



Roboty Przemysłowe
Projekt semestralny

Patryk Synowiec

Nr albumu 308012

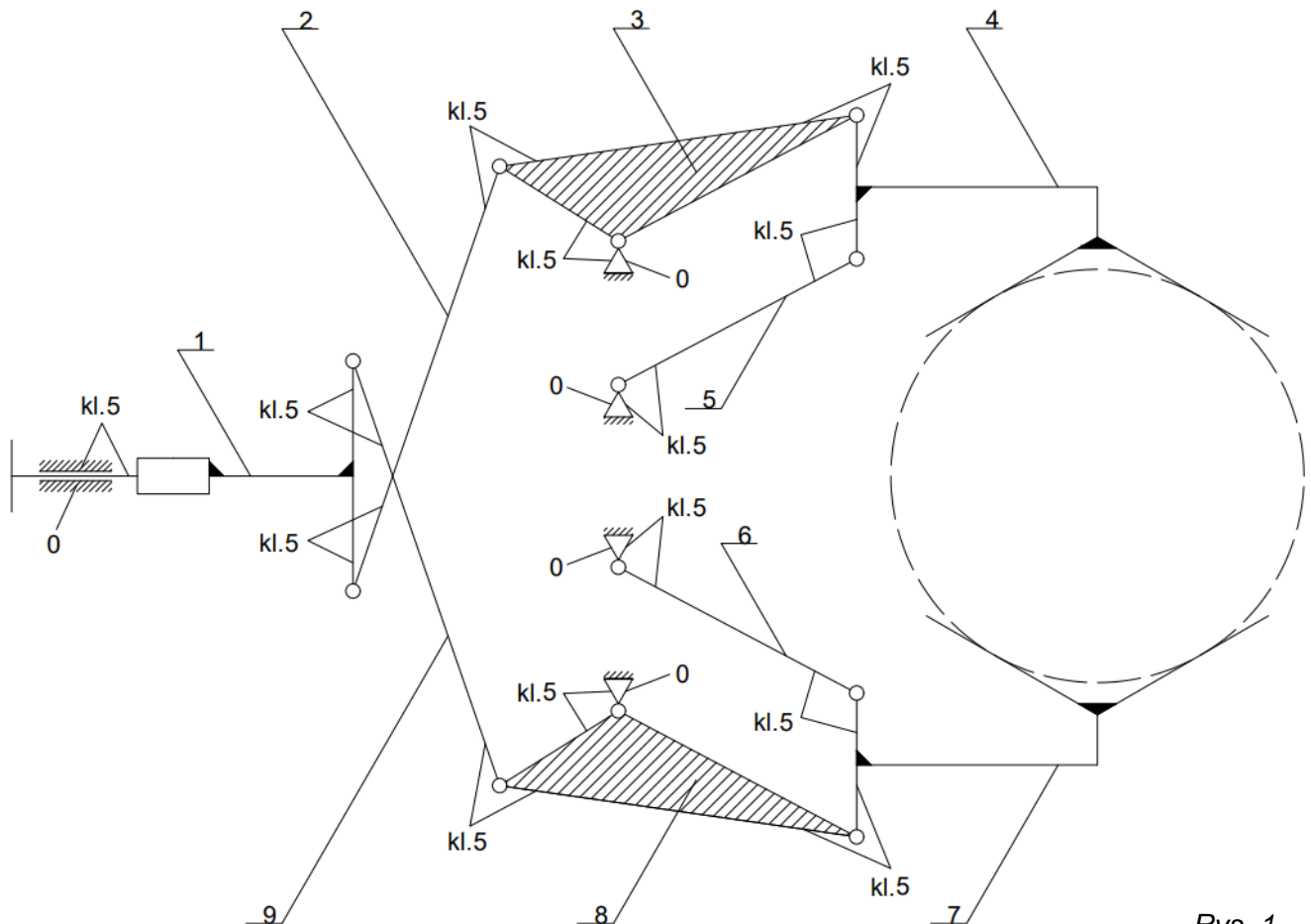
1. Temat projektu:

Zaprojektowanie konstrukcji chwytaka mechanicznego z napędem pneumatycznym, służącego do transportu wałka aluminiowego.

Dokonano analizy strukturalnej mechanizmu. Wyznaczono ciężar wałka o zadanych wymiarach i wymaganą siłę chwytu. Dobrano wymiary członów chwytaka oraz skok siłownika pneumatycznego. Wyznaczono charakterystykę przesunięciową, prędkościową i siłową mechanizmu. Przeprowadzono analizę obciążeniową mechanizmu i dobrano parametry siłownika pneumatycznego. Wykonano dokumentację techniczną zaprojektowanego chwytaka obejmującą rysunek złożeniowy, rysunki wykonawcze oraz instrukcję montażu.

2. Obliczenie ruchliwości mechanizmu:

Narysowano schemat kinematyczny mechanizmu chwytaka, ponumerowano człony i określono klasy par kinematycznych:



Rys. 1.

Wzór na ruchliwość mechanizmu płaskiego:

$$w = 3 \cdot n - p_4 - 2 \cdot p_5, \text{ gdzie:} \quad (1)$$

$n = 9$ – liczba członów mechanizmu,

$p_4 = 0$ – liczba par kinematycznych klasy czwartej,

$p_5 = 13$ – liczba par kinematycznych klasy piątej.

Wyznaczono ruchliwość mechanizmu:

$$w = 3 \cdot 9 - 0 - 2 \cdot 13 = 27 - 26 = 1 \quad (2)$$

Ruchliwość mechanizmu wynosi 1, więc do prawidłowego ruchu mechanizmu potrzebny jest jeden napęd – siłownik pneumatyczny.

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

- a) wyznaczenie ciężaru obiektu manipulacji, siły chwytu, kąta rozwarcia i minimalnego wymiaru szczęk:

Dane:

$d = 115 \text{ mm}$ – średnica podstawy wałka,

$H = 142 \text{ mm}$ – długość wałka,

$\rho = 2.7 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$ – gęstość materiału, z którego wykonany jest wałek,

$\mu = 0.61$ – współczynnik tarcia między szczękami chwytaka a wałkiem (stal – aluminium),

$2 \cdot \gamma = 120^\circ$ – kąt rozwarcia szczęk chwytaka,

$n = 2$ – współczynnik przeciążenia mechanizmu chwytaka.

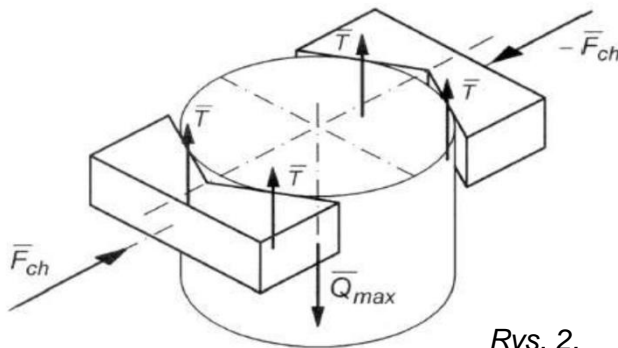
Obliczono objętość, masę i ciężar wałka:

$$V = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot H = \pi \cdot \frac{(115 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 142 \cdot 10^{-3} = 1.475 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (3)$$

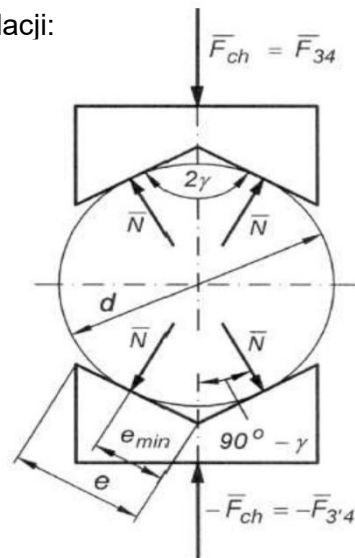
$$m = V \cdot \rho = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot H \cdot \rho = \pi \cdot \frac{(115 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 142 \cdot 10^{-3} \cdot \rho \cdot \frac{10^{-3}}{10^{-6}} = 3.982 \text{ kg} \quad (4)$$

$$Q = m \cdot g = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot H \cdot \rho \cdot g = \pi \cdot \frac{(115 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 142 \cdot 10^{-3} \cdot \rho \cdot \frac{10^{-3}}{10^{-6}} \cdot 9.80665 = 39.053 \text{ N} \quad (5)$$

Narysowano rozkład sił działających na chwytak i obiekt manipulacji:



Rys. 2.



Rys. 3.

Wyznaczono siłę chwytu i siłę tarcia:

$$F_{ch} = 2 \cdot N \cdot \cos(90^\circ - \gamma), \text{ stąd } N = \frac{F_{ch}}{2 \cdot \cos(90^\circ - \gamma)} = \frac{F_{ch}}{2 \cdot \sin \gamma} \quad (6)$$

$$T = \mu \cdot N = \mu \cdot \frac{F_{ch}}{2 \cdot \sin \gamma} \quad (7)$$

Dla prawidłowego uchwycenia przedmiotu transportowanego musi być spełniony warunek:

$$4 \cdot T = \frac{2 \cdot F_{ch} \cdot \mu}{\sin \gamma} \geq Q \cdot n, \text{ stąd wyznaczono siłę chwytu:} \quad (8)$$

$$F_{ch} \geq \frac{Q \cdot n \cdot \sin \gamma}{2 \cdot \mu} = \frac{\pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot H \cdot \rho \cdot g \cdot n \cdot \sin \gamma}{2 \cdot \mu} = \frac{\pi \cdot \frac{(115 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 142 \cdot 10^{-3} \cdot \rho \cdot \frac{10^{-3}}{10^{-6}} \cdot 9.80665 \cdot 2 \cdot \sin 60^\circ}{2 \cdot 0.61} \quad (9)$$

$$F_{ch} \geq 55.445 \text{ N} \quad (10)$$

Wyznaczano minimalny wymiar szczęk:

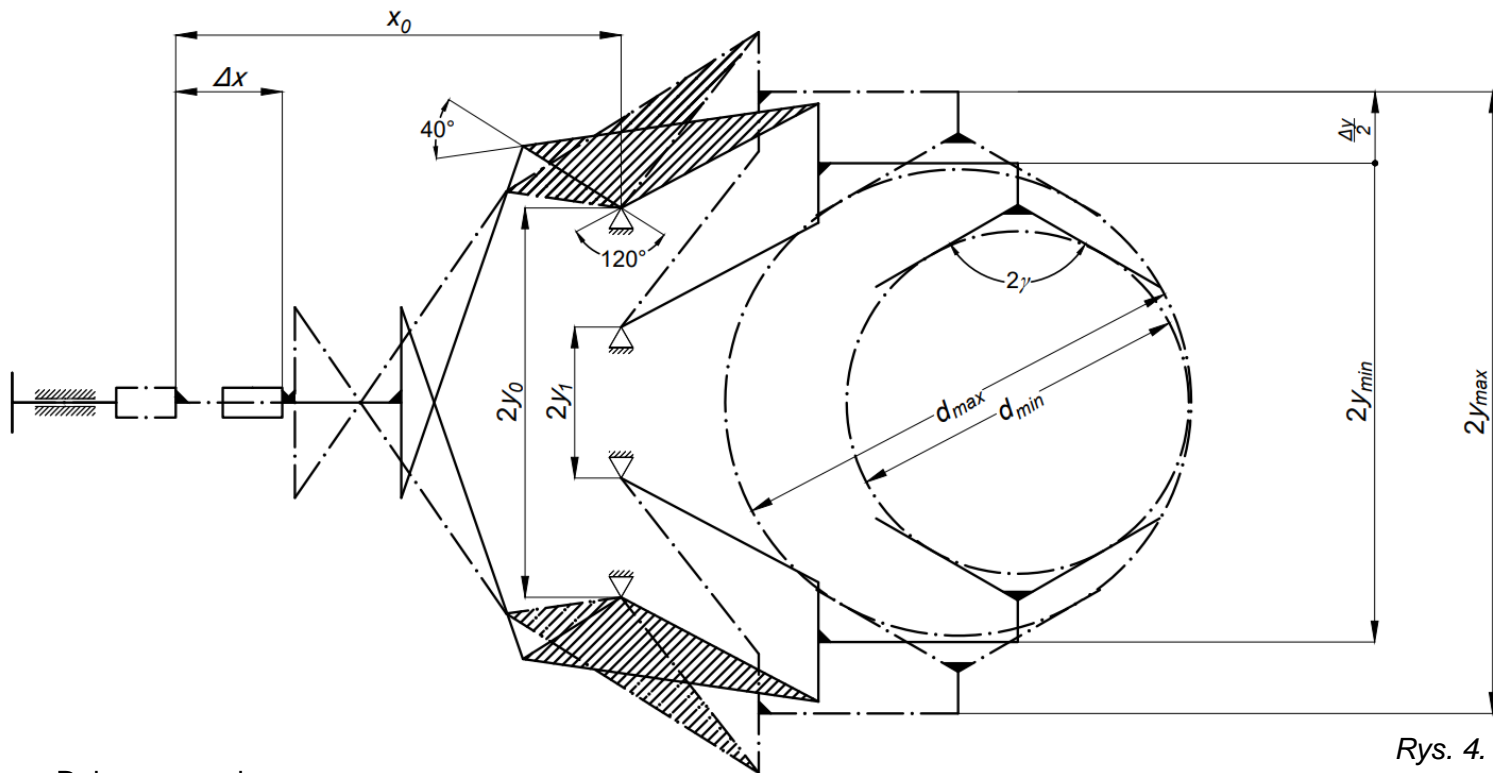
$$\tan \gamma = \frac{d}{2 \cdot e_{min}}, \text{ stąd } e_{min} = \frac{d}{2 \cdot \tan \gamma} \text{ oraz } e \geq e_{min} = \frac{d}{2 \cdot \tan \gamma} = \frac{115}{2 \cdot \tan 60^\circ} \quad (11)$$

$$e \geq 33.198 \text{ mm} \quad (12)$$

Dobrano szczęki o długości 55 mm.

