

PROJEKT CHWYTAKA



AGH

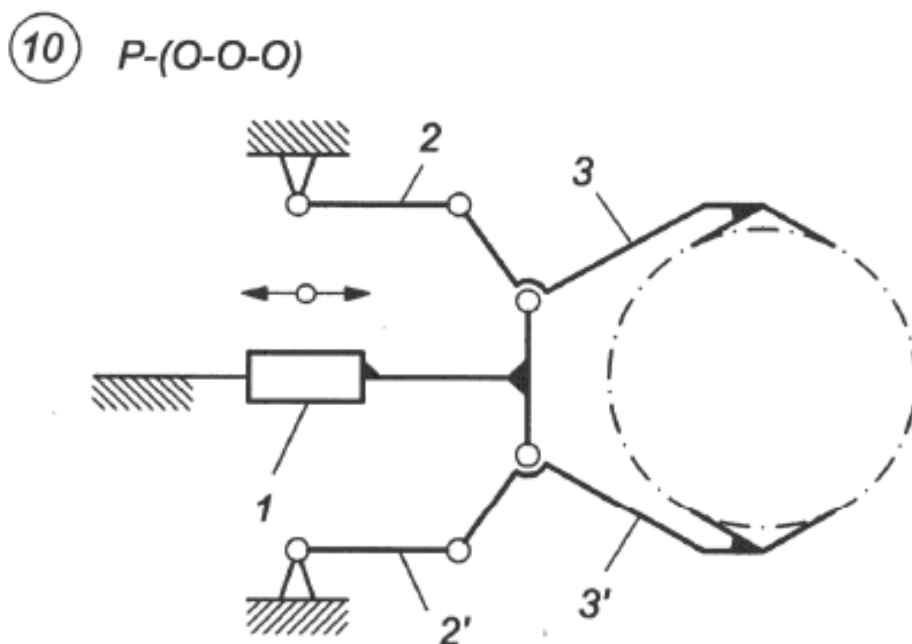
**AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA
IM. STANISŁAWA STASZICA
W KRAKOWIE**

PRZYGOTOWAŁA:
Zuzanna Gunia
AUTOMATYKA I ROBOTYKA
WEAIIIB

Zaprojektować chwytak do manipulatora przemysłowego wg zadanego schematu kinematycznego spełniający następujące wymagania:

- 1) 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,
- 2) obiektem transportu są wałki ze stali o średnicy $d = 90\text{mm}$, długości $l = 100\text{mm}$,
- 3) siłownik chwytaka zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu nominalnym $p_n = 0.6\text{ MPa}$
- d) wałki transportowane są w pozycji pionowej.

OBLICZENIE RUCHLIWOŚCI CHWYTAKA NA PODSTAWIE ZADANEGO SCHEMATU KINEMATYCZNEGO



Ruchliwość chwytaka obliczamy ze wzoru ogólnego (dla mechanizmów płaskich):

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

Gdzie:

- n – liczba członów ruchomych,
- p_5 – liczba par kinematycznych klasy V (obrotowych i postępowych),
- p_4 – liczba par kinematycznych klasy IV (obrotowych i postępowych),

Dla zadanego schematu kinematycznego mamy:

Człony ruchome:

$$n = (1), (2), (2'), (3), (3') = 5$$

Pary kinematyczne klasy V:

$$p_5 = (0,1), (0,2), (0,2'), (1,3), (1,3'), (2,3), (2',3') = 7$$

Pary kinematyczne klasy IV:

$$p_4 = 0$$

Podstawiam otrzymane dane do wzoru i wyznaczam ruchliwość chwytaka:

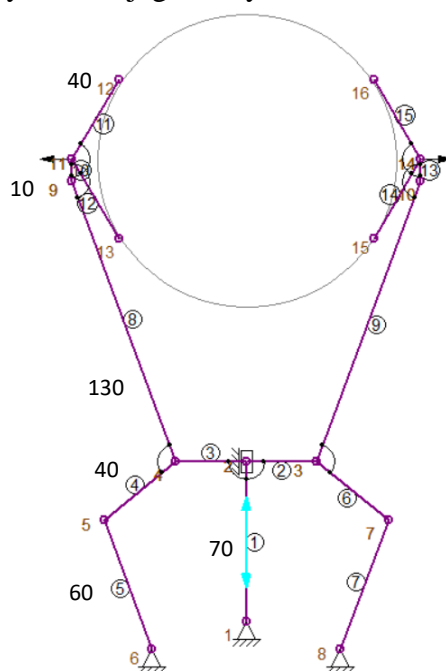
$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

Wniosek: Do napędu chwytaka potrzebować będziemy jednego siłownika pneumatycznego.

ANALIZA ZADANIA PROJEKTOWEGO

1. Przyjęcie podstawowych wymiarów elementów chwytaka

Na podstawie analizy chwytaka w programie SAM przyjąłam następujące wymiary geometryczne mojego chwytaka:



- 1) 70mm
- 3) 30mm
- 4) 40mm
- 5) 60mm
- 8) 130mm
- 10) 10 mm
- 11) 40mm (później zostanie sprawdzone czy takie ramiona będą się nadawały do uchwycenia zadanego przedmiotu)

Oraz kąt rozwarcia pomiędzy szczękami chwytaka równym:

$$\gamma = 120^\circ$$

Rys.1. Schemat chwytaka w pozycji maksymalnie rozwartej

Maksymalny ciężar obiektu transportowanego wyliczam ze wzoru:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} l \gamma$$

gdzie:

$d = 0,09 \text{ m}$ – średnica wałka

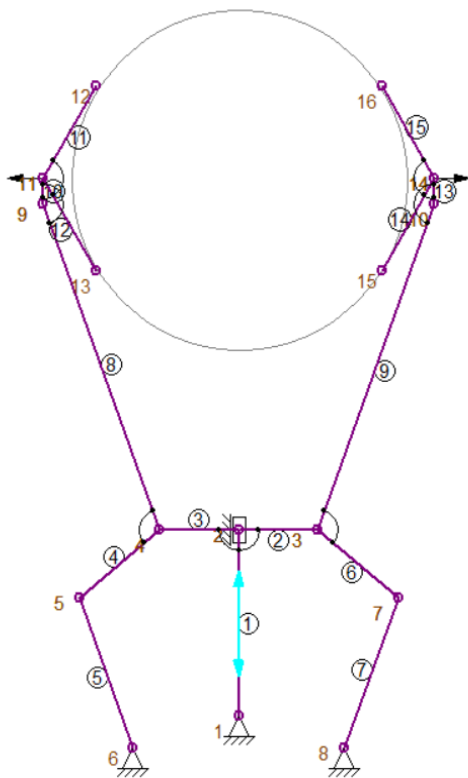
$l = 0,1 \text{ m}$ - wysokość wałka

$\gamma = 78300 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$ – ciężar właściwy stali

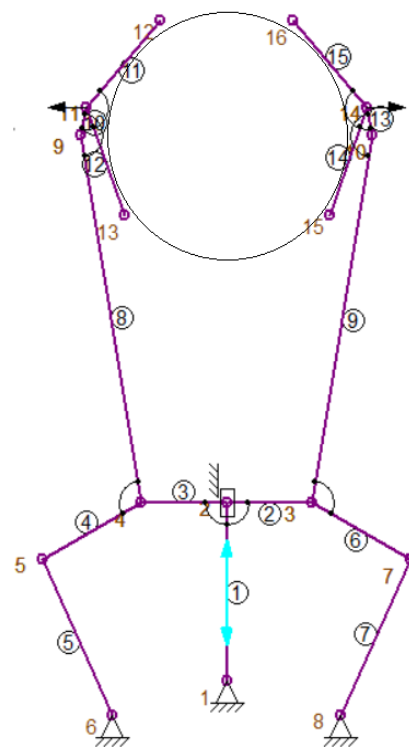
Tak więc po podstawieniu danych otrzymuję ostatecznie:

$$Q = \frac{3,1415 \cdot (0,09)^2}{4} 0,1 \cdot 78300 = 49,81 \cong 50 \text{ N}$$

2. Wyznaczenie skoku siłownika oraz zakresu rozwarcia szczęk



Rys.2. Pozycja maksymalnie otwarta

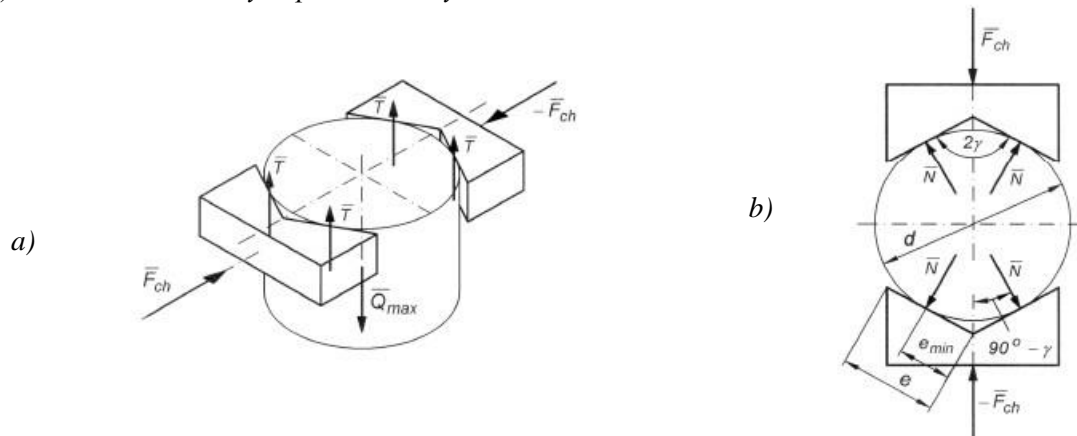


Rys.3. Pozycja maksymalnie zamknięta

Przy pomocy programu SAM ustaliłam skok siłownika równy 10mm, oraz sprawdziłam, że powyższy chwytak będzie mógł przenosić przedmioty o średnicy 90mm, nie osiągając przy tym swoich skrajnych położeń.

3. Wyznaczenie koniecznej siły chwytu i wymiaru szczęk chwytaka

Rys.5 Układ sił działających na chwytak: a) rozkład sił tarcia podczas chwytania obiektu, b) rozkład sił normalnych podczas chwytania obiektu



Wyznaczanie siły chwytu:

$$F_{ch} = 2N \cos(90^\circ - \beta) \quad N = \frac{F_{ch}}{2 \cos(90^\circ - \gamma)} = \frac{F_{ch}}{2 \sin \gamma} \quad T = \mu N = \frac{F_{ch} \mu}{2 \sin \gamma}$$

Aby prawidłowo uchwycić obiekt musi być spełniony poniższy warunek:

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

stąd siła chwytu:

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

Po podstawieniu danych:

$Q = 50 \text{ [N]}$	- wyliczony ciężar wałka
$n = 2$	- współczynnik przeciążenia
$\gamma = 60^\circ$	- połowa kąta rozwarcia szczęk
$\mu = 0,15$	- współczynnik tarcia między szczękami chwytaka a obiektem

Otrzymujemy nierówność:

$$F_{ch} \geq \frac{Q n \sin \gamma}{2 \mu} = \frac{50 \cdot 2 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2}}{2 \cdot 0,15} = 288,68$$

