

**ANTONI GRONOWICZ
STEFAN MILLER
WŁADYSŁAW TWARÓG**

TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW

**ZESTAW PROBLEMÓW
ANALIZY I PROJEKTOWANIA**

WYDANIE TRZECIE



**OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCLAWSKIEJ
WROCLAW 2000**

Opiniodawca
Antoni DZIAMA

Opracowanie redakcyjne
Maria KOPEĆ

Korekta
Aleksandra WAWRZYNKOWSKA

Projekt okładki
Małgorzata BODAK

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1996

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCLAWSKIEJ
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

ISBN 83-7085-395-1

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej. Zam. nr 32/99.

Spis treści

| | |
|---|-----|
| Rozdział 1. Wprowadzenie | 5 |
| Rozdział 2. Przykłady rozwiązań | 7 |
| Rozdział 3. Problemy analizy | 75 |
| Rozdział 4. Problemy syntezy | 143 |
| Rozdział 5. Problemy analizy wspomaganej komputerem | 161 |
| Rozdział 6. Komentarze do problemów analizy i syntezy | 179 |
| Rozdział 7. Zadania kontrolne | 191 |
| Rozdział 8. Literatura | 218 |

Wprowadzenie

Zrozumienie zasad budowy i działania mechanizmów oraz zjawisk towarzyszących ich pracy jest niezbędnym warunkiem efektywnego eksploataowania, a przede wszystkim projektowania maszyn, a także urządzeń, aparatów i narzędzi. Niniejsze opracowanie zawiera problemy, których rozwiązywanie, wspierane wykładem i wiedzą podręcznikową (wybrane pozycje zestawiono w spisie literatury), powinno się przyczynić do lepszego opanowania metod analizy i syntezy mechanizmów.

Materiał obejmuje podstawowe działy teorii maszyn i mechanizmów, zwłaszcza dotyczy analizy strukturalnej i kinematycznej, kinetostatyki oraz dynamiki. Omówiono również problematykę projektowania (syntezy) obszernej grupy mechanizmów. Wiele problemów jest ukierunkowanych na istotne zagadnienia tzw. syntezy strukturalnej, polegającej na doborze typu układu do realizacji wymaganej funkcji, narzucanej potrzebami praktyki.

Publikacja zawiera:

- przykłady rozwiązań (rozd. 1)
- problemy analizy (rozd. 2)
- problemy syntezy (rozd. 3)
- problemy analizy wspomaganej komputerem (rozd. 4)
- komentarze do problemów analizy i syntezy (rozd. 5)
- zadania kontrolne (rozd. 6).

Sposób zestawienia materiału powinien stanowić istotną pomoc w studiowaniu teorii maszyn i mechanizmów. Dotyczy to przede wszystkim problemów analizy i syntezy. Ich rozwiązanie, samodzielne lub przy pomocy nauczyciela, umożliwi efektywne zmaganie się z problemami praktycznymi. Użytkownikom tego opracowania autorzy służą pomocą w postaci załączonego zestawu rozwiązanych przykładów (rozd. 1), a także zestawem komentarzy i podpowiedzi (rozd. 5). Wyrażamy jednak nadzieję, że użytkownicy sięgną po te pomoce i podpowiedzi w ostateczności.

W zestawieniu problemów analizy i syntezy starano się uwzględnić możliwie szeroką grupę układów kinematycznych – wiele z nich to rozwiązania spotykane w praktyce. Dzięki temu niniejsze opracowanie może być także pomocne praktykom, zwłaszcza w doborze idei rozwiązania konkretnego problemu technicznego. Sądzymy, że ta cecha powinna poszerzyć krąg odbiorców również o inżynierów mechaników – projektantów maszyn.

Autorzy

Rozdział 1
Przykłady rozwiązań

Zadanie 01

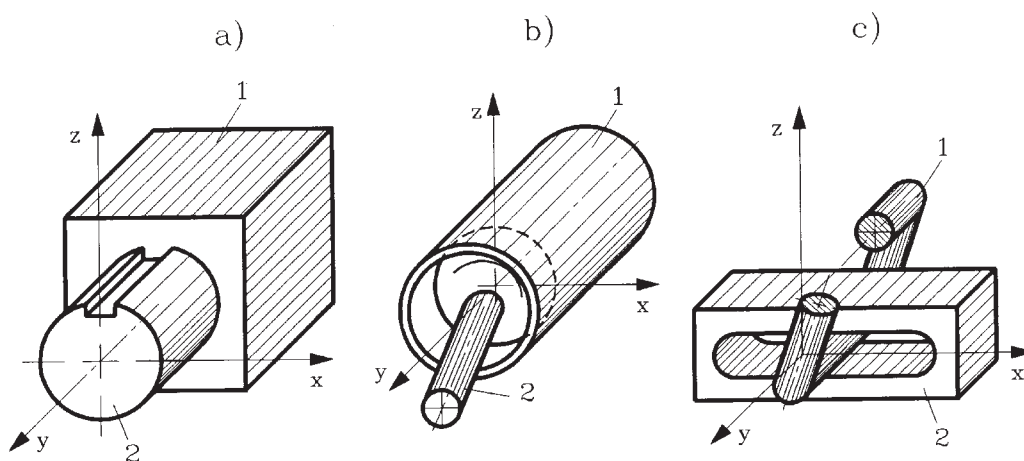
Na rysunku 01 przedstawiono przykładowe rozwiązania par kinematycznych. Przeprowadzić klasyfikację tych par.

Rozwiązanie

a) człon 2 ma względem członu 1 jedną możliwość ruchu: przesuw wzdłuż osi y . Ze względu na 5 stopni swobody odebranych członowi 2 jest to para I klasy; ze względu na charakter styku (powierzchniowy) – para niższa,

b) człon 2 zakończony kulą umieszczoną w otworze cylindrycznym członu 1 o tej samej średnicy wewnętrznej ma możliwość wykonywania 4 ruchów niezależnych (obroty wokół osi x , y i z oraz przesunięcie wzdłuż osi y). Jest to para IV klasy, ze względu na styk liniowy – para wyższa,

c) człon 2 ma względem członu 1 możliwość wykonywania 2 ruchów niezależnych (obrót wokół osi y i przesuw wzdłuż osi x). Przy 4 więzach narzuconych członowi 2 przez człon 1 jest to para II klasy; ze względu na charakter styku – para wyższa.