b) wyznaczenie wymiarów chwytaka, zakresu ruchu szczęk i skoku siłownika:

Narysowano schemat kinematyczny mechanizmu chwytaka w założonych położeniach krańcowych:



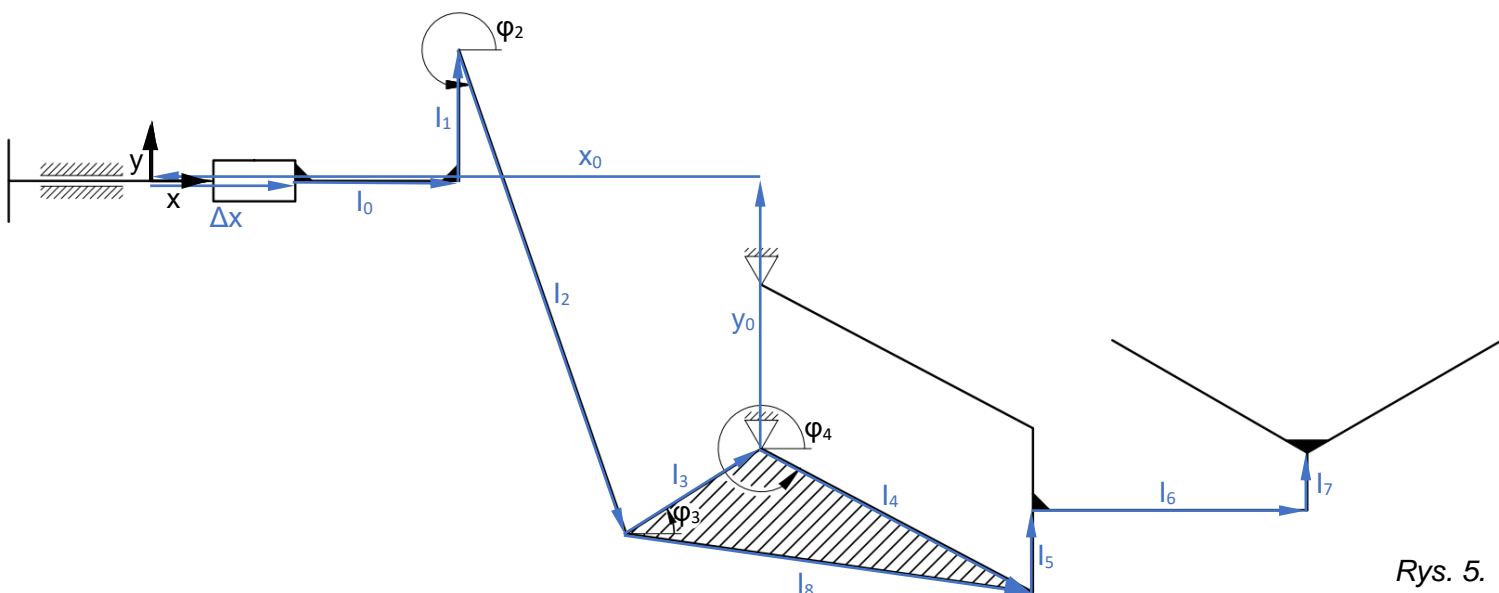
Rys. 4.

Dobrano wymiary:

$$\Delta x = 35,8 \text{ mm}, x_0 = 149,6 \text{ mm}, 2y_{max} = 208,8 \text{ mm}, 2y_{min} = 160,8 \text{ mm}, \frac{\Delta y}{2} = 24 \text{ mm}, 2y_0 = 130,8 \text{ mm}, \\ 2y_1 = 50,8 \text{ mm}, d_{max} = 156,6 \text{ mm}, d_{min} = d = 115 \text{ mm}.$$

c) przyjęcie modelu obliczeniowego chwytaka:

W schemat kinematyczny mechanizmu wpisano zamknięty wielobok wektorowy:



Rys. 5.

Dobrano długości członów:

$$I_0 = 40 \text{ mm}, \quad I_1 = 32 \text{ mm}, \quad I_2 = 125 \text{ mm}, \quad I_3 = 39 \text{ mm}, \quad I_4 = 75 \text{ mm}, \quad I_5 = 20 \text{ mm},$$

$$I_6 = 67 \text{ mm}, \quad I_7 = 14 \text{ mm}, \quad I_8 = 100 \text{ mm}.$$

4. Wyznaczenie charakterystyki przesunięciowej chwytaka:

a) wyznaczenie kątów kierunkowych $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$:

Zależności opisujące zamknięty czworobok wektorowy opisano wektorowo:

$$\text{kierunek x: } \overline{\Delta x} \cdot \cos \varphi_{\Delta x} + \overline{I_0} \cdot \cos \varphi_0 + \overline{I_2} \cdot \cos \varphi_2 + \overline{I_3} \cdot \cos \varphi_3 + \overline{x_0} \cdot \cos \varphi_{x_0} = \overline{0} \quad (13)$$

$$\text{kierunek y: } \overline{I_1} \cdot \cos \varphi_1 + \overline{I_2} \cdot \sin \varphi_2 + \overline{I_3} \cdot \sin \varphi_3 + \overline{y_0} \cdot \cos \varphi_{y_0} = \overline{0} \quad (14)$$

Zależności opisujące zamknięty czworobok wektorowy opisano algebraicznie:

$$\text{x: } \Delta x \cdot \cos 0^\circ + I_0 \cdot \cos 0^\circ + I_2 \cdot \cos(360^\circ - \varphi_2) + I_3 \cdot \cos \varphi_3 + x_0 \cdot \cos 180^\circ = 0 \quad (15)$$

$$\text{y: } I_1 \cdot \sin 90^\circ + I_2 \cdot \sin(360^\circ - \varphi_2) + I_3 \cdot \sin \varphi_3 + y_0 \cdot \cos 90^\circ = 0 \quad (16)$$

Wykorzystano wzory redukcyjne:

$$\text{x: } \Delta x + I_0 + I_2 \cdot \cos \varphi_2 + I_3 \cdot \cos \varphi_3 - x_0 = 0 \quad (17)$$

$$\text{y: } I_1 - I_2 \cdot \sin \varphi_2 + I_3 \cdot \sin \varphi_3 + y_0 = 0 \quad (18)$$

Przeniesiono wyrażenia:

$$\text{x: } -I_2 \cdot \cos \varphi_2 = \Delta x + I_0 + I_3 \cdot \cos \varphi_3 - x_0 \quad (19)$$

$$\text{y: } I_2 \cdot \sin \varphi_2 = I_1 + I_3 \cdot \sin \varphi_3 + y_0 \quad (20)$$

Wyznaczono stałe A i B:

$$A = \Delta x + I_0 - x_0 \quad (21)$$

$$B = I_1 + y_0 \quad (2)$$

Wstawiono stałe A i B:

$$\text{x: } -I_2 \cdot \cos \varphi_2 = A + I_3 \cdot \cos \varphi_3 \quad /^2 \quad (23)$$

$$\text{y: } I_2 \cdot \sin \varphi_2 = B + I_3 \cdot \sin \varphi_3 \quad /^2 \quad (24)$$

Podniesiono do kwadratu:

$$\text{x: } I_2^2 \cdot \cos^2 \varphi_2 = A^2 + I_3^2 \cdot \cos^2 \varphi_3 + 2 \cdot A \cdot I_3 \cdot \cos \varphi_3 \quad (25)$$

$$\text{y: } I_2^2 \cdot \sin^2 \varphi_2 = B^2 + I_3^2 \cdot \sin^2 \varphi_3 + 2 \cdot B \cdot I_3 \cdot \sin \varphi_3 \quad (26)$$

Dodano stronami:

$$I_2^2 = A^2 + B^2 + I_3^2 + 2 \cdot A \cdot I_3 \cdot \cos \varphi_3 + 2 \cdot B \cdot I_3 \cdot \sin \varphi_3 \quad (27)$$

Wyznaczono $\sin \varphi_3$:

$$\sin \varphi_3 = \frac{I_2^2 - A^2 - B^2 - I_3^2 - 2 \cdot A \cdot I_3 \cdot \cos \varphi_3}{2 \cdot B \cdot I_3} \quad (28)$$

Wyznaczono stałe C i D:

$$C = \frac{I_2^2 - A^2 - B^2 - I_3^2}{2 \cdot B \cdot I_3} \quad (29)$$

$$D = \frac{2 \cdot A \cdot I_3}{2 \cdot B \cdot I_3} \quad (30)$$

Wstawiono stałe C i D:

$$\sin \varphi_3 = C - D \cdot \cos \varphi_3 \quad (31)$$

Z jedynki trygonometrycznej:

$$\sin^2 \varphi_3 + \cos^2 \varphi_3 = 1 \quad (32)$$

$$(C - D \cdot \cos \varphi_3)^2 + \cos^2 \varphi_3 = 1 \quad (33)$$

Podstawiono $w = \cos \varphi_3 \in (0,1)$:

$$(C - D \cdot w)^2 + w^2 = 1 \quad (34)$$

Uproszczono:

$$(D^2 + 1) \cdot w^2 - 2 \cdot C \cdot D \cdot w + (C^2 - 1) = 0 \quad (35)$$

$$\Delta = (2 \cdot C \cdot D)^2 - 4 \cdot (D^2 + 1) \cdot (C^2 - 1) > 0 \quad (36)$$

Rozwiązanie równania spełniające założenie $w = \cos \varphi_3 \in (0,1)$ opisuje zależność:

$$w = \frac{2 \cdot C \cdot D + \sqrt{\Delta}}{2 \cdot (D^2 + 1)} = \frac{2 \cdot C \cdot D + \sqrt{(2 \cdot C \cdot D)^2 - 4 \cdot (D^2 + 1) \cdot (C^2 - 1)}}{2 \cdot (D^2 + 1)} \quad (37)$$

$$\varphi_3 = \cos^{-1} \left(\frac{2 \cdot C \cdot D + \sqrt{(2 \cdot C \cdot D)^2 - 4 \cdot (D^2 + 1) \cdot (C^2 - 1)}}{2 \cdot (D^2 + 1)} \right) \quad (38)$$

Znając φ_3 wyznaczono φ_2 z równania:

$$-I_2 \cdot \cos \varphi_2 = A + I_3 \cdot \cos \varphi_3 \quad (39)$$

$$\varphi_2 = \cos^{-1} \left(\frac{A + I_3 \cdot \cos \varphi_3}{-I_2} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{A + I_3 \cdot \frac{2 \cdot C \cdot D + \sqrt{(2 \cdot C \cdot D)^2 - 4 \cdot (D^2 + 1) \cdot (C^2 - 1)}}{2 \cdot (D^2 + 1)}}{-I_2} \right) \quad (40)$$

Znając φ_2 wyznaczono φ_4 z zależności geometrycznych:

$$\varphi_4 = \varphi_3 + 180^\circ + 120^\circ \quad (41)$$

b) wyznaczenie charakterystyki przesunięciowej:

Zależności opisujące przemieszczenie końcówki chwytaka opisano wektorowo:

$$\bar{x} = \bar{\Delta x} + \bar{I}_0 + \bar{I}_2 \cdot \cos \varphi_2 + \bar{I}_3 \cdot \cos \varphi_3 + \bar{I}_4 \cdot \cos \varphi_4 + \bar{I}_6 \quad (42)$$

$$\bar{y} = \bar{I}_1 + \bar{I}_2 \cdot \sin \varphi_2 + \bar{I}_3 \cdot \sin \varphi_3 + \bar{I}_4 \cdot \sin \varphi_4 + \bar{I}_5 + \bar{I}_7 \quad (43)$$

Zależności opisujące przemieszczenie końcówki chwytaka opisano algebraicznie:

$$x = \Delta x + I_0 + I_2 \cdot \cos(360^\circ - \varphi_2) + I_3 \cdot \cos \varphi_3 + I_4 \cdot \cos(360^\circ - \varphi_4) + I_6 = 0 \quad (44)$$

$$y = I_1 + I_2 \cdot \sin(360^\circ - \varphi_2) + I_3 \cdot \sin \varphi_3 + I_4 \cdot \sin(360^\circ - \varphi_4) + I_5 + I_7 = 0 \quad (45)$$

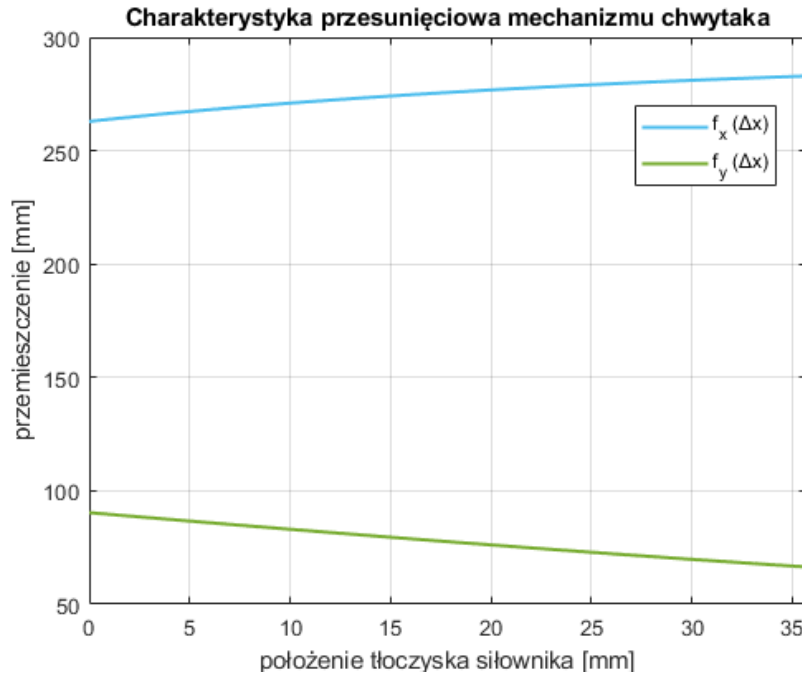
Wykorzystano wzory redukcyjne:

$$x = f_x(\Delta x) = \Delta x + I_0 + I_2 \cdot \cos \varphi_2 + I_3 \cdot \cos \varphi_3 + I_6 \quad (46)$$

$$y = f_y(\Delta x) = I_1 - I_2 \cdot \sin \varphi_2 + I_3 \cdot \sin \varphi_3 - I_4 \cdot \sin \varphi_4 + I_5 + I_7 \quad (47)$$

Miary kątów kierunkowych φ_2 , φ_3 , φ_4 są funkcjami przemieszczenia tłoczyska siłownika Δx .