Wniosek: Aby zagwarantować pewne uchwycenie obiektu i efektywne nim manipulowanie,

musi być spełniony warunek:

$$F_{ch} \geq 288,68 \text{ [N]}$$

Dla dalszych obliczeń przyjmuję $F_{ch} = 290 \text{ N}$

Wyznaczenie wymiaru szczęki

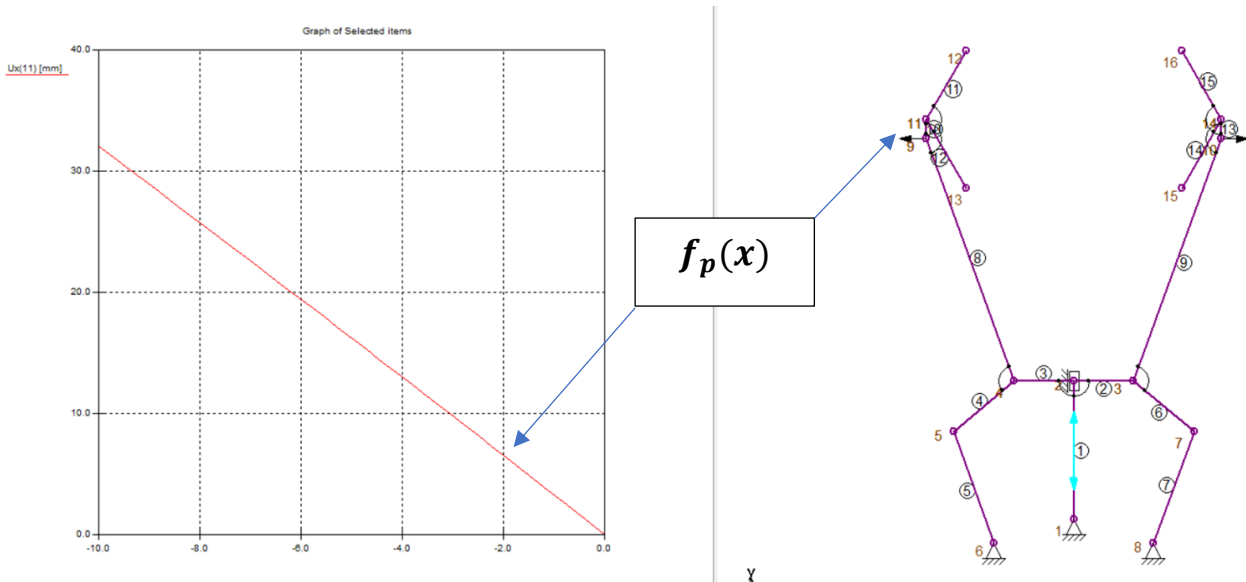
Dodatkowo do prawidłowego uchwycenia wałka potrzeba tak dobrać wymiary szczęk, aby spełniały warunek:

$$e > e_{min} = \frac{d}{2 \operatorname{tg} \gamma}, \quad (\text{wyznaczono z: } \operatorname{tg} \gamma = \frac{d}{2e_{min}})$$

Po podstawieniu danych otrzymujemy $e > 25,98 \text{ mm} \cong 26 \text{ mm}$, a więc przyjęte początkowo wymiary szczęk chwytaka spełniają powyższy warunek.

4. Wyznaczanie charakterystyki przemieszczeniowej chwytaka $y = f_p(x)$

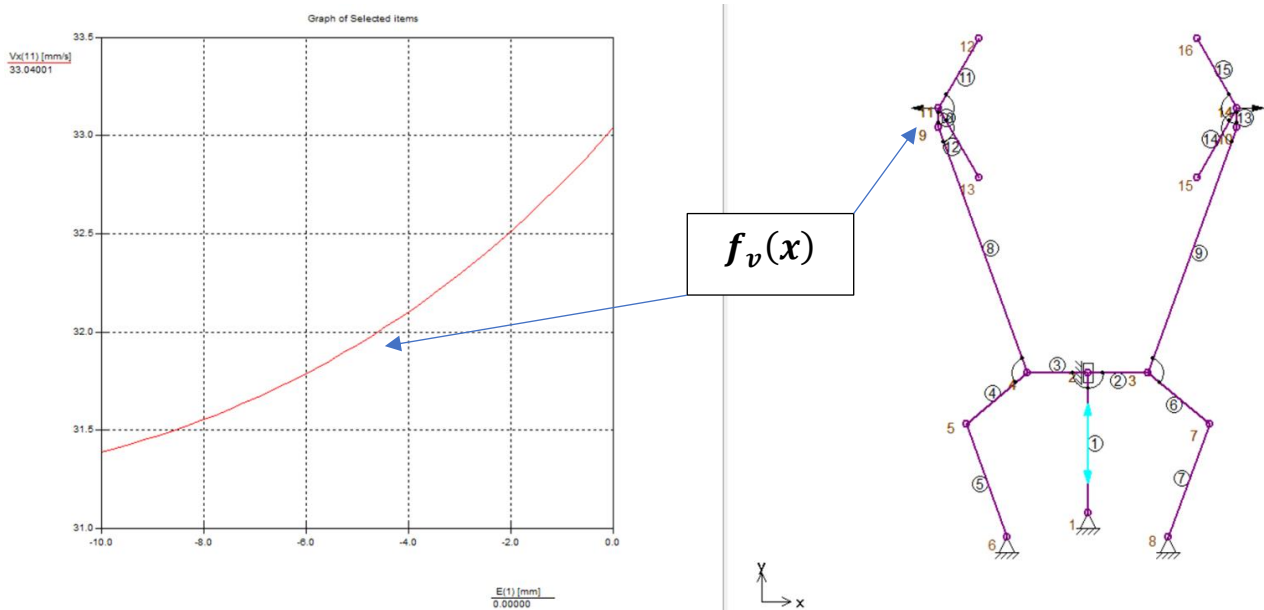
Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka została wyznaczona w programie SAM



Rys.5. Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka

5. Wyznaczenie charakterystyki prędkościowej chwytaka $f_v(x) = \frac{\dot{y}}{\dot{x}}$

W przypadku przyjęcia prędkości członu napędzającego $v=1$ m/s otrzymamy w programie SAM $f_v(x) = \dot{y}(x)$