Rys. 01

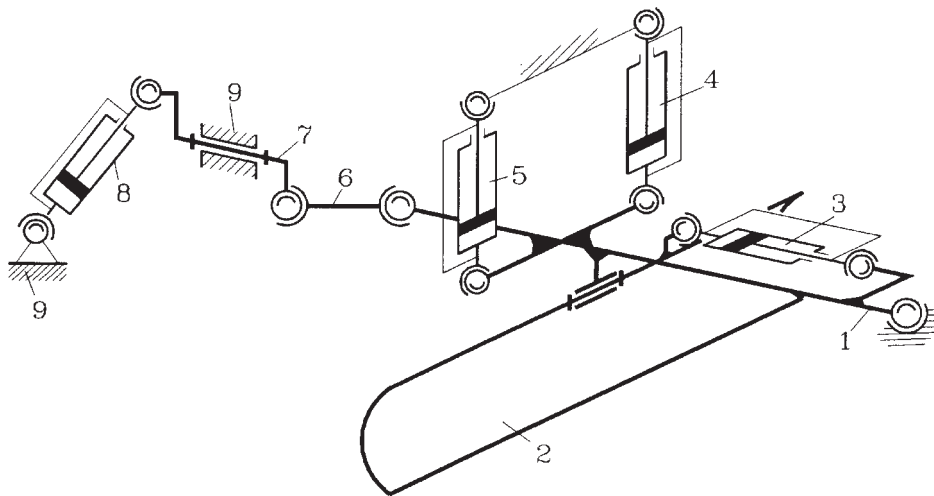
Zadanie 02

Określić liczbę stopni swobody członu 2 (organu roboczego równiarki) względem ramy maszyny dla ustalonej długości siłowników hydraulicznych 3, 4, 5 i 8 (rys. 02).

Rozwiązanie

Traktując zgodnie z założeniami siłowniki hydrauliczne jako pojedyncze człony stwierdzamy, że układ składa się z 9 członów (8 członów ruchomych + 1 podstawa). Stwierdzamy ponadto 2 pary I klasy oraz 11 par III klasy, czyli

$$n = 9, p_1 = 2, p_3 = 11.$$



Rys. 02

Po zastosowaniu wzoru strukturalnego dla układów przestrzennych

$$W = 6(n - 1) - \sum_{i=1}^{i=5} (6 - i)p_i$$

otrzymamy

$$W_t = 6 \cdot 8 - 2 \cdot 5 - 11 \cdot 3 = 5.$$

Na wynik ten składają się ruchliwości (stopnie swobody) każdego z członów oddzielnie. Niektóre spośród członów układu mają możliwość obrotu wokół własnych osi, np. człony 3–6 i 8, tzw. ruchliwość lokalną W_L , nie mającą wpływu na liczbę stopni swobody innych członów.

Ponieważ $W_L = 5$, otrzymamy dla pozostałych członów, w tym również dla członu 2

$$W = W_t - W_L = 5 - 5 = 0.$$

Człon 2 jest unieruchomiony.

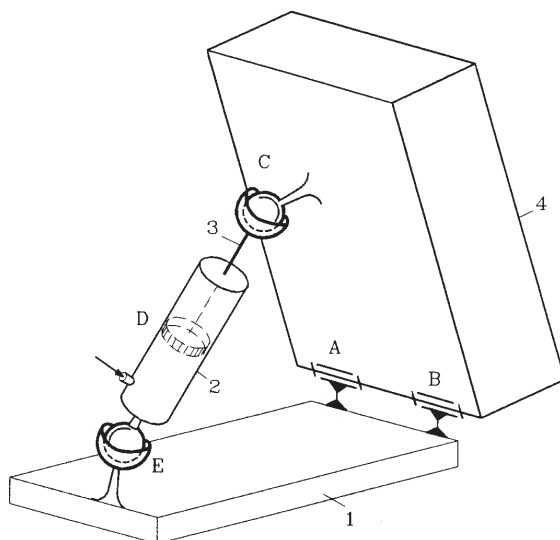
Zadanie 03

Określić ruchliwość układu przedstawionego na rys. 03. Otrzymany wynik zinterpretować.

Rozwiązanie

Układ przedstawiony na rys. 03 jest złożony z 4 ($n = 4$) członów tworzących 5 par kinematycznych. Klasyfikując te pary stwierdzono, że

$$p_1 = 2, p_2 = 1, p_3 = 2.$$



Rys. 03

Po zastosowaniu wzoru strukturalnego dla układów przestrzennych otrzymano

$$W_t = 6 \cdot (4 - 1) - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 2 = -2.$$

Otrzymany wynik sugeruje, że analizowany układ jest przesztyniony. Należy jednak zauważyć, że para B (I klasy) jest powtórzeniem już istniejącej pary A (również I klasy). Ta dodatkowa para wprowadza 5 dodatkowych, a zbędnych kinematycznie ograniczeń ruchu. A więc

$$R_b = 5.$$

Z kolei każdy z członów siłownika (tłok 3 i cylinder 2) dysponuje ruchliwością lokalną (obrót wokół własnej osi), czyli:

$$W_L = 2.$$

Ostatecznie:

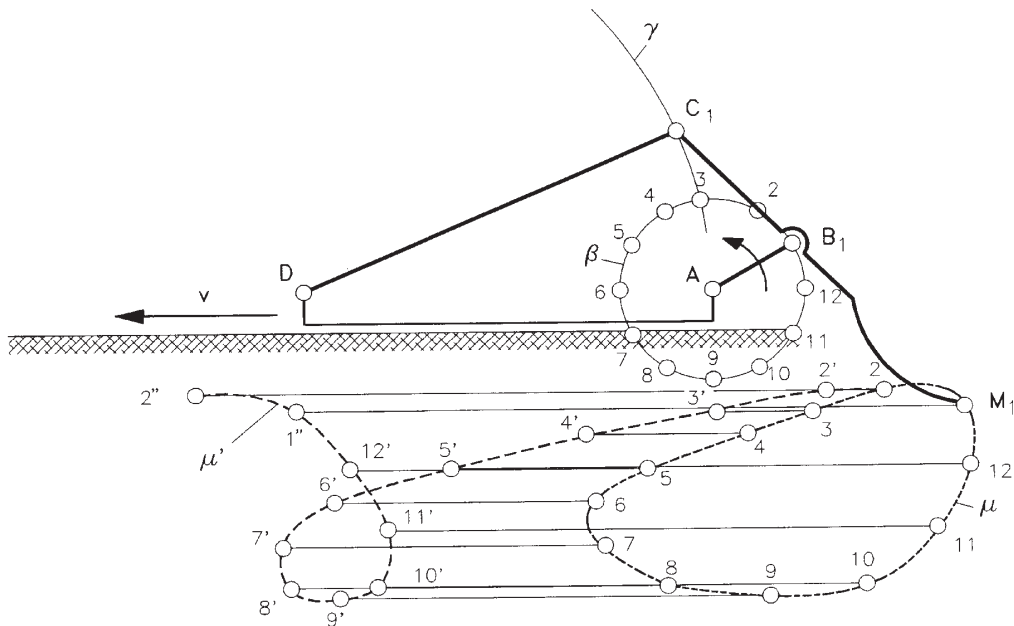
$$W_{rz} = W_t - W_L + R_b = -2 - 2 + 5 = 1.$$