Uzyskano charakterystykę przesunięciową:



Rys. 6.

5. Wyznaczenie charakterystyki prędkościowej chwytaka:

Celem uzyskania charakterystyki prędkościowej mechanizmu chwytaka obliczono pochodne z charakterystyk przesunięciowych mechanizmu chwytaka:

$$f_{vx}(\Delta x) = \frac{\dot{x}}{\Delta x} = \frac{\dot{f}_x(\Delta x)}{\Delta x} = \frac{(\Delta x + I_0 + I_2 \cdot \cos \dot{\varphi}_2 + I_3 \cdot \cos \varphi_3 + I_6)}{\Delta x} \quad (48)$$

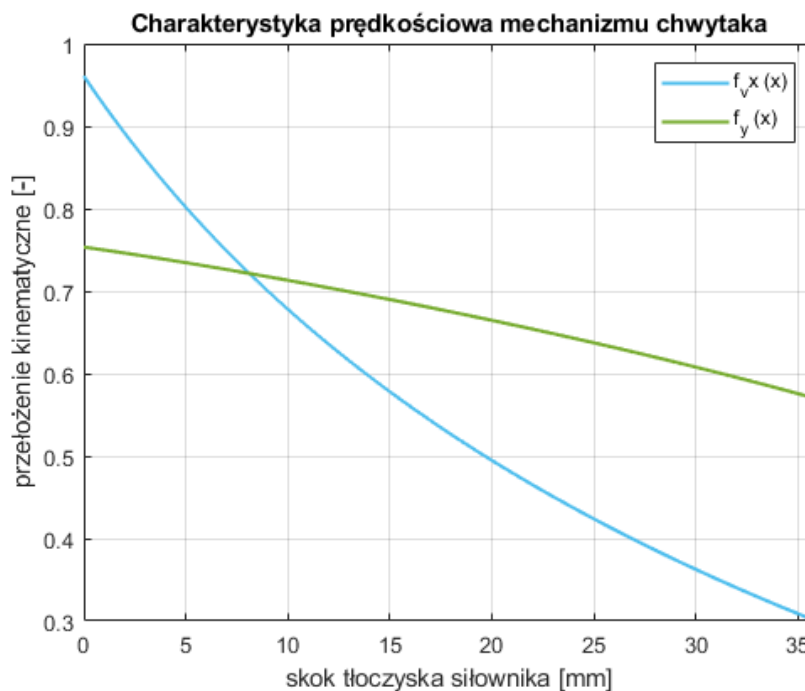
$$f_{vy}(\Delta x) = \frac{\dot{y}}{\Delta x} = \frac{(I_1 - I_2 \cdot \sin \varphi_2 + I_3 \cdot \sin \varphi_3 - I_4 \cdot \sin \varphi_4 + I_5 + I_7)}{\Delta x} \quad (49)$$

Po przekształceniach uzyskano:

$$f_{vx}(\Delta x) = \frac{\Delta x - I_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \sin \varphi_2 - I_3 \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3}{\Delta x} \quad (50)$$

$$f_{vy}(\Delta x) = \frac{-I_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \cos \varphi_2 + I_3 \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3 - I_4 \cdot \dot{\varphi}_4 \cdot \cos \varphi_4}{\Delta x} \quad (51)$$

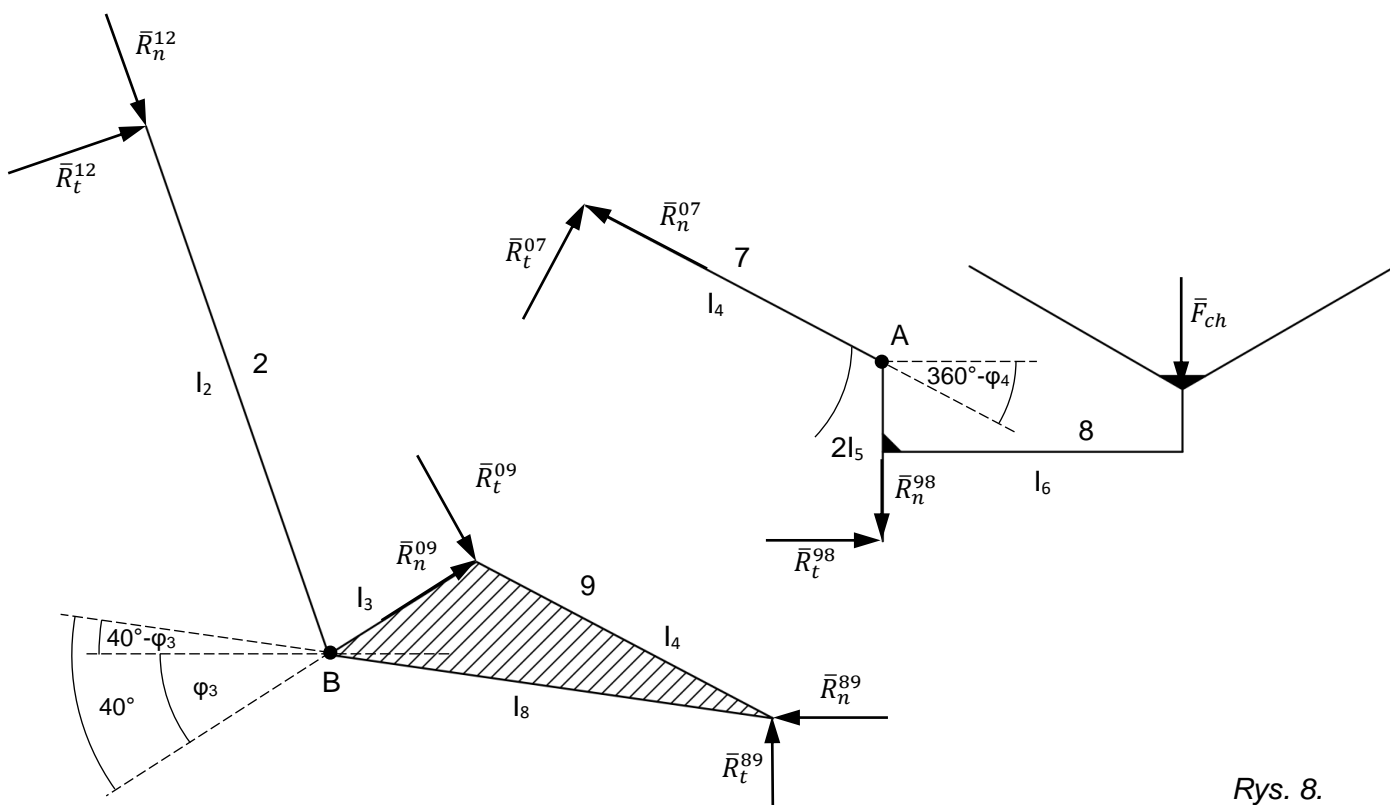
Uzyskano charakterystykę prędkościową:



Rys. 7.

6. Wyznaczenie charakterystyki siłowej chwytaka:

Celem wyznaczenia charakterystyki siłowej mechanizmu chwytaka oddzielono człon napędzający i uwolniono grupy członów (2,9) i (7,8) od więzów:



Rys. 8.

Zapisano równania wektorowe sił:

$$\sum \bar{P}_{78} = \bar{R}_n^{07} + \bar{R}_t^{07} + \bar{R}_n^{98} + \bar{R}_t^{98} + \bar{F}_{ch} = \bar{0} \quad (52)$$

$$\sum \bar{P}_{29} = \bar{R}_n^{12} + \bar{R}_t^{12} + \bar{R}_n^{89} + \bar{R}_t^{89} + \bar{R}_n^{09} + \bar{R}_t^{09} = \bar{0} \quad (53)$$

Obliczono momenty dla członów 7 i 8 w punkcie A:

$$\sum M_{A7} = -R_t^{07} \cdot l_4 = 0, \text{ stąd } R_t^{07} = 0 \quad (54)$$

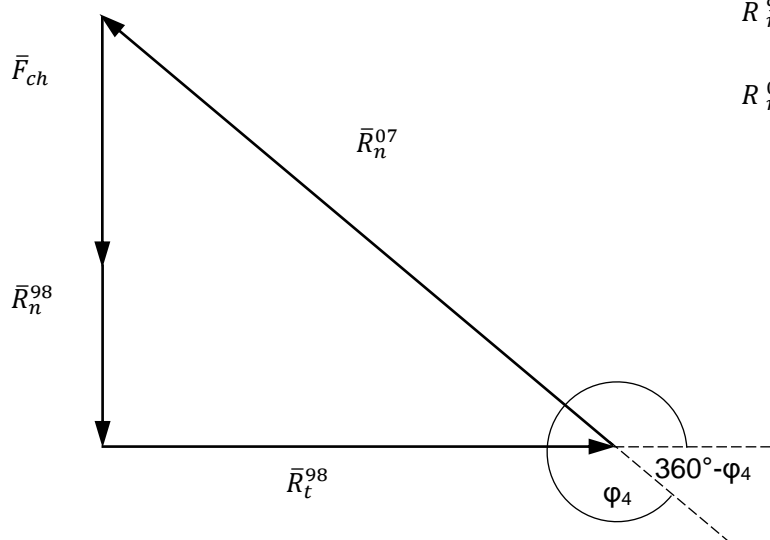
$$\sum M_{A8} = -F_{ch} \cdot l_6 + R_t^{98} \cdot 2 \cdot l_5 = 0, \text{ stąd } R_t^{98} = \frac{F_{ch} \cdot l_6}{2 \cdot l_5} \quad (55)$$

Narysowano plan sił dla grupy członów (7,8):

Wyznaczono reakcje:

$$R_n^{98} = R_t^{98} \cdot \tan(360^\circ - \varphi_4) - F_{ch} \quad (56)$$

$$R_n^{07} = \frac{R_t^{98}}{\cos(360^\circ - \varphi_4)} \quad (57)$$



Rys. 9.

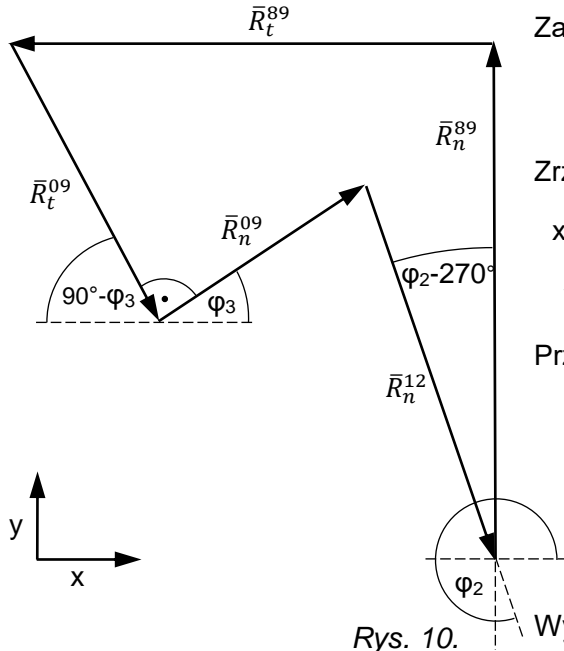
Obliczono momenty dla członów 2 i 9 w punkcie B:

$$\sum M_{B2} = -R_t^{12} \cdot I_2 = 0, \text{ stąd } R_t^{12} = 0 \quad (58)$$

$$\sum M_{B9} = -R_t^{09} \cdot I_3 - R_n^{89} \cdot I_8 \cdot \sin(40^\circ - \varphi_3) + R_t^{89} \cdot I_8 \cdot \cos(40^\circ - \varphi_3) = 0, \text{ stąd} \quad (59)$$

$$R_t^{09} = \frac{-R_n^{89} \cdot I_8 \cdot \sin(40^\circ - \varphi_3) + R_t^{89} \cdot I_8 \cdot \cos(40^\circ - \varphi_3)}{I_3} \quad (60)$$

Narysowano plan sił dla grupy członów (2,9):



Zapisano równanie równowagi sił:

$$\sum \bar{P}_{29} = \bar{R}_n^{89} + \bar{R}_t^{89} + \bar{R}_n^{09} + \bar{R}_t^{09} + \bar{R}_n^{12} = 0 \quad (61)$$

Zrzutowano wektory na osie x i y:

$$x: -R_t^{89} + R_t^{09} \cdot \cos(90^\circ - \varphi_3) + R_n^{09} \cdot \cos \varphi_3 + R_n^{12} \cdot \sin(\varphi_2 - 270^\circ) = 0 \quad (62)$$

$$y: R_n^{89} - R_t^{09} \cdot \sin(90^\circ - \varphi_3) + R_n^{09} \cdot \sin \varphi_3 - R_n^{12} \cdot \cos(\varphi_2 - 270^\circ) = 0 \quad (63)$$

Przeniesiono wyrażenia:

$$R_n^{09} = \frac{R_t^{89} - R_t^{09} \cdot \cos(90^\circ - \varphi_3) - R_n^{12} \cdot \sin(\varphi_2 - 270^\circ)}{\cos \varphi_3} \quad (64)$$

$$R_n^{12} = \frac{R_n^{89} - R_t^{09} \cdot \sin(90^\circ - \varphi_3) + R_n^{09} \cdot \sin \varphi_3}{\cos(\varphi_2 - 270^\circ)} \quad (65)$$

Rys. 10.

