla której wytrzymałość na ścinanie $k_t = 65$ [MPa]

$F_3 = 206$ [N] – na podstawie obliczeń z punktu 5c)

Warunek wytrzymałościowy na ścinanie ma postać:

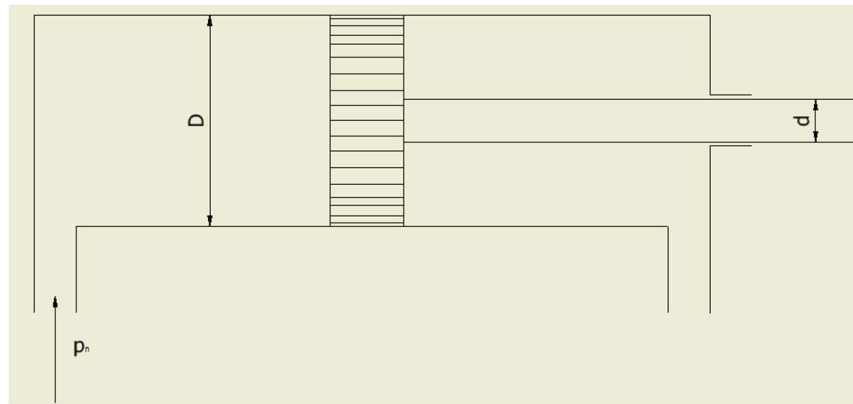
$$\tau \leq k_t$$

, gdzie

$$\tau = \frac{4F_3}{\pi d_s^2} = 10,5 [MPa]$$

Jak widać dla przyjętej średnicy sworznia warunek jest spełniony.

8. Obliczenie wymaganych parametrów napędu pneumatycznego chwytaka i jego dobór.



Rysunek 11 - model siłownika

W celu dobrania odpowiedniego siłownika muszę obliczyć minimalną średnicę tłoka – 'D', która spełnia warunek:

$$P_t \geq P_w$$

,gdzie

P_t – teoretyczna siła pchająca (P_{t_p}) / ciągnąca (P_{t_c})

$$P_{t_p} = \frac{\pi}{4} * D^2 * p_n$$

$$P_{t_c} = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) * p_n$$

$$p_n = 0.6 [MPa] \text{ – ciśnienie nominalne zasilania}$$

$P_w = k * F_{s_max}$ – siła wymagana na tłoczysku do prawidłowego działania chwytaka

$k \in [1,2 ; 1,5]$ – współczynnik przeciążenia, przyjmuję $k = 1,5$

$F_{s_max} = \frac{F_{ch}}{f_F(x)}$ – maksymalna siła na tłoczysku, potrzebna aby uzyskać maksymalną siłę chwytu

Obliczenia:

$$F_{s_max} = \frac{F_{ch}}{f_F(x)} = \frac{100 [N]}{0,28} = 357,14 [N]$$

$$P_w = k * F_{s_max} = 1,5 * 357,14 [N] = 535,71 [N]$$

Zgodnie z zasadą : $P_{t_p} \geq P_w$, zatem

$$D \geq \sqrt{\frac{4P_w}{\pi * p_n}} \approx 33,73 [mm]$$

Po przeglądnięciu katalogu firmy Festo zdecydowałem się wybrać siłownik kompaktowy AEN-50-5-I-P-A, o następujących parametrach:

Tabela 1 - parametry siłownika AEN-50-5-I-P-A

Średnica tłoka (D)	skok	Siła teoretyczna (P_t)
50 [mm]	5 [mm]	1065 [N]

Jak widać siłownik AEN-50-5-I-P-A spełnia wszelkie wymagania.