Oznacza to, że skrzynia 4 (przy odpowiednim zamontowaniu łożysk A i B) dla każdej zmiany długości siłownika reaguje jednoznacznie określoną zmianą położenia.

Zadanie 04

Wykreślić tor odciekowy punktu M (końca wideł przetrząsacza do siana) wzdłuż ziemi.

Dane: $l_{AB} = 0,17$ m, $l_{BC} = 0,3$ m, $l_{CD} = 0,75$ m, $l_{DA} = 0,75$ m, obroty korby $n = 60$ obr/min, prędkość ramy maszyny $v = 1,2$ m/s (rys. 04).



Rys. 04

Rozwiązanie

1. Wykreślamy tor odcelowany punktu M względem ramy AD maszyny. W tym celu dzielimy tor punktu B na odcinki przebyte w jednakowych odstępach czasu $\Delta t = 1/12$ s. Korzystając ze wzornika wykreślonego na kalce w formie łącznika CBM prowadzonego punktem C po torze γ , a punktem B po torze β , znajdziemy miejsce geometryczne odpowiednich położenia punktu M (krzywa μ).

2. Tor odcelowany μ' w układzie stałym, związanym z ziemią, znajdziemy rozwijając krzywą μ , tj. przesuwać poszczególne punkty w kierunku ruchu maszyny o odcinki równe odpowiednim drogom, jakie wykonują te punkty wraz z maszyną od punktu wyjściowego.

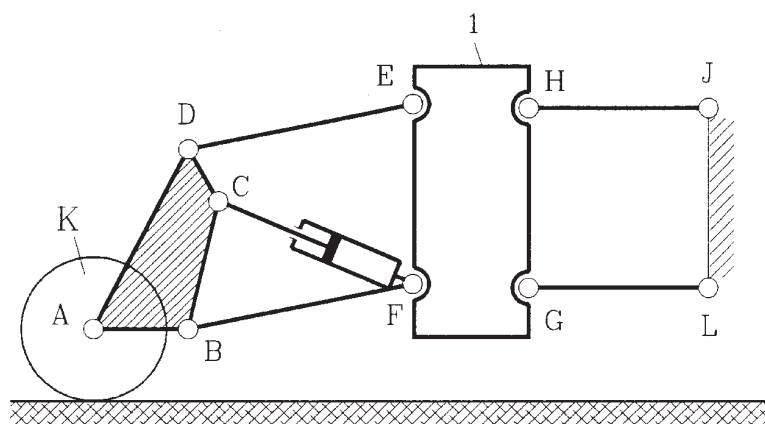
Fragment toru $M_1 M_4$ zakreślił punkt M w czasie równym $t_{14} = 3\Delta t = 3/12$ s. W czasie Δt rama maszyny przesuwa się na odległość $\Delta s = v \Delta t = 1,2 \cdot 1/12 = 0,1$ m. Wobec tego odcinek $4-4'$ równa się $0,3$ m.

Zadanie 05

Określić wysokość podniesienia skrzyni 1 po skróceniu siłownika CF o dany skok h (rys. 05.1).

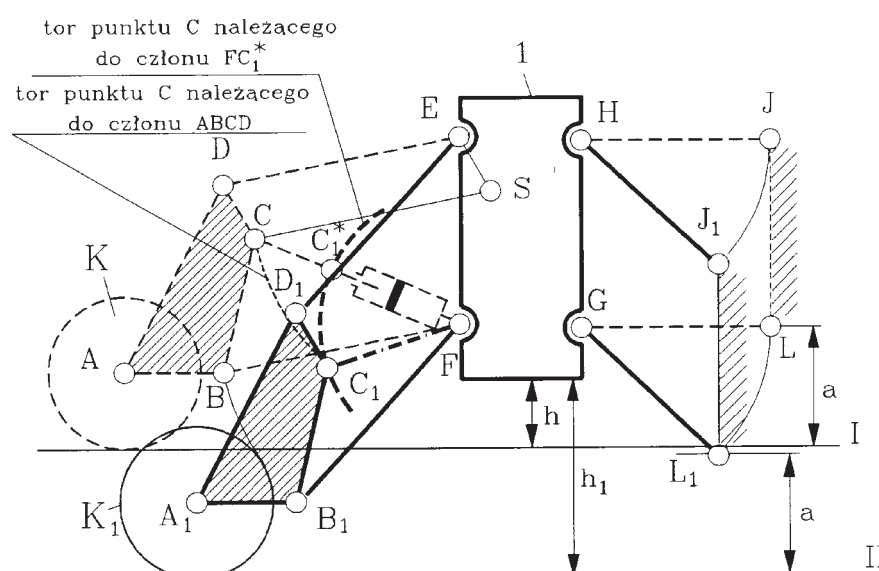
Rozwiązanie

W celu określenia wysokości podniesienia skrzyni 1 dogodnie jest przyjąć skrzynię za człon odniesienia (ruch względny członów pozostanie bez zmian), a następnie:



Rys. 05.1

1. Rozłączyć mechanizm w punkcie C oraz skrócić siłownik CF o skok h . Nową długością siłownika FC_1^* zakreślić łuk (rys.05.2).
2. Ponieważ mechanizm $FBDE$ jest równoległobokiem, znajdujemy środek S krzywiny toru punktu C należącego do członu $ABCD$. Następnie z punktu S zakreślamy łuk o promieniu SC ($SC = DE$, $ES \parallel DC$, $ES = DC$). Punkt przecięcia torów punktu C , należącego do członu $ABCD$ oraz członu FC_1^* , daje nowe położenie punktu C – punkt C_1 .
3. Znając położenie punktu C_1 znajdujemy nowe położenie łącznika $A_1B_1C_1D_1$.