Wyznaczono stałe E i F:

$$E = \frac{R_t^{89} - R_t^{09} \cdot \cos(90^\circ - \varphi_3)}{\cos \varphi_3} \quad (66)$$

$$F = \frac{-\sin(\varphi_2 - 270^\circ)}{\cos \varphi_3} \quad (67)$$

Wstawiono stałe E i F:

$$R_n^{09} = E + F \cdot R_n^{12} \quad (68)$$

$$R_n^{12} = \frac{R_n^{89} - R_t^{09} \cdot \sin(90^\circ - \varphi_3) + (E + F \cdot R_n^{12}) \cdot \sin \varphi_3}{\cos(\varphi_2 - 270^\circ)} \quad (69)$$

Wyznaczono R_n^{12} :

$$R_n^{12} = \frac{R_n^{89} - R_t^{09} \cdot \sin(90^\circ - \varphi_3) + E \cdot \sin \varphi_3}{\cos(\varphi_2 - 270^\circ) - F \cdot \sin \varphi_3} \quad (70)$$

Narysowano siły działające na człon napędzający:

Obliczono momenty dla członu napędzającego w punkcie C:

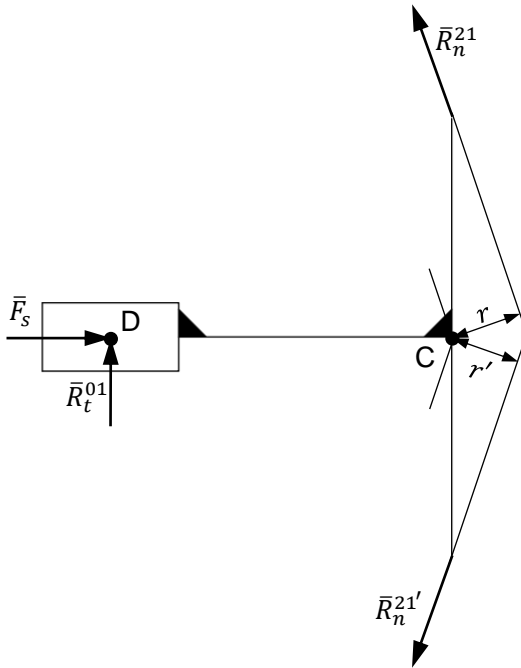
$$\sum M_{C1} = R_n^{21'} \cdot r' - R_n^{21} \cdot r - R_t^{01} \cdot DC = 0 \quad (71)$$

Ze względu na symetryczność układu:

$$R_n^{21} = R_n^{21'}, \text{ oraz } r = r' \quad (72)$$

Więc

$$\sum M_{C1} = 0 - R_t^{01} \cdot DC = 0, \text{ stąd } R_t^{01} = 0 \quad (73)$$

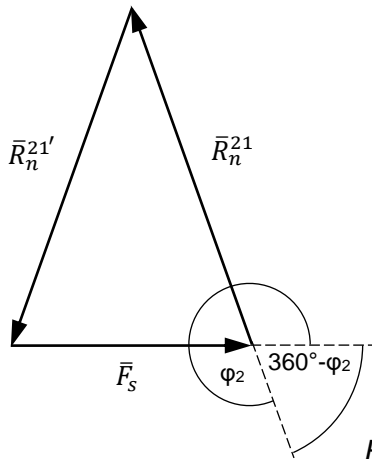


Rys. 11.

Narysowano plan sił dla członu napędzającego:

Wyznaczono siłę napędzającą:

$$F_s = 2 \cdot R_n^{21} \cdot \cos(360^\circ - \varphi_2) \quad (74)$$

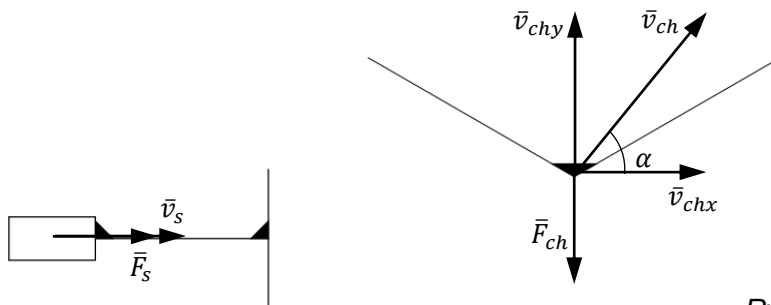


Rys. 12.

Wyznaczono charakterystykę siłową z analizy sił:

$$f_F(\Delta x) = \frac{F_{ch}}{F_s} = \frac{F_{ch}}{2 \cdot R_n^{21} \cdot \cos(360^\circ - \varphi_2)} \quad (75)$$

Narysowano prędkości i siły działające na człon napędzający oraz szczęki chwytaka:



Rys. 13.

Z warunku metody mocy chwilowych:

$$\frac{1}{2} \bar{F}_s \circ \bar{v}_s + \bar{F}_{ch} \circ \bar{v}_{ch} = \bar{0} \quad (76)$$

Zapisano skalarinnie:

$$\frac{1}{2} F_s \cdot v_s \cdot \cos 0^\circ + F_{ch} \cdot v_{ch} \cdot \cos(90^\circ + \alpha) = 0 \quad (77)$$

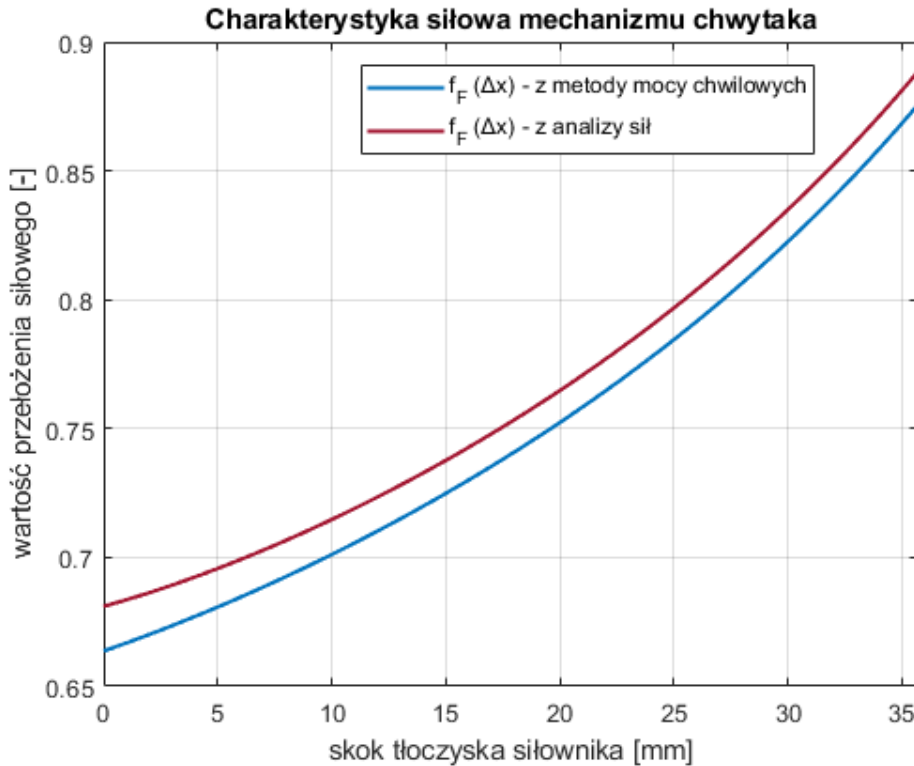
Wyznaczono F_s :

$$F_s = \frac{2 \cdot F_{ch} \cdot v_{ch} \cdot \cos(90^\circ + \alpha)}{v_s \cdot \cos 0^\circ} \quad (78)$$

Wyznaczono charakterystykę siłową z metody mocy chwilowych:

$$f_F(\Delta x) = \frac{F_{ch}}{F_s} = \frac{F_{ch} \cdot v_s \cdot \cos 0^\circ}{2 \cdot F_{ch} \cdot v_{ch} \cdot \cos(90^\circ + \alpha)} = \frac{v_s \cdot \cos 0^\circ}{2 \cdot v_{ch} \cdot \cos(90^\circ + \alpha)} = \frac{v_s}{2 \cdot \sqrt{v_{chx}^2 + v_{chy}^2} \cdot \cos(90^\circ + \alpha)} \quad (79)$$

Porównano charakterystyki siłowe uzyskane obiema metodami na wykresie:



Maksymalna różnica pomiędzy wartościami przełożenia siłowego wyznaczonymi obiema metodami wynosi 2.6%.

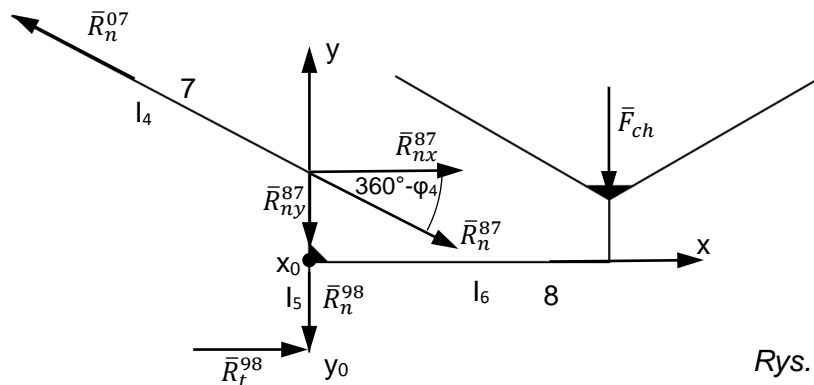
Maksymalna wymagana siła napędzająca mechanizm wynosi 83.5 N.

Rys. 14.

7. Obliczenia wytrzymałościowe chwytaka przy maksymalnych obciążeniach:

a) sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka:

Narysowano siły zginające ramiona chwytaka:



Rys. 15.

Rozpisano momenty gnące działające w płaszczyźnie x i y:

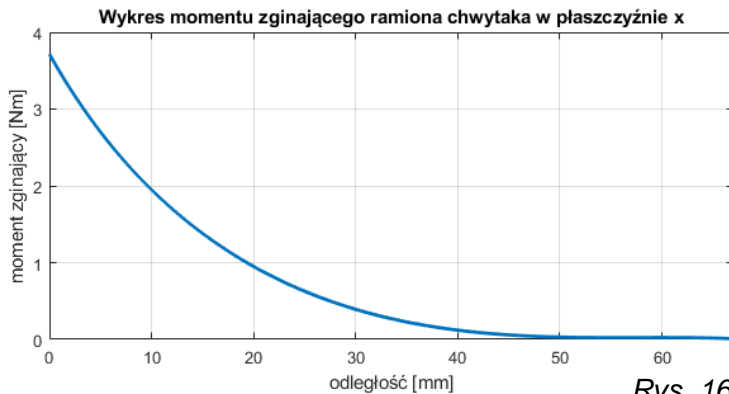
$$M_{gx}(x) = -R_{nx}^{87} \cdot l_5 + R_{ny}^{87} \cdot x + R_t^{98} \cdot l_5 + R_n^{98} \cdot x - F_{ch} \cdot (l_6 - x) \quad (80)$$

$$M_{gy}(y) = -R_{nx}^{87} \cdot (2 \cdot l_5 - y) + R_t^{98} \cdot y - F_{ch} \cdot l_6 \quad (81)$$

Z funkcji trygonometrycznych:

$$R_{nx}^{87} = R_n^{87} \cdot \cos(360^\circ + \varphi_4) \text{ oraz } R_{ny}^{87} = R_n^{87} \cdot \sin(360^\circ + \varphi_4) \quad (82)$$

Uzyskano wykresy momentów zginających ramiona chwytaka:



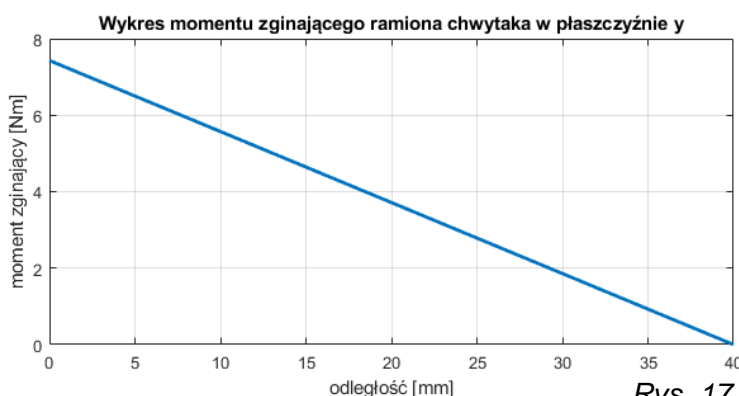
Rys. 16.