Rys.6. Charakterystyka prędkościowa chwytaka $f_v(x) = \dot{y}$

Analiza wykresu w programie umożliwia wyznaczenie:

$$f_{v \min} = \dot{y}_{\min} = 31.4 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$f_{v \max} = \dot{y}_{\max} = 33 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Oraz w pozycji chwytu:

$$f_{v \text{ ch}} = \dot{y}_{\text{ ch}} \approx 31.6 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

6. Charakterystyka siłowa chwytaka

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

gdzie:

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

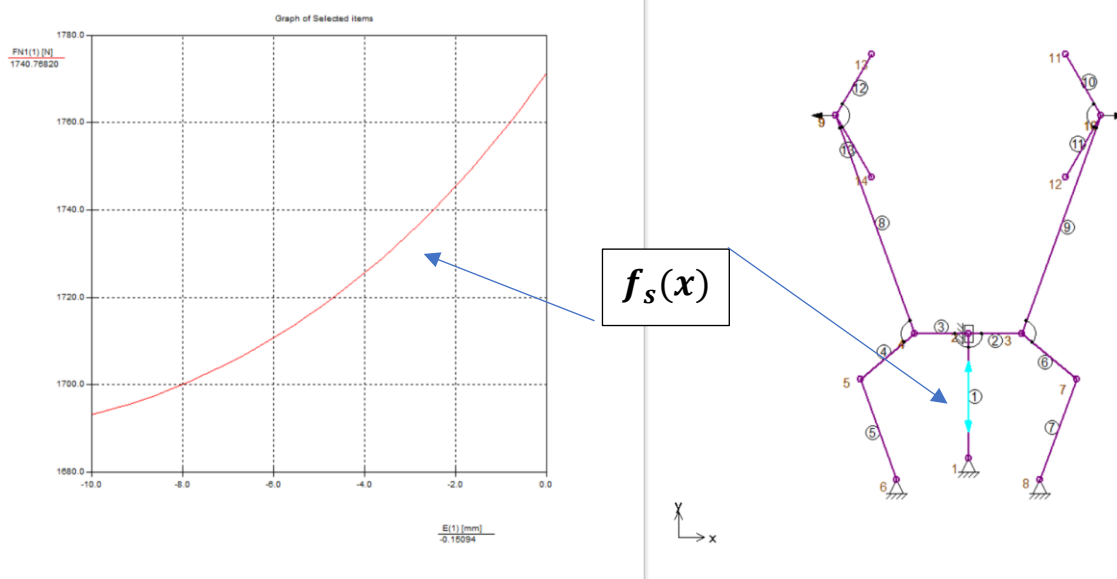
F_{ch} – siła chwytu,

$f_F(x)$ – przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka

Zamiast **charakterystyki siłowej** zgodnie z powyższym wzorem znacznie prostsze jest sporządzenie **charakterystyki siły** na członie napędzającym $f_s(x)$ w programie SAM.

Przy założeniu obciążenia ramion chwytaka symetrycznym układem sił $F_{ch} = 290N$ otrzymam wymaganą do realizacji zadania projektowego (utrzymania przedmiotu) siłę na siłowniku. Na tej podstawie dobiórę odpowiedni siłownik.

7. Określenie maksymalnej wymaganej siły do napędu chwytaka



Rys.7. Charakterystyka siły na członie napędzającym $f_s(x)$

Analiza wykresu w programie umożliwia wyznaczenie:

$$F_{S \max} = 1771 N$$

Dla wybranej średnicy oraz wysokości przenoszonych walców $F_S \approx 1700 N$

8. Obliczenie średnicy tłoka siłownika napędowego przy założeniu ciśnienia zasilania pneumatycznego 0,6 MPa

Wymaganą średnicę D tłoka obliczymy przy założeniu $F_S = 1700 N$

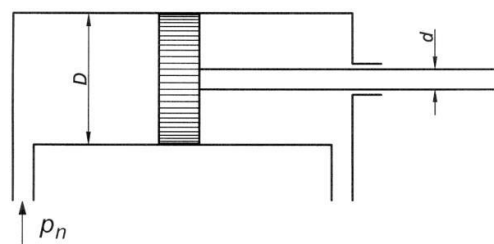
$$F_s = \frac{\pi D^2}{4} p_n \quad D_{\min} = \sqrt{\frac{4F_s}{\pi p_n}} \quad p_n = 0,6 MP$$

Więc po podstawieniu danych otrzymuję:

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1700}{\pi \cdot 0,6 \cdot 10^6}} = 0,06 m$$

Tak więc należy dobrać siłownik o średnicy:

$$D \geq 60 mm$$



Rys.8 Model siłownika pneumatycznego obustronnego działania

9. Dobór siłownika na podstawie wymaganej średnicy tłoka i skoku tłoka oraz siły pchającej na tłoczysku

Zasada doboru siłownika: $P_t \geq P_w = k \cdot F_s$

gdzie:

P_t - teoretyczna siła pchająca lub ciągnąca siłownika,

$k = 1,2 \div 1,5$ - współczynnik przeciążenia (przyjmuję $k=1,25$),

Po podstawieniu danych otrzymuję więc:

$$P_t \geq P_w = k \cdot F_s = 1,25 \cdot 1700 \text{ N} = 2125 \text{ N}$$

Biorąc pod uwagę otrzymane dane dobieram odpowiedni siłownik z katalogu Festo (www.festo.com). Dobieram siłownik ADN-80-10-I-P-A. o średnicy tłoka $D=80 \text{ mm}$ i skoku $s=10 \text{ mm}$. Dodatkowo dobieram mocowanie kołnierzowe na którym zostanie posadowiony mechanizm chwytaka.