Rys. 05.2

4. Rysujemy równoległą do prostej I stycznie do koła K_1 i znajdujemy prostą II. Odległość skrzyni 1 od prostej II jest nową wysokością h_1 .

5. Ostatecznie można znaleźć nowe położenie punktów J i L , których odległość od prostej I lub II jest stała. Z punktów G i H zakreślamy łuk o promieniu $HJ = GL$. Następnie kreślimy równoległą do prostej II w odległości a . Punkt przecięcia prostej oraz łuku daje poszukiwany punkt L_1 .

Zadanie 06

Dla podanego mechanizmu 6-członowego określić chwilowe środki obrotu S_{ij} (rys. 06.1).

Rozwiązanie

Określamy liczbę n wszystkich chwilowych środków obrotu według wzoru

$$n = \binom{6}{2} = 15.$$

Wypisujemy je w sposób uporządkowany

12 13 14 15 16

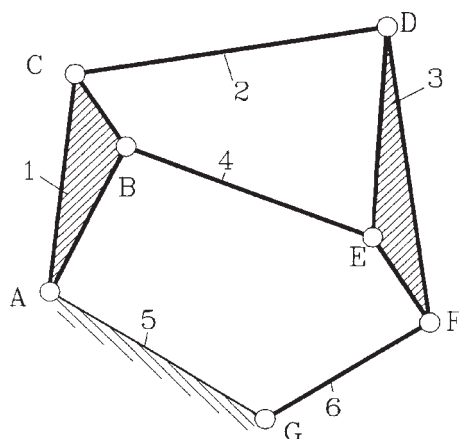
23 24 25 26

34 35 36

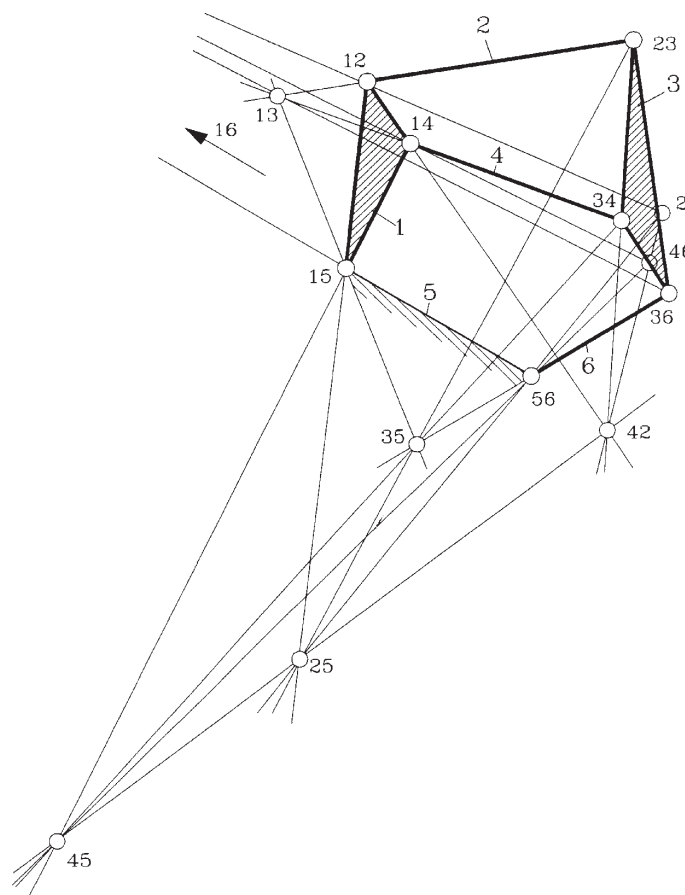
45 46

56

Niektóre z tych chwilowych środków obrotu, tzw. środki stałe i trwałe (rys. 06.2), narzucają wprost położenia par kinematycznych (zostały one podkreślone). Pozostałe wyznaczamy na podstawie twierdzenia o trzech chwilowych środkach obrotu, np. według podanego schematu:



Rys. 06.1



Rys. 06.2

$$\begin{array}{l}
 \left. \begin{array}{l} 12 - 14 \\ 32 - 34 \end{array} \right\} \rightarrow 24 \\
 \left. \begin{array}{l} 13 - 15 \\ 36 - 56 \end{array} \right\} \rightarrow 35 \\
 \left. \begin{array}{l} 24 - 25 \\ 14 - 15 \end{array} \right\} \rightarrow 45 \\
 \left. \begin{array}{l} 56 - 15 \\ 46 - 14 \end{array} \right\} \rightarrow 16 \\
 \left. \begin{array}{l} 14 - 34 \\ 12 - 23 \end{array} \right\} \rightarrow 13 \\
 \left. \begin{array}{l} 23 - 35 \\ 12 - 15 \end{array} \right\} \rightarrow 25 \\
 \left. \begin{array}{l} 34 - 36 \\ 45 - 56 \end{array} \right\} \rightarrow 46 \\
 \left. \begin{array}{l} 16 - 12 \\ 36 - 23 \end{array} \right\} \rightarrow 26
 \end{array}$$

Kolejność wyznaczania może być oczywiście inna. Na koniec zwróćmy uwagę, że w każdym chwilowym środku obrotu przecinają się 4 proste.

Zadanie 07

Dla czworoboku przedstawionego na rys.07 określić prędkość kątową ω_4 przy założeniu, że znana jest prędkość kątowna ω_2 , a mechanizm został narysowany w podziale.

Rozwiązanie

Zadanie zostanie rozwiązane metodą równań wektorowych. W analizowanym układzie (rys.07) para postępową nie pokrywa się z parą obrotową, a więc można wprowadzić równoważny kinematycznie mechanizm zastępczy, w którym para postępową zostanie przesunięta do pary obrotowej (rys. 07). (Zwróćmy uwagę, że można tę parę również przesunąć do pary obrotowej B .) Zabieg taki nie zmienia położenia środków obrotu (S_{34} leży w nieskończoności), a więc nie zmienia prędkości kątowych członów mechanizmu. Dla mechanizmu zastępczego (rys. 07) można za pomocą równań wektorowych wyznaczyć dowolne prędkości.