Maksymalny moment gnący w płaszczyźnie x M_{gxmax} wynosi 3.72 Nm.

Maksymalny moment gnący w płaszczyźnie y M_{gymax} wynosi 7.43 Nm.

Przyjęto stal S235 jako materiał wykonania ramion chwytaka, dla której $R_e=235$ MPa.

Dopuszczalne naprężenia dla zginania $k_g=0.55$ R_e .



Rys. 17.

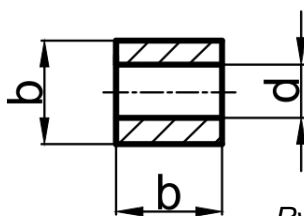
Z warunku na zginanie:

$$\sigma_{gmax} = \frac{M_{gmax}}{W_g} \leq k_g \quad (83)$$

Przyjęto kwadratowy przekrój ramion chwytaka.

W płaszczyźnie y przekrój ramion chwytaka jest osłabiony sworzniem o średnicy 4 mm.

Narysowano osłabiony przekrój ramion chwytaka:



Rys. 18.

Wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie wynosi:

$$W_g = \frac{I_z}{\frac{b}{2}} \quad (84)$$

Wyznaczono moment bezwładności osłabionego przekroju:

$$I_z = \frac{b^4}{12} - \frac{b \cdot d^3}{12} = \frac{b}{12} (b^3 - d^3) \quad (85)$$

Wyznaczono wskaźnik wytrzymałości przekroju osłabionego na zginanie:

$$W_g = \frac{I_z}{\frac{b}{2}} = \frac{b^3 - d^3}{6} \quad (86)$$

Wyznaczono wymiar przekroju ramion chwytaka z warunku na zginanie:

$$\sigma_{gmax} = \frac{M_{gymax}}{W_g} = \frac{6 \cdot M_{gymax}}{b^3 - d^3} \leq 0.55 \cdot R_e, \text{ stąd } b \geq \sqrt[3]{\frac{6 \cdot M_{gymax}}{0.55 \cdot R_e} + d^3} \approx 7.42 \text{ mm} \quad (87)$$

Dobrano kwadratowy przekrój ramion chwytaka o boku 8 mm.

b) sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie najbardziej obciążonego sworznia:

Najbardziej obciążony sworznień łączy człon 7. z podstawą. Siła ścinająca sworznień F wynosi 150.5 N.

Przyjęto stal C10 jako materiał wykonania sworznia, dla której $R_e=290$ MPa.

Dopuszczalne naprężenia dla ścinania $k_t=0.33 R_e$.

Z warunku na ścinanie:

$$\tau = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq k_t \quad (88)$$

Wyznaczono średnicę sworznia:

$$\tau = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq 0.33 \cdot R_e, \text{ stąd } d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot 0.33 \cdot R_e}} \approx 1.00 \text{ mm} \quad (89)$$

Założona wcześniej średnica sworznia równa 4 mm spełnia warunek wytrzymałościowy.

c) obliczenie grubości ucha i widełek z warunku na naciski powierzchniowe:

Przyjęto stal S235 jako materiał wykonania ucha, dla której $R_e=235$ MPa.

Dopuszczalne naprężenia dla nacisku powierzchniowego $k_d=0.5 R_e$.

Z warunku na nacisk powierzchniowy:

$$p = \frac{F}{l \cdot d} \leq k_d \quad (90)$$

Wyznaczono grubość ucha:

$$p = \frac{F}{l \cdot d} \leq 0.5 \cdot R_e, \text{ stąd } l \geq \frac{F}{d \cdot 0.5 \cdot R_e} \approx 0.32 \text{ mm} \quad (91)$$

Z uwagi na minimalne wymiary sworzni i śrub dobrano grubość ucha równą 8 mm.

Minimalna grubość widełek jest dwukrotnie mniejsza od minimalnej grubości ucha, i wynosi 0.64 mm.

Ze względów konstrukcyjnych dobrano grubość widełek równą 6 mm.

d) dobranie parametrów technicznych siłownika pneumatycznego:

Siłownik pneumatyczny zasilany jest sprężonym powietrzem o stałym ciśnieniu 6 barów.

Założono współczynnik bezpieczeństwa 1.2, stąd wymagana maksymalna siła napędzająca wynosi:

$$P = F_s \cdot 1.2 = 83.5 \cdot 1.2 = 100.2 \text{ N} \quad (92)$$

Siła uzyskana na tłoczysku siłownika wynosi:

$$P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \quad (93)$$

Wyznaczono średnicę tłoczyska siłownika:

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s \cdot 1.2}{\pi \cdot p}} \approx 14.58 \text{ mm} \quad (94)$$

Dobrano siłownik FESTO DPDM-16-40-PA, dla którego:

- średnica tłoka jest równa 16 mm,
- siła przy wysuwie wynosi 121 N,
- siła przy wsuwie wynosi 104 N.

8. Dokumentacja techniczna chwytaka:

Instrukcja montażu chwytaka: (na podstawie rysunku złożeniowego na następnej stronie)

1. Sprawdź kompletność części na podstawie tabeli części z rysunku złożeniowego.
2. Upewnij się, że tłok siłownika jest maksymalnie wsunięty.
3. Wkręć tuleję w gwint na tłoczysku siłownika.
4. Wkręć dźwignię 1 w tuleję połączoną z siłownikiem.
5. Połącz sworzniami (13):
 - dźwignię 2 z dźwignią 1,
 - dźwignię 3 z dźwignią 1.

Kąt pomiędzy dźwignią 1 i dźwignią 2 powinien wynosić 35° , tak jak pokazano na rysunku złożeniowym.

Kąt pomiędzy dźwignią 1 i dźwignią 3 powinien wynosić 35° , tak jak pokazano na rysunku złożeniowym.

Zabezpiecz sworznie zawleczkami (14).

6. Przykręć kołnierze po przeciwnych stronach siłownika korzystając ze śrub (16), podkładek (17) i nakrętek (18).
7. Połącz za pomocą:
 - sworzni (13) dźwignię 2 z dźwigniami 4.
 - sworzni (13) dźwignię 3 z dźwigniami 4.
 - sworzni (15) dźwignie 4 z kołnierzem.

Zabezpiecz sworznie zawleczkami (14).

8. Połącz dźwignie 6 z dźwigniami 4 przy pomocy sworzni (13).

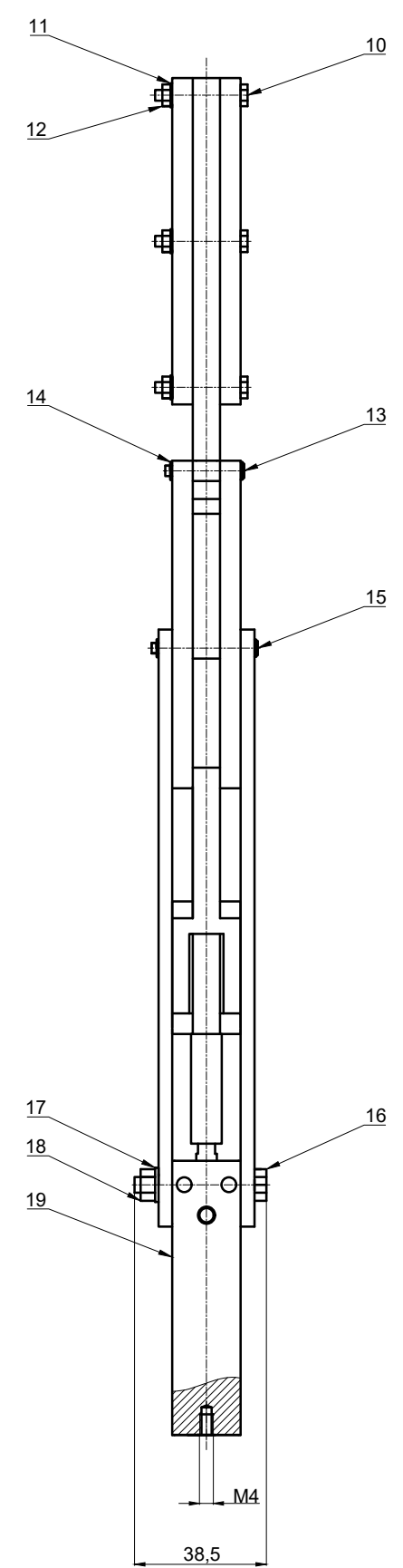
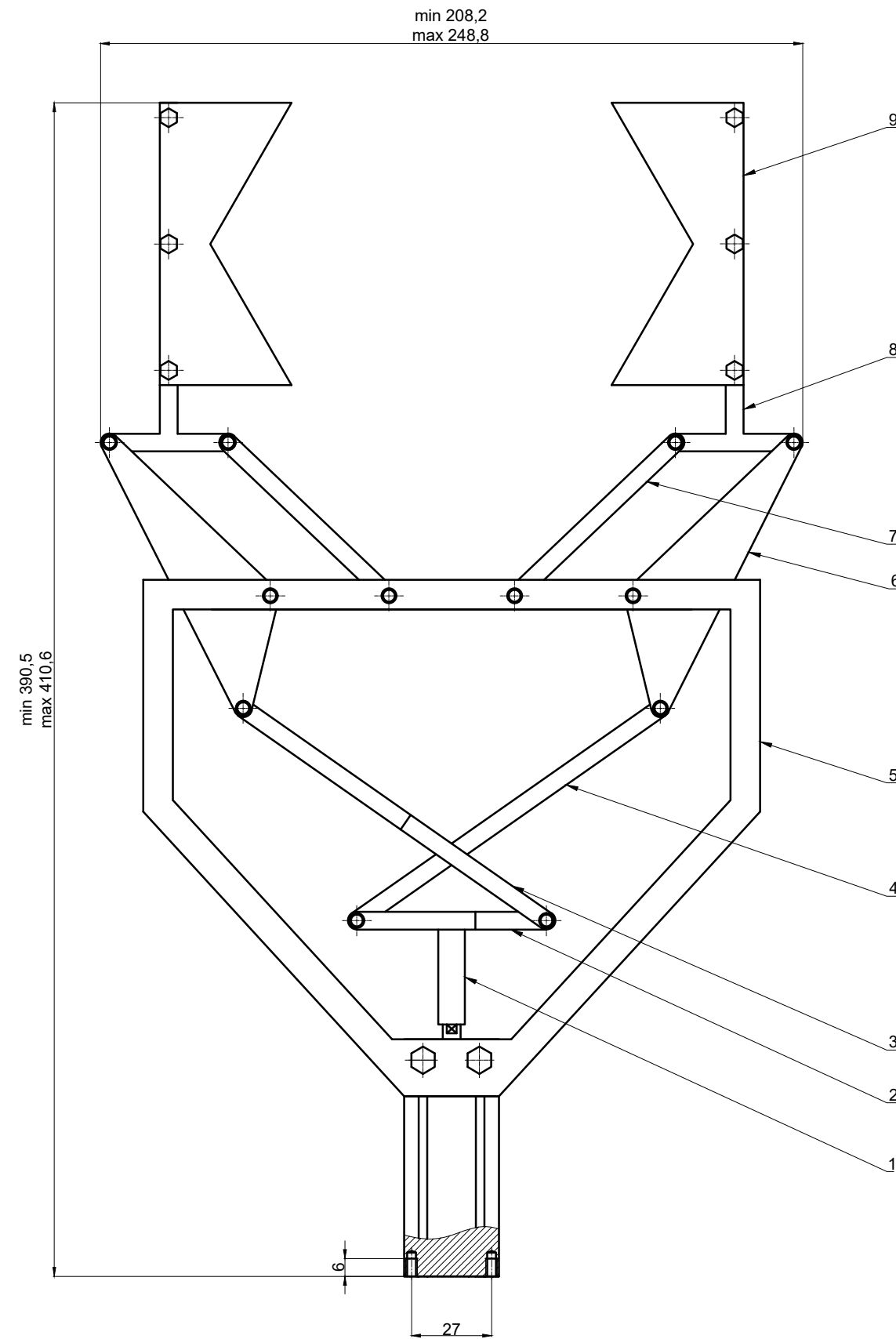
Zabezpiecz sworznie zawleczkami (14).

9. Połącz za pomocą:
 - sworzni (13) dźwignie 5 z dźwigniami 6.
 - sworzni (15) dźwignie 5 z kołnierzami.

Zabezpiecz sworznie zawleczkami (14).