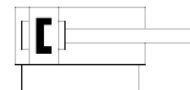
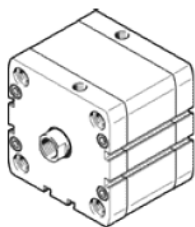
Siłownik kompaktowy ADN-80-10-I-P-A

Numer części: 536363

★ Podstawowy program produkcyjny

wg ISO 21287, z sygnalizacją położenia, z gwintem wewnętrznym w tłoczysku.

FESTO



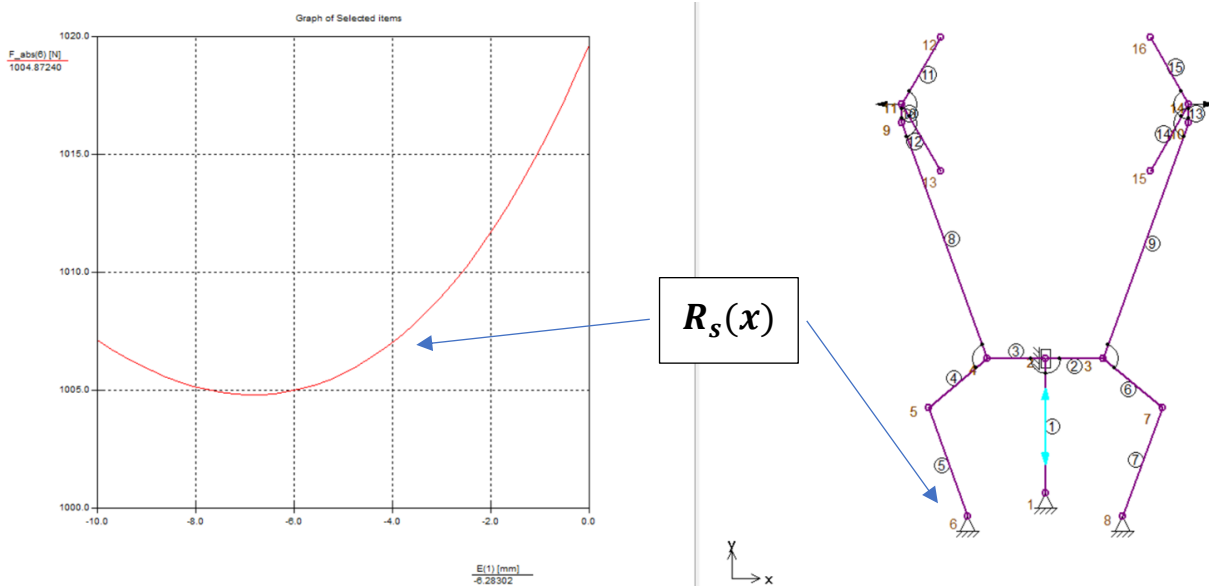
Karta danych

Cecha	Wartość
Skok	10 mm
Średnica tłoka	80 mm
Gwint na tłoczysku	M12
Amortyzacja	P: Elastyczne pierścienie / płytki amortyzacyjne z obu stron
Pozycja zabudowy	Dowolna
Zgodność z normą	ISO 21287
Zakończenie tłoczyska	Gwint wewnętrzny
Sygnalizacja położenia	Przy pomocy czujników
Warianty	Jednostronne tłoczysko
Ciśnienie robocze	0.6 ... 10 bar
Tryb pracy	Dwustronnego działania
Medium robocze	Sprężone powietrze wg ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Uwagi odnośnie medium roboczego	Możliwa praca na powietrzu olejonym (po rozpoczęciu olejania jest ono wymagane przy dalszej pracy)
Klasa odporności na korozję CRC	2 – Średnia odporność na korozję
Temperatura otoczenia	-20 ... 80 °C
Maks. energia uderzenia w położeniach końcowych	1.8 J
Siła teoretyczna przy 6 bar, skok powrotny	2 827 N
Siła teoretyczna przy 6 bar, wysuw	3 016 N

Rys.9 Karta dobranego siłownika

10. Obliczenia sił przyłożonych do elementów konstrukcyjnych chwytaka

Siły wywołujące naprężenia w elementach konstrukcyjnych chwytaka zostały wyznaczone na podstawie modeli w programie SAM.



Rys.10 Charakterystyka siły reakcji $R_s(x)$ w przegubie chwytaka

Analiza wykresu w programie umożliwia wyznaczenie:

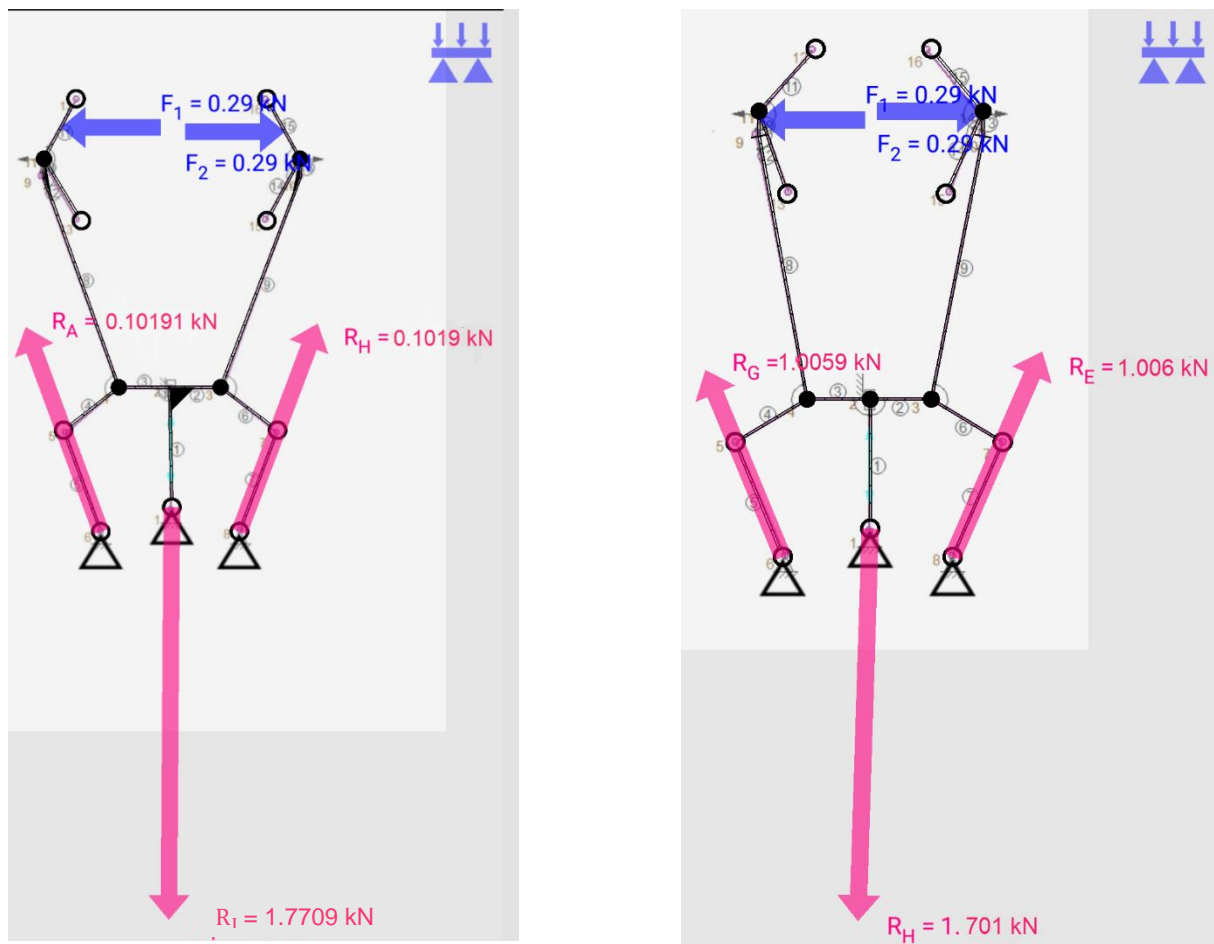
$$R_{S \max} = 1019 \text{ N}$$

W pozycji, w której chwytak będzie chwycił wybrany walec $R_S \approx 1006 \text{ N}$, co jest wartością bliską wartości minimalnej $R_{S \min} = 1004 \text{ N}$.

Obliczenia sprawdzające siłę reakcji w parach kinematycznych chwytaka

Obliczenia sprawdzające zostały wykonane przy użyciu programu ForceEffect w pozycji chwytu chwytaka.

Analiza chwytaka w programie Force effect wykazała, że wyznaczone przeze mnie w programie SAM siły działające na poszczególne fragmenty konstrukcyjne chwytaka zostały wyznaczone poprawnie. Drobne różnice wynikają z minimalnie niedokładnego rysunku stworzonego w programie Force effect.



Rys.11 Rozkład sił w chwytaku wyznaczony za pomocą programu Force effect (po lewej dla maksymalnie rozwartych szczęk, po prawej w pozycji chwytu)

OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE CHWYTAKA

1. Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka:

Moment gnący ramię wyraża się wzorem:

$$M_g = r \cdot F_{ch}$$

gdzie:

r – odległość punktu od końcówki ramienia na którą działa siła F_{ch}

Można zauważyć, że moment gnący jest największy, wtedy kiedy r jest największe - czyli równe długości ramienia. Zatem najbardziej narażonym na uszkodzenia jest miejsce, w którym ramię obraca się na osi. Dodatkowo przekrój w tym miejscu jest pomniejszony o otwór na sworzeń, co osłabia konstrukcję.

Zatem w miejscu obrotu ramienia moment gnący wynosi:

$$M_g = 0,13 \cdot 290 = 37,7 \text{ m} \cdot \text{N}$$

Jako, że prostokątny przekrój ramienia jest osłabiony otworem na sworzeń o średnicy $d=5\text{mm}$, wzór na wskaźnik wytrzymałości przyjmuje postać:

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

Znając moment gnący jak i wskaźnik wytrzymałości policzyć można naprężenia normalne występujące w danym miejscu konstrukcji:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_g}$$

Aby spełniony był warunek na zginanie dla ramienia, maksymalne naprężenie musi być mniejsze od dopuszczalnej wytrzymałości na zginanie materiału konstrukcyjnego. W tym przypadku materiałem konstrukcyjnym będzie stal E295 (według normy PN-EN 10277-2:2002). Jej współczynnik wytrzymałości na zginanie wynosi $k_g=170 \text{ [MPa]}$, zatem:

$$\sigma_{gmax} = \frac{M_g}{W_g} = \frac{M_g}{\frac{b(h^3 - d^3)}{6h}} < k_g$$

Przyjmijmy w tym miejscu wymiary ramienia i średnicę otworu na sworzeń:

$b = 15\text{mm}$

$h = 20\text{mm}$

$d = 5\text{mm}$ //średnica sworznia

$$\sigma_{gmax} = \frac{37,7}{\frac{(0,015)((0,02)^3 - (0,005)^3)}{6(0,02)}} [\text{Pa}] = 38,3 [\text{MPa}]$$

Warunek wytrzymałościowy na zginanie ramienia ma postać:

$$\sigma_{gmax} < k_g$$

Tak więc po podstawieniu danych otrzymuję

$$38,3 [\text{MPa}] < 170 [\text{MPa}]$$

Obliczenia wytrzymałościowe wykazały, że zaproponowana konstrukcja chwytaka spełnia warunki wytrzymałościowe z dużym zapasem wytrzymałości. Oznacza to możliwość przenoszenia wałków o znacznie większej masie.

2. Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie dla najbardziej obciążonego sworznia:

Pary obrotowe (przeguby) w mechanizmie chwytaka są zrealizowane jako połączenia sworzniowe. Wszystkie sworznie posiadają średnicę $d = 5\text{mm}$.

Na podstawie analizy sił (Rys. 10,11) wiadomo, że największe obciążenie występuje w sworzniu łożyskowym dźwigni ramienia chwytaka i w pozycji chwytu wynosi $R_s = 1006\text{N}$. Jako materiał sworzni przyjęto stal C45, o wytrzymałości na ścinanie $k_t = 130\text{MPa}$. Każdy sworznień ścinany jest w dwóch płaszczyznach, a więc:

$$\tau_{max} = \frac{F_{t\ max}}{2A} = \frac{R_s}{2A} = \frac{4R_s}{2\pi d^2}$$

Warunek wytrzymałościowy na ścinanie przyjmuje postać:

$$\tau_{max} < k_t$$

gdzie:

$F_{t\ max}$ - maksymalna siła tnąca,

k_t - naprężenia dopuszczalne na ścinanie materiału sworznia,

$A = 2\pi \frac{d^2}{4}$ – powierzchnia przekroju sworznia, w przypadku ścinania sworznia w dwóch płaszczyznach przyjmujemy $2A$

d - średnica sworznia

Tak więc w przypadku mojego chwytaka otrzymuję:

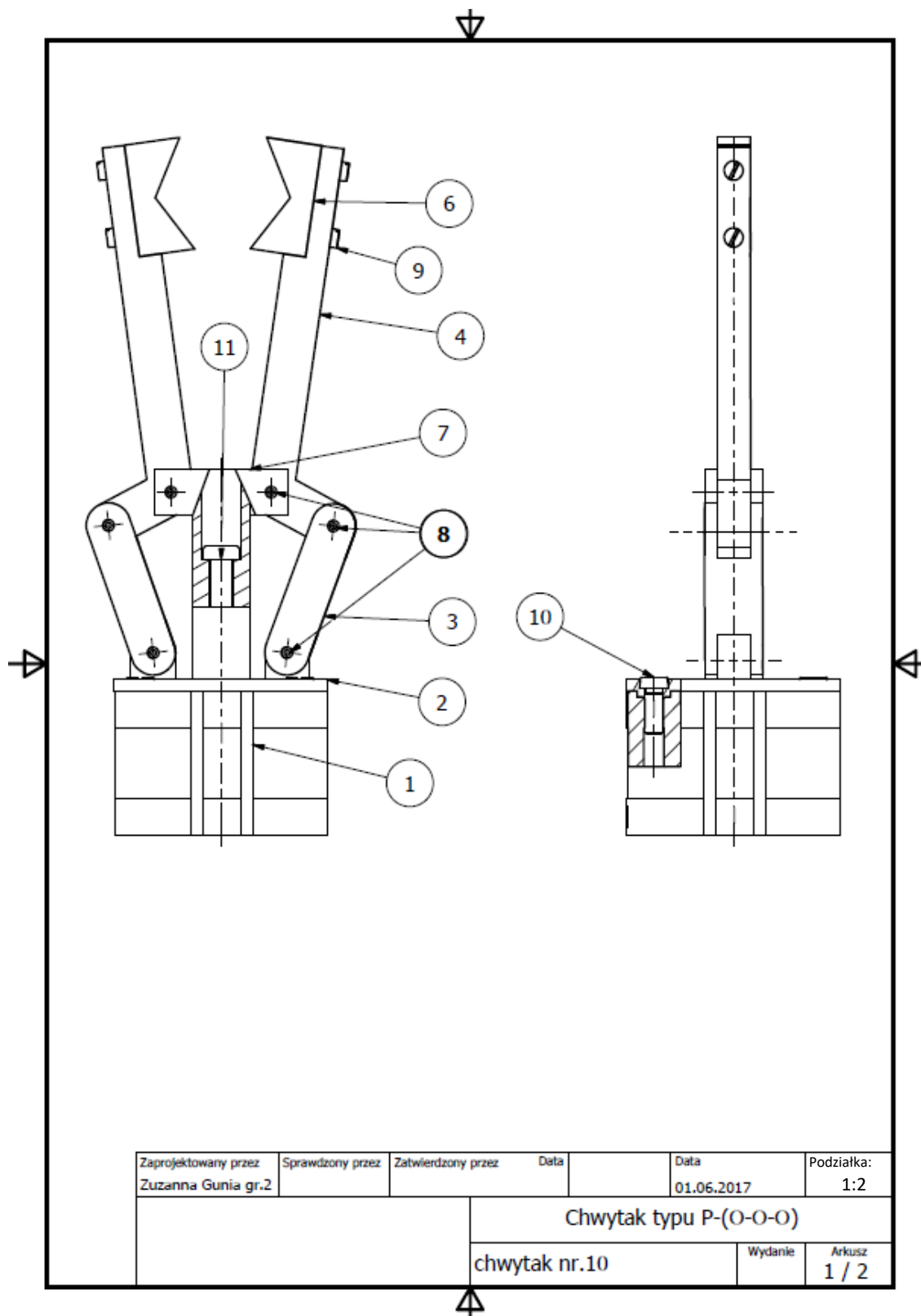
$$\tau_{max} = \frac{4R_s}{2\pi d^2} = \frac{4 \times 1006}{2\pi(0,005)^2} [\text{Pa}] = 25,62[\text{MPa}] < k_t = 65[\text{MPa}]$$

Z powyższej nierówności wynika, że warunek wytrzymałości na ścinanie został spełniony dla najbardziej narażonego na ścinanie sworznia, można więc stąd wyciągnąć wniosek, że także pozostałe sworznie będą odporne na ścinanie.