Najpierw określono prędkość punktu B należącego do członu napędowego

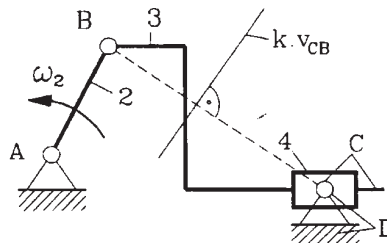
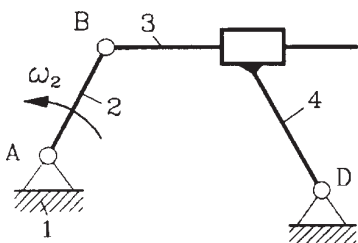
$$v_B = \omega_2 \cdot AB.$$

Punkt ten jednocześnie należy do członu 3, z którym jest związany punkt C , którego prędkość można wyrazić związkami

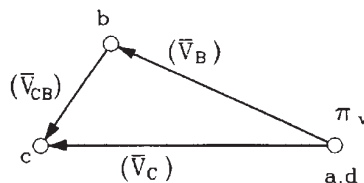
$$\underline{v_C} = \underline{v_B} + \underline{v_{CB}}.$$

Równania tego nie można rozwiązać ze względu na brak kierunku wektora v_C . W celu określenia wektora v_C wykorzystano fakt, że punkt C należy do członu 3 i pokrywa się z punktem D (o znanej prędkości) należącym do członu 4, a więc

$$\underline{v_C} = \underline{v_D} + \underline{v_{CD}}.$$



Mechanizm zastępczy



Rys. 07

Równania określające v_C rozwiązano graficznie na rys. 07 i otrzymano moduły oraz zwroty prędkości v_C i v_{CB} .

Do wyznaczenia prędkości kątowej członu 4 wykorzystano związek między prędkościami kątowymi dwóch członów tworzących parę postępową

$$\overline{\omega}_4 = \overline{\omega}_3 + \overline{\omega}_{43}.$$

W parze postępowej $\omega_{43} = 0$, czyli

$$\overline{\omega}_4 = \overline{\omega}_3.$$

Prędkość kątową członu 3 wyznaczono z prędkości v_{CB} ruchu obrotowego punktu C wokół B

$$\omega_3 = \frac{v_{CB}}{CB}$$

Zwrot tej prędkości jest zgodny z ruchem wskazówek zegara.

Zadanie 08

Dany jest mechanizm wytrząsacza narysowany w podziałce $\kappa_i = l_i/(l_i)$. Długość członu $l_{AB} = 0,1$ m. Określić chwilową prędkość v_K punktu K oraz chwilową prędkość kątową ω_{36} ruchu względnego członu 3 względem podstawy 6 przy założeniu, że $\omega_1 = 5$ rad/s.

Rozwiązanie

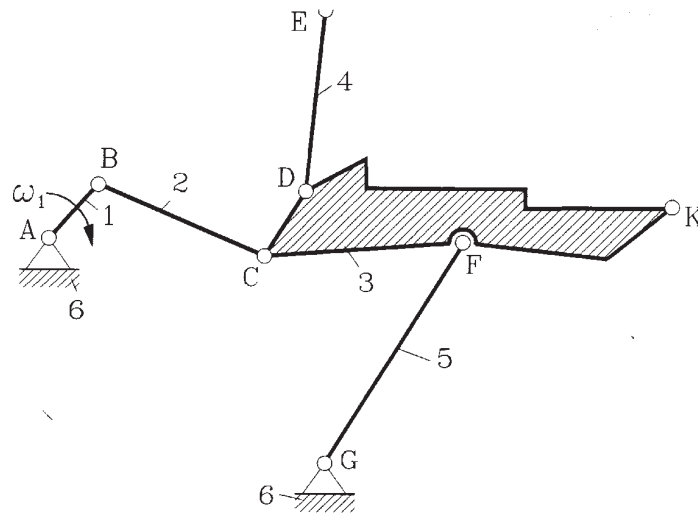
Zadanie rozwiążemy graficznie metodą planu prędkości. Analizowany układ wytrząsacza stanowi mechanizm III klasy. Można więc go rozwiązać, stosując odpowiednią metodę planu prędkości. W tym przypadku można też prościej rozwiązać zagadnienie z wykorzystaniem chwilowego środka obrotu. Obliczamy prędkość punktu B członu AB (rys. 08.1)

$$v_B = (v_{AB})\kappa_v = l_{AB}\omega_1 = 0,5 \text{ ms}^{-1}.$$

Punkt B jest jednocześnie punktem członu BC . Między prędkościami punktów B i C tego członu zachodzi relacja

$$\underline{\underline{v_C}} = \underline{\underline{v_B}} + \underline{\underline{v_{CB}}}.$$

Wektor v_B jest określony co do modułu, kierunku i zwrotu, v_{CB} – tylko co do kierunku. Kierunek szukanego wektora v_C znajdziemy wykorzystując chwilowy środek obrotu S_{36} członu 3 względem podstawy 6 (rys. 08.2). Obieramy podziałkę prędkości $\kappa_v = v_i/(v_i)$ i z dowolnie obranego bieguna prędkości π_v odkładamy $(v_B) = \pi_v b = v_B/\kappa_v$. Prowadząc przez b prostą prostopadłą do BC oraz przez π_v kierunek prostopadły do