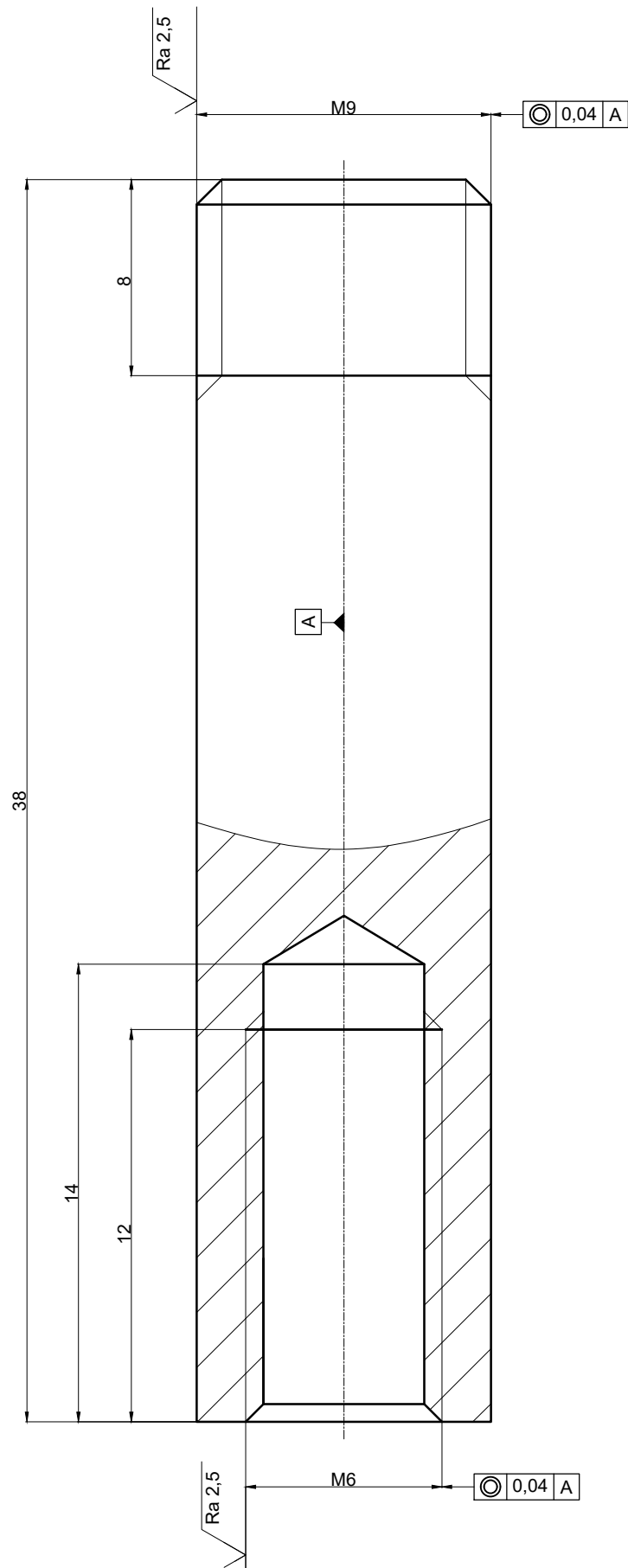
10. Połącz szczęki z dźwigniami 6 za pomocą śrub (10), podkładek (11) i nakrętek (12).

Na dalszych stronach umieszczono kolejno rysunek złożeniowy i rysunki wykonawcze poszczególnych nieznormalizowanych części mechanizmu.



19	Siłownik FESTO DPDM-16-40-PA	1	-	-	-	-
18	Nakrętka M5-8	2	ISO 4032	-	-	-
17	Podkładka 5,3	2	ISO 7089	-	-	-
16	Śruba M5x35-5.6	2	ISO 4017	-	-	-
15	Sworzeń 4m6x30/28-C10	4	ISO 2341	-	-	-
14	Zawlecзка A2-1x6	12	ISO 1234	-	-	-
13	Sworzeń 4m6x22/20-C10	8	ISO 2341	-	-	-
12	Nakrętka M3-8	3	ISO 4032	-	-	-
11	Podkładka 3,2	3	ISO 7089	-	-	-
10	Śruba M3x25-5.6	3	ISO 4017	-	-	-
9	Szczeka	2	01.09	S235	-	-
8	Dźwignia 6	2	01.08	S235	-	-
7	Dźwignia 5	2	01.07	S235	-	-
6	Dźwignia 4	4	01.06	S235	-	-
5	Kołnierz	2	01.05	S235	-	-
4	Dźwignia 3	1	01.04	S235	-	-
3	Dźwignia 2	1	01.03	S235	-	-
2	Dźwignia 1	1	01.02	S235	-	-
1	Tuleja	1	01.01	S235	-	-

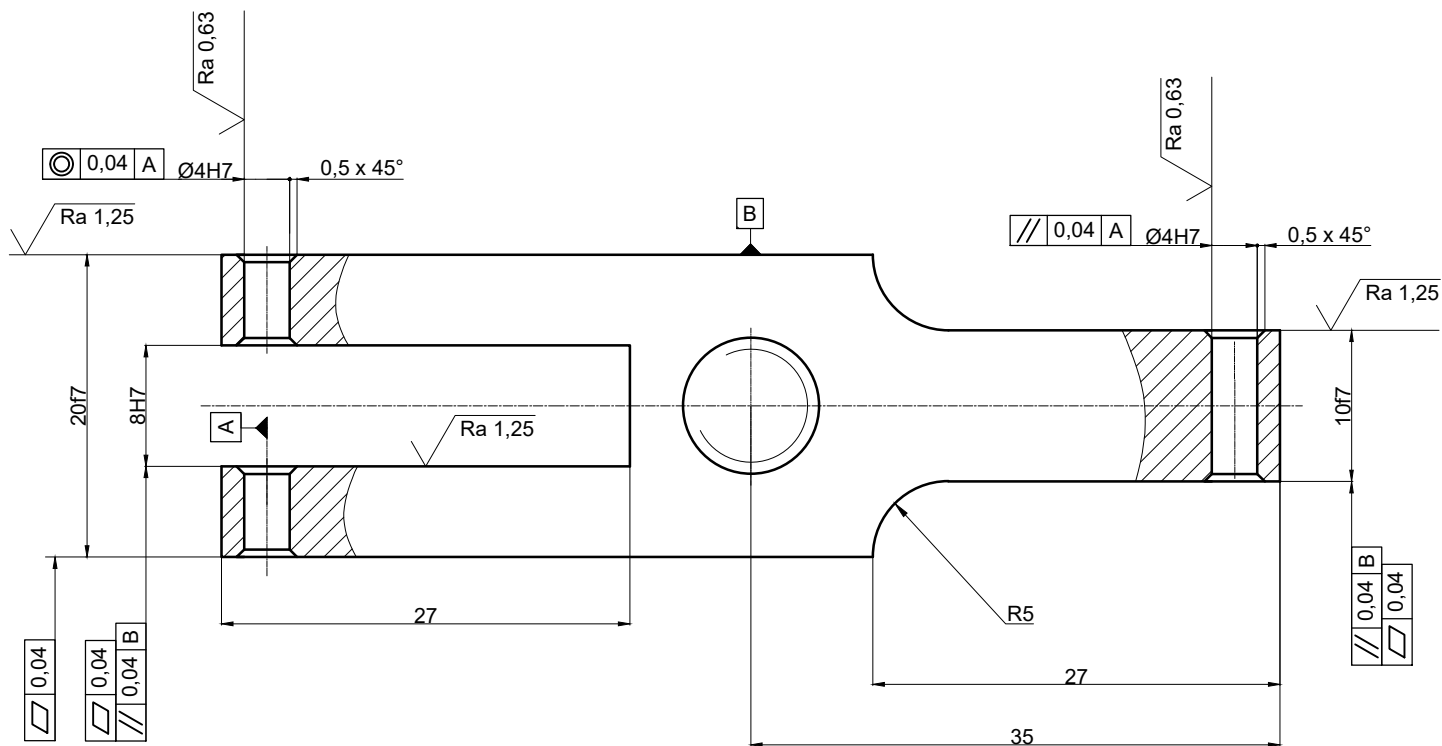
Nr poz.	Nazwa			Liczba sztuk	Nr rysunku/normy	Materiał	Masa	Uwagi
Konstruował		Synowiec P.	V 2021	AGH Wydział WIMIR				
Sprawdził		dr inż. Bednarz J.						
Podziałka		Nazwa			Materiał	Masa	Nr rysunku	
1:2		Rysunek złożeniowy			-	-	00.00	



Ostre krawędzie stępić.

✓ Ra 10 (✓)

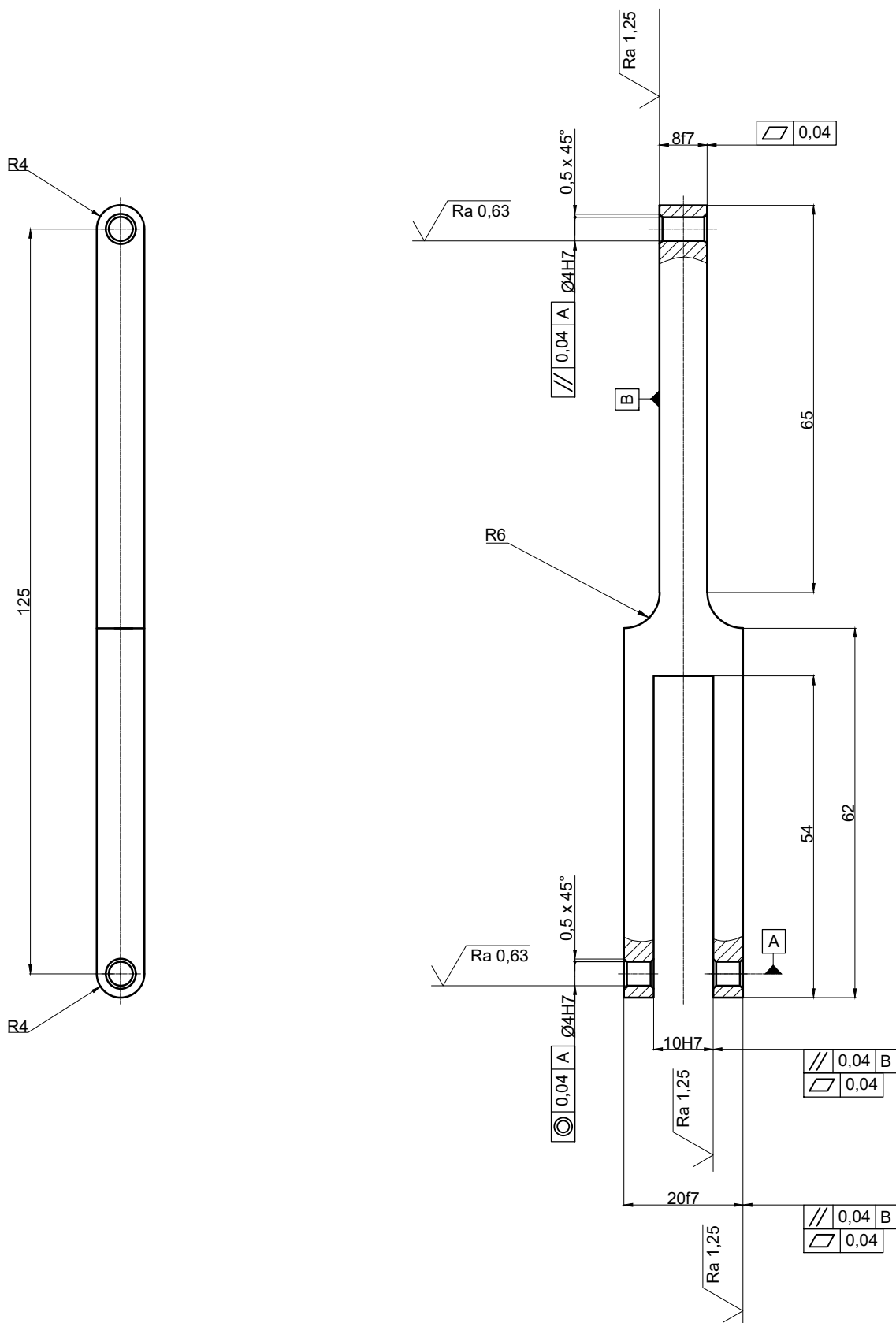
Konstruował	Synowiec P.	VI 2021	AGH	Wydział		WIMIR
Sprawdził	dr inż. Bednarz J.					
Podziałka	Nazwa	Materiał		Masa	Nr rysunku	
5:1	Tuleja	S235		-	01.01	



✓ Ra 10 (✓)

Ostre krawędzie stępić.