PROJEKT KONSTRUKCYJNY CHWYTAKA

Wykonany w programie Inventor

1. Rysunek złożeniowy chwytaka

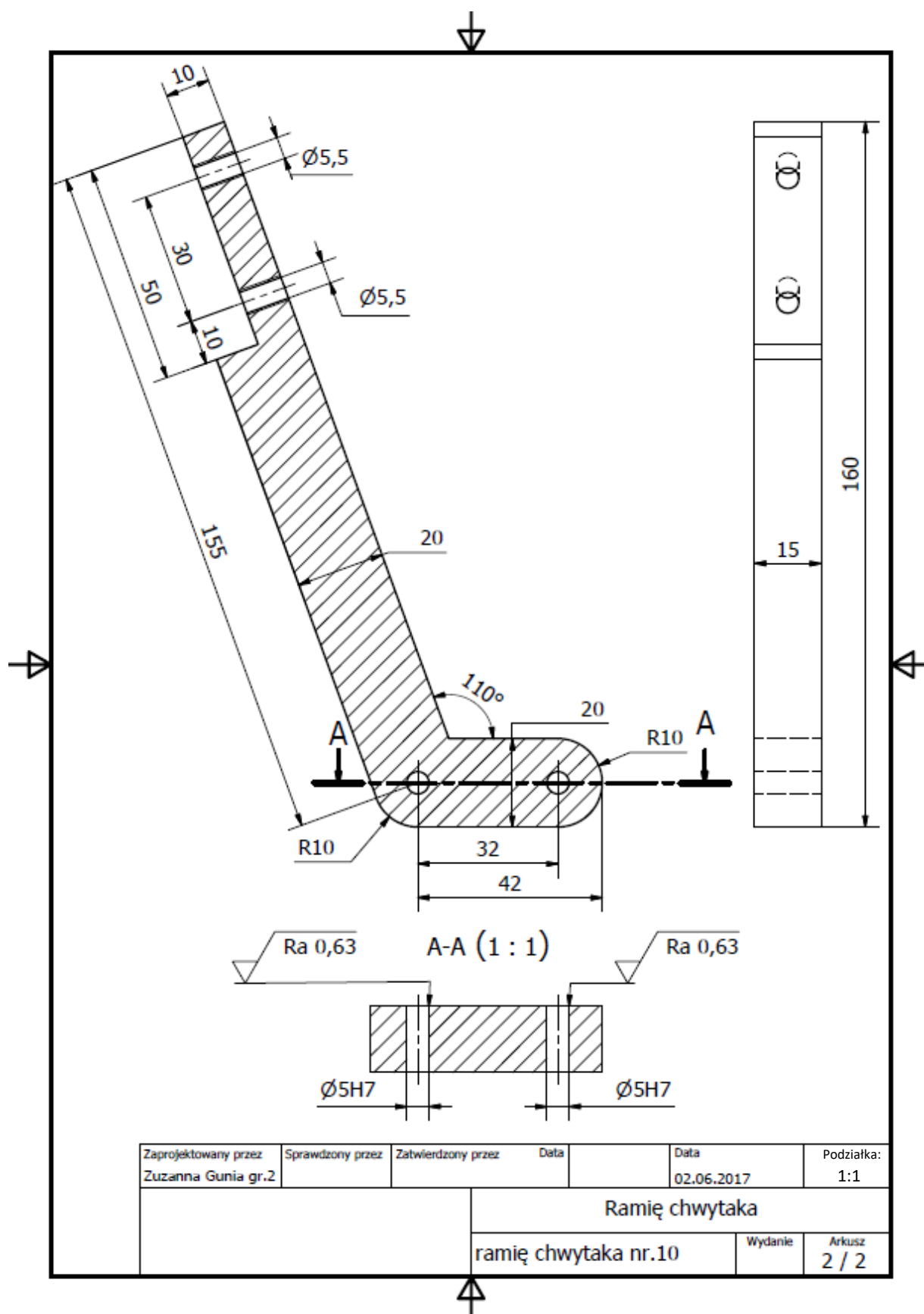


Rys.12 Rysunek złożeniowy chwytaka

LISTA CZĘŚCI					
ELEMENT	ILOŚĆ	NR CZĘŚCI		OPIS	
1	1	536363 ADN-80-10-I-P-A---(asm _0)		ADN-Compact cylinder	
2	1	PODSTAWA			
3	2	łącznik			
4	2	ramię_MIR			
5	1	szczeka			
6	1	szczeka_MIR			
7	1	popychacz			
8	6	ISO 2340 - A - 5 x 26		Sworznie bez łba	
9	4	IS 1366 - M5 x 16		Wkręty z łbem walcowym z rowkiem - klasa produkcyjna A	
10	4	DIN 84 - M8 x 20		Wkręt z łbem walcowym z rowkiem prostym	
11	1	DIN 7984 - M10 x 70		Wkręt z łbem półkolistym walcowym	
Zaprojektowany przez Zuzanna Gunia gr.2		Sprawdzony przez		Zatwierdzony przez	
				Data 01.06.2017	
		Chwytek typu P-(O-O-O)			
		chwytak nr.10		Wydanie Arkusz 2 / 2	

Rys.13 Tabliczka rysunkowa rysunku złożeniowego

2. Rysunek wykonawczy ramienia chwytaka



Rys. 14 Rysunek wykonawczy ramienia chwytaka

UWAGI MARCZUKA:

- aż do projektu konstrukcyjnego nie czepił się chyba niczego
- najbardziej coś tam mu nie pasowało przy wymiarowaniu (polecam robić jak najprostsze to wszystko)
- na rysunku złożeniowym brakuje jakiegoś przekroju połączenia
- ogólnie to tabliczka wygenerowana z Inventora została uznana za tragiczną karygodną i beznadziejną. Trzeba numerować w drugą stronę dorobić kolumny osobno norma osobno numer części osobno nazwa itd.

OCENA: 4.0