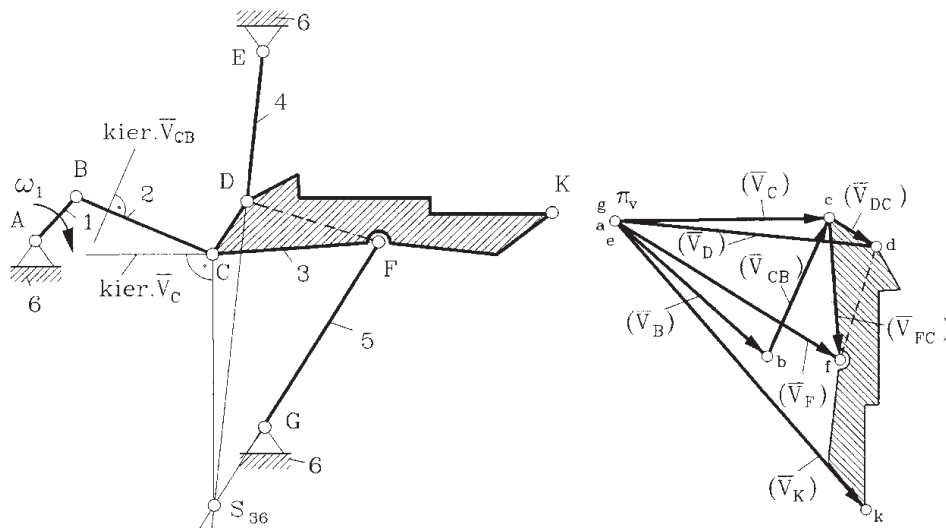


Rys. 08.1

$S_{36}C$ znajdziemy na przecięciu punkt c i tym samym (v_C) i (v_{CB}). Aby znaleźć prędkość punktów D i F , wykorzystujemy odpowiednie zależności wektorowe:

$$\underline{\underline{v_D}} = \underline{\underline{v_C}} + \underline{\underline{v_{DC}}} \quad \text{oraz} \quad \underline{\underline{v_F}} = \underline{\underline{v_C}} + \underline{\underline{v_{FC}}}.$$

Opierając się na tak znalezionych punktach c oraz f na planie prędkości, znajdziemy prędkość dowolnego punktu członu kierując się zasadą podobieństwa, która dla naszego



Rys. 08.2

przypadku oznacza, że figura $cdfk$ jest podobna do figury $CDFK$ i obrócona o kąt $\pi/2$ rad.

Szukane wielkości wynoszą:

$$v_K = (v_K)\kappa_v = 1,03 \text{ m/s},$$

$$\omega_{36} = \frac{(v_C)\kappa_v}{(CS_{36})} = \frac{(v_D)\kappa_v}{(DS_{36})\kappa_l} = \frac{(v_F)\kappa_v}{(SF)\kappa_l} = \frac{(v_{DC})\kappa_v}{(DC)\kappa_l} = 0,685 \text{ rad/s}.$$

Zadanie 09

Określić przyspieszenie kątowe ε_4 członu 4 w mechanizmie przedstawionym na rys. 09.1, jeżeli: $AD = 1,4$ m; $AC = 0,8$ m; $CB = 0,8$ m; $v_w = 0,1$ m/s.

Rozwiązanie

Zadanie zostanie rozwiązane metodą równań wektorowych. W układzie tym siłownik zostanie zastąpiony układem zastępczym (rys.09.2), w którym prędkość v_w zmiany długości siłownika reprezentowana jest prędkością względną v_{BA} .

Prędkość punktu B określono ($v_A = 0$) z zależności:

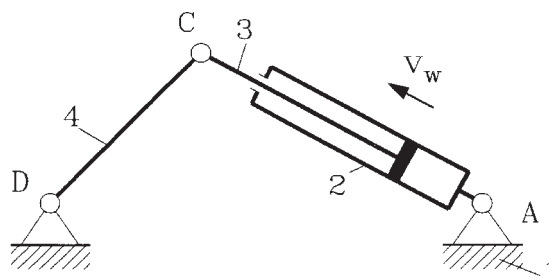
$$\underline{\underline{v_B}} = \underline{\underline{v_A}} + \underline{\underline{v_{BA}}} \Rightarrow \underline{\underline{v_B}} = \underline{\underline{v_{BA}}} = \underline{\underline{v_w}}.$$

Znając v_B możemy wyznaczyć v_C :

$$\underline{\underline{v_C}} = \underline{\underline{v_B}} + \underline{\underline{v_{CB}}}.$$

Rozwiązanie tego równania, przedstawione na rys. 09.2, pozwala określić prędkości kątowe członów 3 i 4:

$$\omega_3 = \frac{v_{CB}}{CB}; \quad \omega_4 = \frac{v_C}{CD}.$$



Rys. 09.1

Zwrot prędkości kątowej ω_3 jest zgodny z ruchem wskazówek zegara, a zwrot ω_4 jest przeciwny do ω_3 (jak to wykazać?).

Po określeniu prędkości kątowych członów i prędkości liniowych punktów B i C można przystąpić do wyznaczenia przyspieszenia ε_4 . Moduł tego przyspieszenia można określić z zależności:

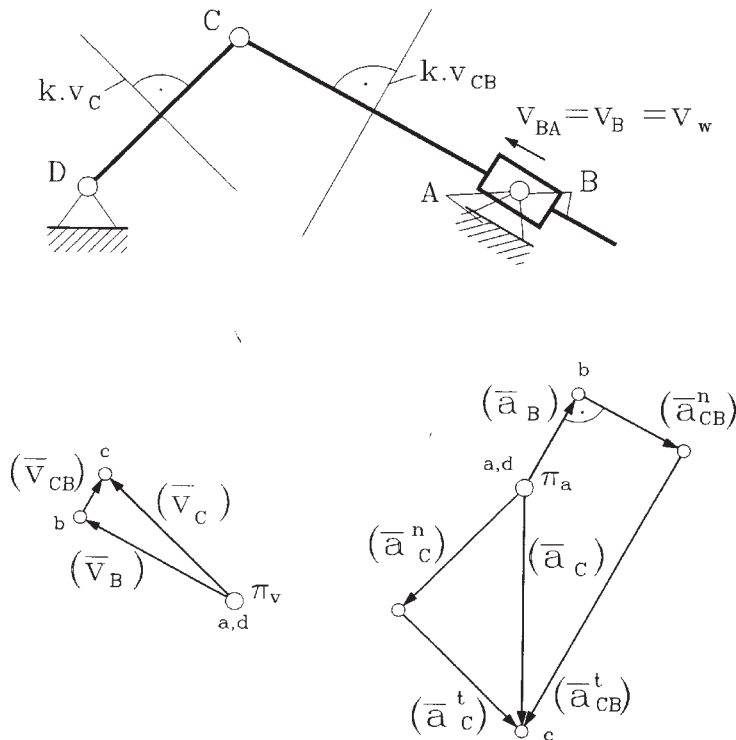
$$\varepsilon_4 = \frac{a_{CD}^t}{CD},$$