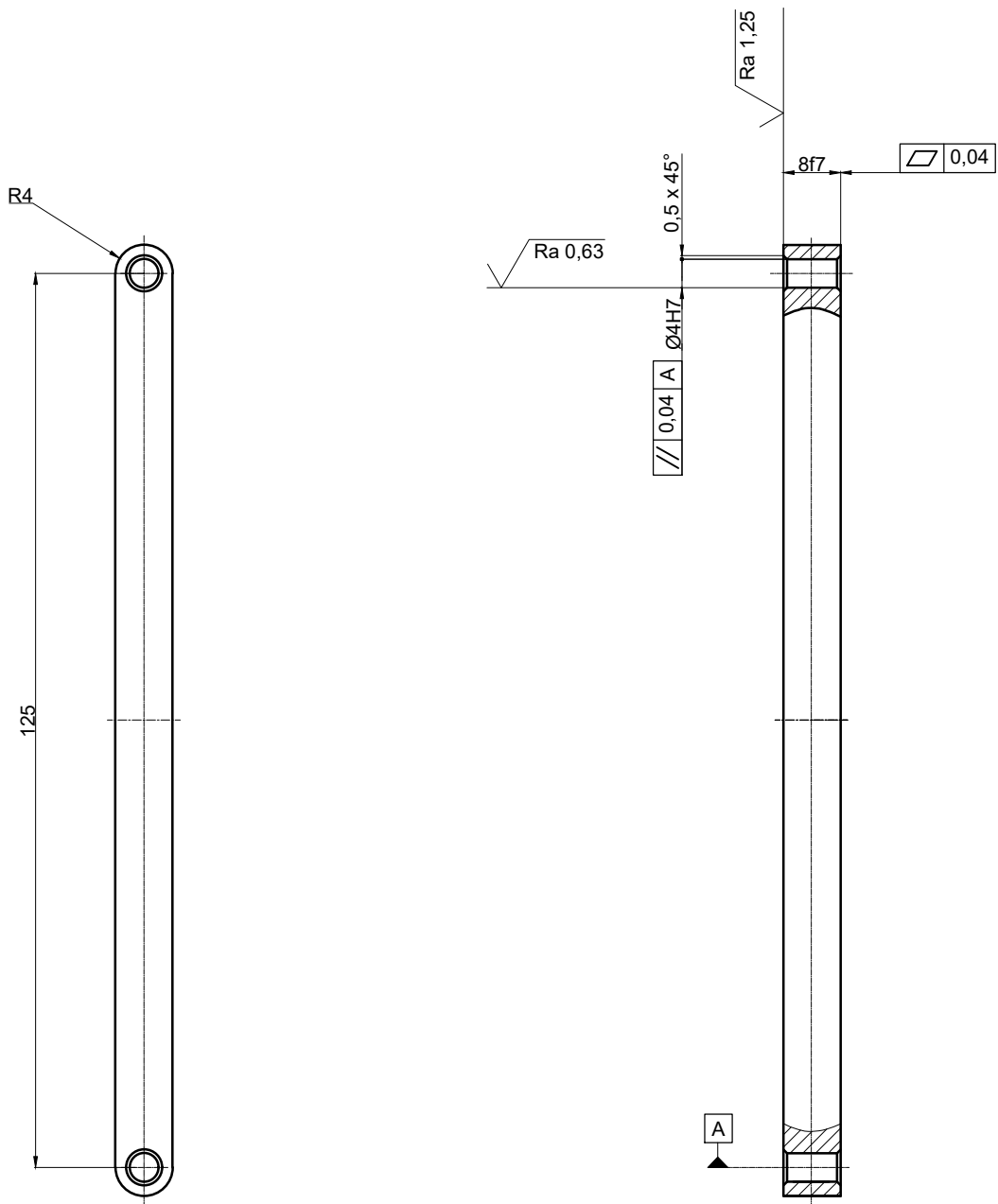
Konstruował	Synowiec P.	VI 2021	AGH	Wydział		
Sprawdził	dr inż. Bednarz J.			WIMIR		
Podziałka	Nazwa	Materiał		Masa	Nr rysunku	
2:1	Dźwignia 1	S235		-	01.02	



✓ Ra 10 (✓)

Ostre krawędzie stępić.

Konstruował	Synowiec P.	VI 2021	AGH	Wydział			WIMIR
Sprawdził	dr inż. Bednarz J.						
Podziałka	Nazwa	Materiał		Masa	Nr rysunku		
1:1	Dźwignia 2	S235		-	01.03		

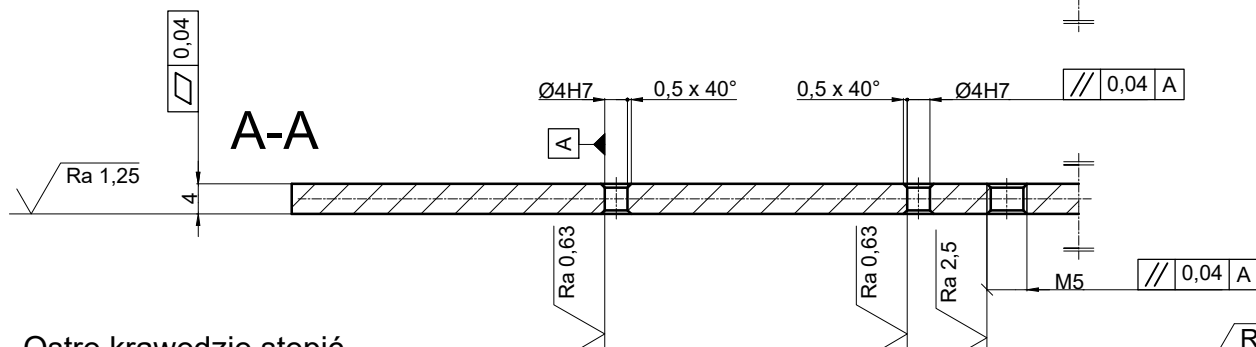


Ostre krawędzie stępić.

Celem zminimalizowania strat materiału, element należy wykonać zgodnie z zaleceniami z rysunku 01.10.

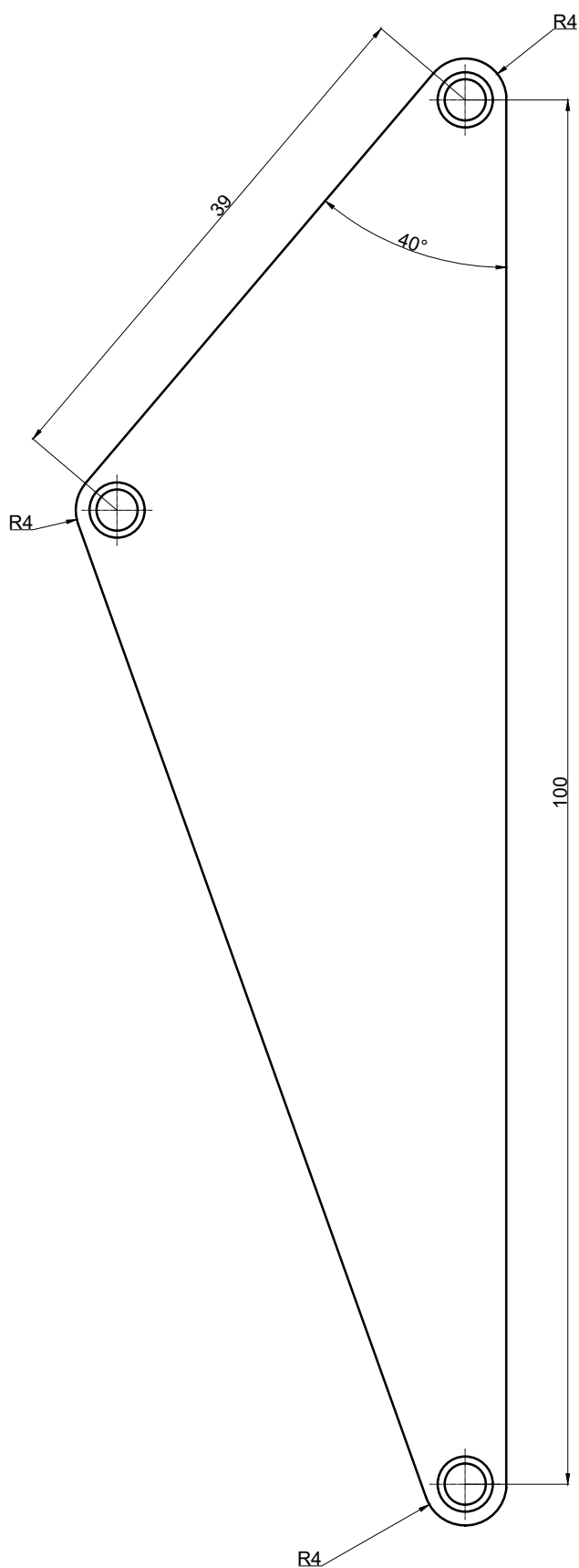
✓ Ra 10 (✓)

Konstruował	Synowiec P.	VI 2021	AGH	Wydział	
Sprawdził	dr inż. Bednarz J.			WIMIR	
Podziałka	Nazwa	Materiał		Masa	Nr rysunku
1:1	Dźwignia 3	S235		-	01.04

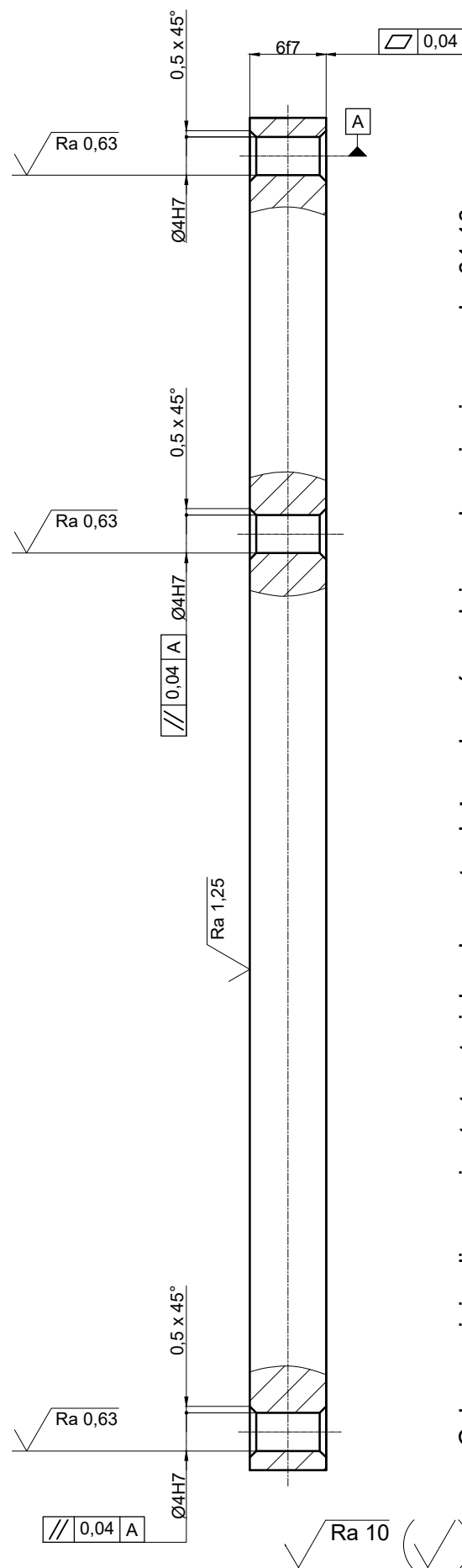


$\sqrt{\text{Ra } 10}$ ($\sqrt{\quad}$)

Konstruował	Synowiec P.	VI 2021	AGH	Wydział		WIMIR
Sprawdził	dr inż. Bednarz J.					
Podziałka 1:1	Nazwa Kołnierz		Materiał S235	Masa -	Nr rysunku 01.05	

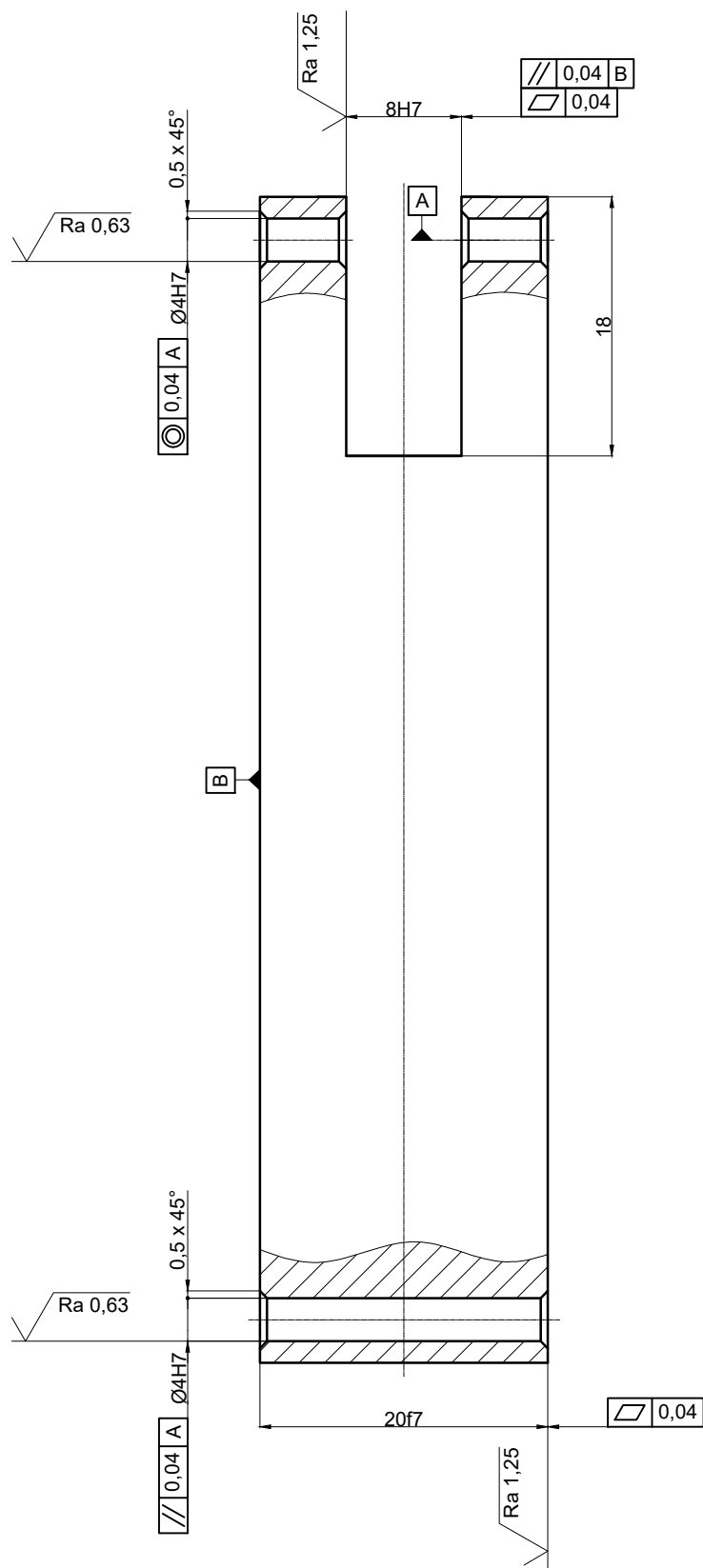


Ostre krawędzie stępić.

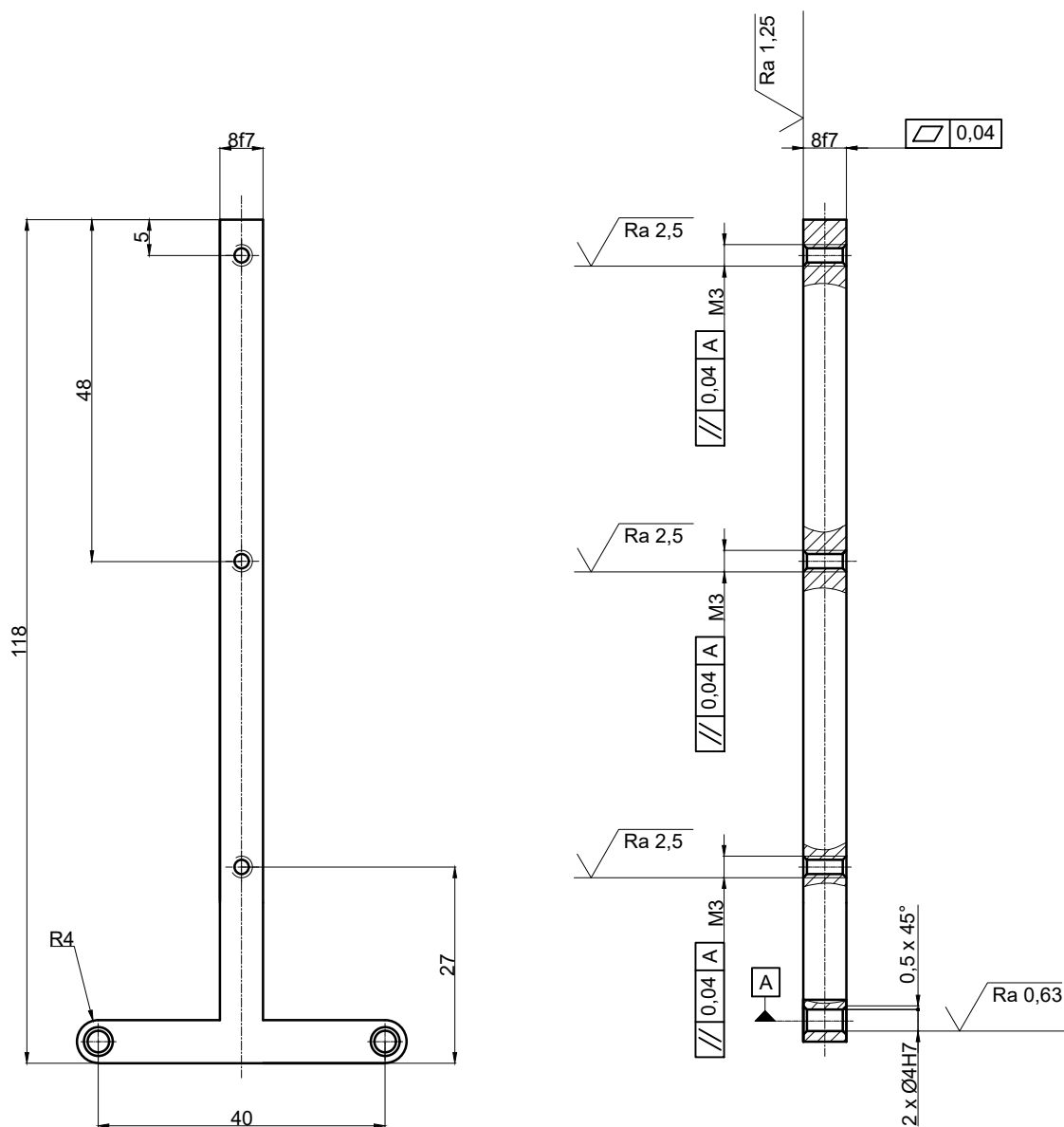


Celem zminimalizowania strat materiału, element należy wykonać zgodnie z zaleceniami z rysunku 01.10.

Konstruował	Synowiec P.	VI 2021	AGH	Wydział			WIMIR
Sprawdził	dr inż. Bednarz J.						
Podziałka	Nazwa			Materiał	Masa	Nr rysunku	
2:1	Dźwignia 4			S235	-	01.06	

 $\sqrt{\text{Ra } 10} \left(\sqrt{\quad} \right)$

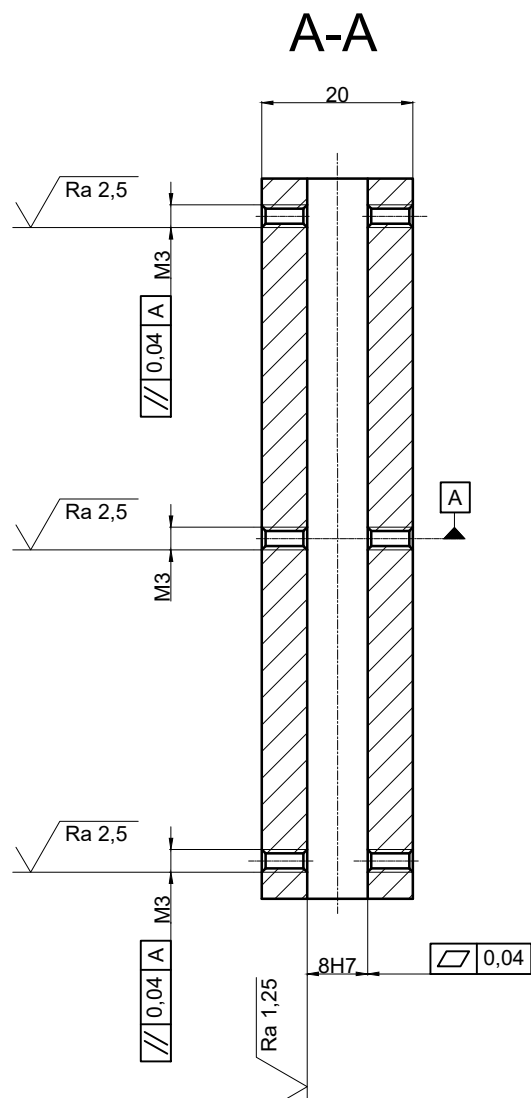
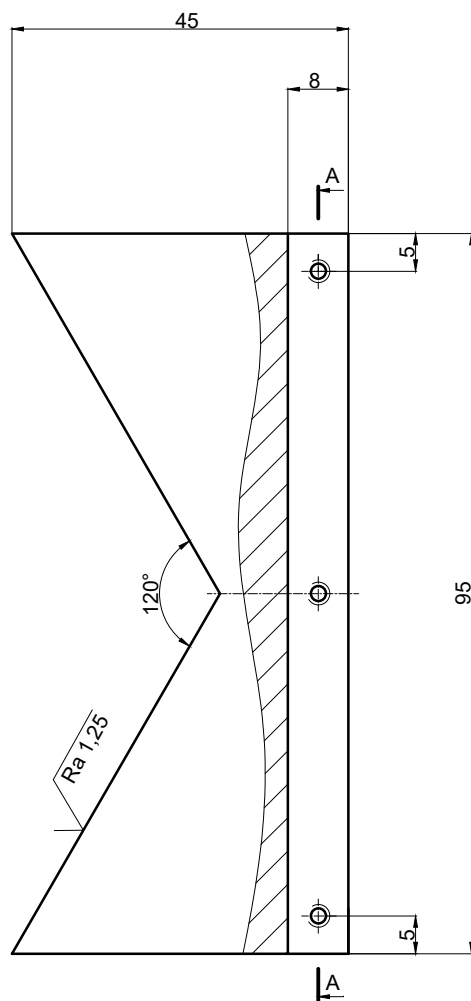
Konstruował	Synowiec P.	VI 2021	AGH	Wydział		WIMIR
Sprawdził	dr inż. Bednarz J.					
Podziałka 2:1	Nazwa Dźwignia 5	Materiał S235		Masa -	Nr rysunku 01.07	



Ostre krawędzie stępić.

✓ Ra 10 (✓)

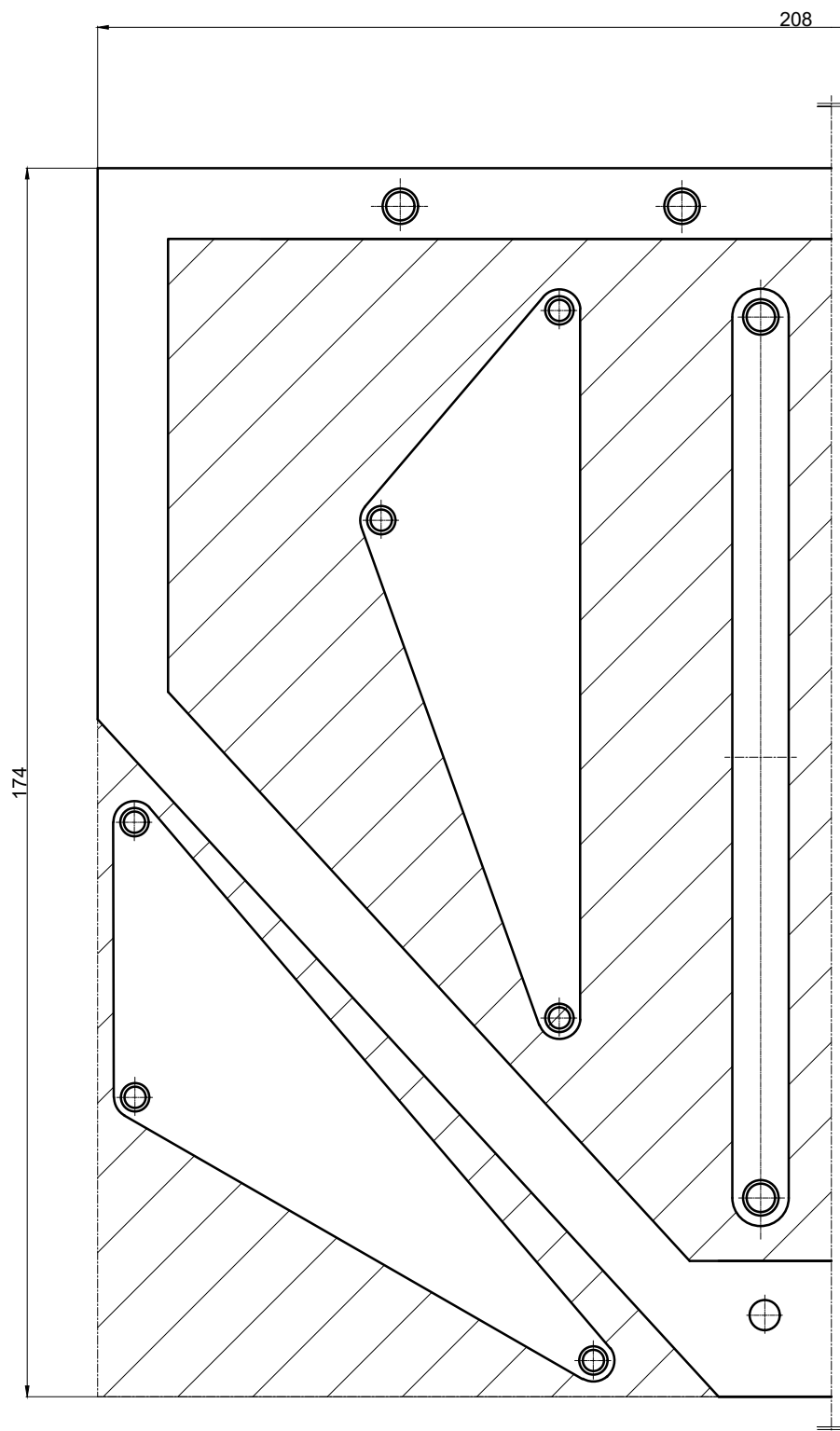
Konstruował	Synowiec P.	VI 2021	AGH	Wydział			WIMIR
Sprawdził	dr inż. Bednarz J.						
Podziałka	Nazwa			Materiał	Masa	Nr rysunku	
1:1	Dźwignia 6			S235	-	01.08	



Ostre krawędzie stępić.

✓ Ra 10 (✓)

Konstruował	Synowiec P.	VI 2021	AGH	Wydział		
Sprawdził	dr inż. Bednarz J.			WIMIR		
Podziałka	Nazwa			Materiał	Masa	Nr rysunku
1:1	Szczęka			S235	-	01.09



Aby zminimalizować straty materiału, kołnierz należy wyciąć z arkusza blachy lub płaskownika o grubości 9 mm i obrobić zgodnie z zaleceniami na rysunku 01.09, uzyskując 2 sztuki kołnierzy. Z materiału odrzuconego należy wyciąć dźwignie 3 i dźwignie 4 oraz obrobić je zgodnie z zaleceniami na rysunkach 01.04 i 01.06.

Konstruował	Synowiec P.	VI 2021	AGH	Wydział			WIMIR
Sprawdził	dr inż. Bednarz J.						
Podziałka	Nazwa			Materiał	Masa	Nr rysunku	
1:1	Propozycja wykonania			S235	-	01.10	