co oznacza konieczność wyznaczenia przyspieszenia punktu C , a wcześniej, analogicznie jak dla prędkości, przyspieszenia punktu B :

$$\underline{\underline{\underline{\underline{a_B}}}}} = \underline{\underline{\underline{\underline{a_A}}}} + \underline{\underline{\underline{\underline{a_{BA}^t}}}} + \underline{\underline{\underline{\underline{a_{AB}^n}}}} + \underline{\underline{\underline{\underline{a_{BA}^c}}}},$$

gdzie

$$a_A = 0,$$



Rys. 09.2

$$a_{BA}^t = \frac{dv_{BA}}{dt} = 0, \text{ bo } v_{BA} = v_w = \text{const},$$

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{\rho} = 0,$$

$$\bar{a}_{BA}^c = 2\bar{\omega}_3 \times \bar{v}_{BA},$$

po podstawieniu otrzymano

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{BA}^c.$$

Wektor \bar{a}_{BA}^c jest prostopadły do \bar{v}_{BA} , a jego zwrot (rys.09.2) otrzymano przez obrót wektora \bar{v}_{BA} o 90° zgodnie z prędkością kątową ω_3 .

Szukane przyspieszenie a_c^t występuje w relacji

$$\underline{\underline{\bar{a}_C^n}} + \underline{\underline{\bar{a}_C^t}} = \underline{\underline{\bar{a}_B}} + \underline{\underline{\bar{a}_{CB}^n}} + \underline{\underline{\bar{a}_{CB}^t}}.$$

Moduły przyspieszeń normalnych wyliczono z zależności

$$a_C^n = \frac{v_C^2}{CD}, \quad a_{CB}^n = \frac{v_{CB}^2}{CB}.$$

Powyższe równanie wektorowe rozwiązano graficznie na rys.09.2 uzyskując poszukiwane przyspieszenie a_c^t ; co pozwoliło określić ε_4 z zależności

$$\varepsilon_4 = \frac{a_c^t}{CD},$$

zwrot tego przyspieszenia jest zgodny z ruchem wskazówek zegara.

Zadanie 010

Wykreślić plan przyspieszeń mechanizmu zadanego na rys. 010 w podziałce κ_i . Długość członu AB wynosi 0,05 m, a jego prędkość kątowna $\omega_1 = 10$ rad/s.

Rozwiązanie

Jest to mechanizm III klasy, bowiem po wydzieleniu podstawy 6 i członu czynnego 1 pozostaje tylko grupa III klasy złożona z członów 2, 3, 4 i 5.

Określenie przyspieszeń poprzedzimy analizą prędkości:

$$v_B = \omega_1 l_{AB} = 10 \cdot 0,05 = 0,5 \text{ m/s}.$$

Zakładamy podziałkę prędkości $\kappa_v = v_i/(v_i)$ i z bieguna π_v odkładamy odcinek (rys.010):

$$\pi_v b = \frac{v_B}{\kappa_v}$$

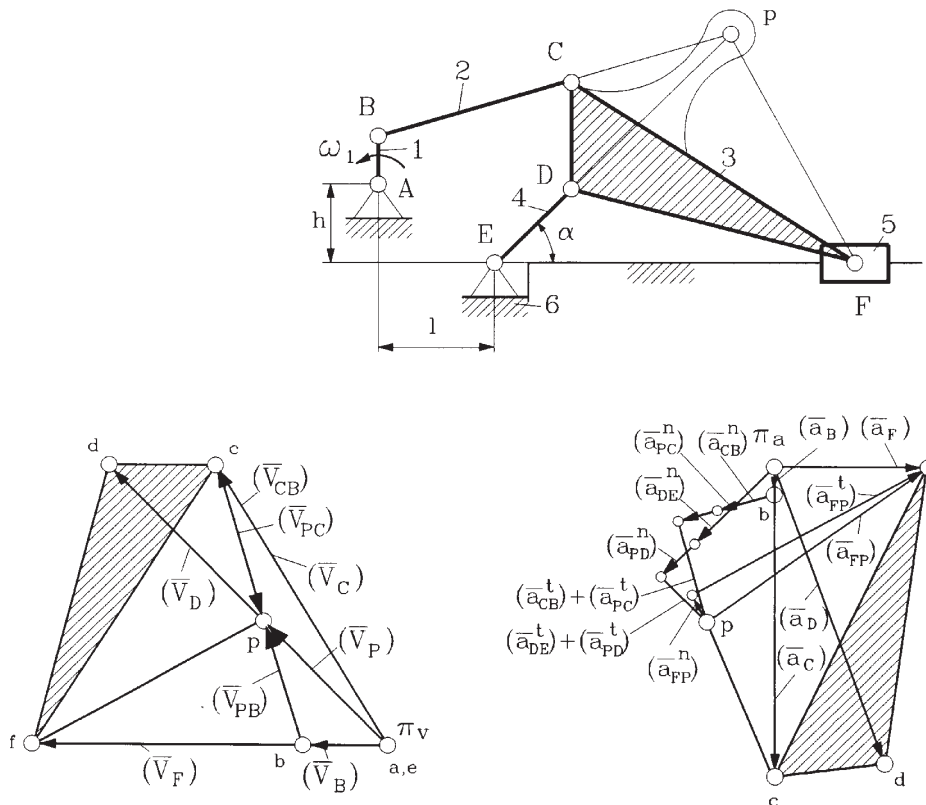
Wyrażamy v_C równaniami:

$$\underline{v_C} = \underline{v_B} + \underline{v_{CB}},$$

$$\underline{v_C} = \underline{v_D} + \underline{v_{CD}}.$$

Do rozwiązania graficznego tych równań jest potrzebny kierunek v_C , który można znaleźć wykorzystując chwilowy środek obrotu członu 3 względem 6. Rozwiążemy to zadanie bez wyznaczania środka obrotu za pomocą punktu pomocniczego (Assura). Jest to metoda umożliwiająca rozwiązywanie mechanizmów III klasy.

Obieramy punkt P należący do członu 3 na przecięciu kierunków prostopadłych do prędkości względnych v_{BC} i v_{ED} . Dla punktu tego napiszemy:



Rys. 010

$$\underline{v_P} = \underline{v_C} + \underline{v_{PC}} = \underline{v_B} + \underline{v_{CB}} + \underline{v_{PC}},$$

$$\underline{v_P} = \underline{v_D} + \underline{v_{PD}} = \underline{v_E} + \underline{v_{DE}} + \underline{v_{PD}},$$

Zauważamy, że w pierwszym z tych równań prędkości względne v_{CB} i v_{PC} mają ten sam kierunek. To samo można powiedzieć o wektorach v_{DE} i v_{PD} z drugiego równania (tak właśnie celowo został obrany punkt P). Wykorzystując to można określić prędkość punktu P .

Na podstawie pierwszego równania z końca b wektora v_B prowadzimy wspólny kierunek prędkości v_{CB} i v_{PC} , a na podstawie równania drugiego (przy $v_E = 0$) z bieguna prowadzimy kierunek prędkości względnych v_{DE} i v_{PD} . Na przecięciu otrzymujemy punkt p jako koniec wektora v_P .

Gdy znamy prędkość punktu P , znajdziemy bez trudu prędkość punktu F na podstawie relacji

$$\underline{v_F} = \underline{v_P} + \underline{v_{FP}},$$

a następnie, np. na zasadzie podobieństwa, również prędkości pozostałych punktów D i C .

Podczas wykreślenia planu przyspieszeń posłużymy się analogiczną metodą.

Dla obranego punktu P (rys.010) można ułożyć równania:

$$\underline{a_P} = \underline{a_C} + \underline{a_{PC}^n} + \underline{a_{PC}^t},$$

$$\underline{a_P} = \underline{a_D} + \underline{a_{PD}^n} + \underline{a_{PD}^t}.$$

Po uwzględnieniu

$$\underline{a_C} = \underline{a_B} + \underline{a_{CB}^n} + \underline{a_{CB}^t}$$

oraz

$$\underline{a_D} = \underline{a_E} + \underline{a_{DE}^n} + \underline{a_{DE}^t},$$

otrzymamy

$$\underline{a_P} = \underline{a_B} + \underline{a_{CB}^n} + \underline{a_{PC}^n} + \underline{a_{CB}^t} + \underline{a_{PC}^t},$$

$$\underline{a_P} = \underline{a_E} + \underline{a_{DE}^n} + \underline{a_{PD}^n} + \underline{a_{DE}^t} + \underline{a_{PD}^t}.$$

Wektory podkreślone w tym układzie równań 3 kreskami można określić bezpośrednio na podstawie znanych prędkości, przyspieszenia styczne zaś są znane co do kierunków (wykorzystanie punktu Assura P). W tej sytuacji można znaleźć wykreślnie a_P .

Obieramy podziałkę przyspieszeń $\kappa_a = a_i/(a_i)$ i ustalamy moduły przyspieszeń składowych podkreślonych trzema kreskami:

$$\underline{\underline{(a_B)}} = \frac{l_{AB}\omega_1^2}{\kappa_a}$$

$$\underline{\underline{(a_{CB}^n)}} = \frac{v_{CB}^2}{l_{CB} \cdot \kappa_a} = \frac{(v_{CB})^2 \cdot \kappa_v^2}{l_{CB} \cdot \kappa_a},$$

$$\underline{\underline{(a_{PC}^n)}} = \frac{v_{PC}^2}{l_{PC} \cdot \kappa_a} = \frac{(v_{PC})^2 \cdot \kappa_v^2}{l_{PC} \cdot \kappa_a},$$

$$a_E = 0,$$

$$\underline{\underline{(a_{DE}^n)}} = \frac{v_{DE}^2}{l_{DE} \cdot \kappa_a} = \frac{(v_{DE})^2 \cdot \kappa_v^2}{l_{DE} \cdot \kappa_a},$$

$$\underline{\underline{(a_{PD}^n)}} = \frac{v_{PD}^2}{l_{PD} \cdot \kappa_a} = \frac{(v_{PD})^2 \cdot \kappa_v^2}{l_{PD} \cdot \kappa_a}.$$

Tak wyliczone moduły przyspieszeń oraz znane ich kierunki i zwroty, jak również kierunki przyspieszeń stycznych, pozwolą znaleźć przyspieszenie punktu P (plan przyspieszeń – rys.010).

Teraz można już określić przyspieszenie, np. punktu F , bowiem:

$$\underline{\underline{\underline{a_F}}} = \underline{\underline{\underline{a_P}}} + \underline{\underline{\underline{a_{FP}^n}}} + \underline{\underline{\underline{a_{FP}^t}}},$$

gdzie

$$\underline{\underline{\underline{(a_{FP}^n)}}} = \frac{v_{FP}^2}{l_{FP} \cdot \kappa_a} = \frac{(v_{FP})^2 \cdot \kappa_v^2}{(l_{FP}) \cdot \kappa_l \cdot \kappa_a}.$$

Gdy znamy przyspieszenie punktów P i F , określimy przyspieszenie pozostałych punktów, wykorzystując np. metodę podobieństwa.

Zadanie 011

Określić prędkość i przyspieszenie punktu F , jeżeli: $l_{AC} = 5$ m, $l_{AB} = 4$ m, $l_{CD} = 10$ m, $l_{DE} = 10$ m, $l_{EF} = 7$ m, $l_{DF} = 9$ m, $\omega = 10$ rad/s, $\alpha = \pi/4$ rad.

Rozwiązanie

W skład mechanizmu wchodzi grupa I oraz II klasy. Jest to więc mechanizm II klasy. Prędkość i przyspieszenie punktu F znajdziemy za pomocą planów prędkości i przyspieszeń.

1. Określenie prędkości punktu F

Prędkość punktu B

$$v_B = \omega l_{AB} = 10 \cdot 4 = 40 \text{ m/s.}$$

Zakładamy podziałkę prędkości κ_v i z bieguna π_v (rys.011) odkładamy odcinek

$$\pi_v b = (v_B) = \frac{v_B}{\kappa_v}.$$

Piszemy równanie wektorowe określające v_G :

$$\underline{v_G} = \underline{v_B} + \underline{v_{GB}}.$$

W równaniu tym znamy moduł, kierunek i zwrot wektora prędkości v_B (trzy podkreślenia) oraz kierunki wektorów v_G i v_{GB} (jedno podkreślenie). Równanie to można więc rozwiązać graficznie.

Następnie korzystając z proporcji

$$\frac{(v_D)\kappa_v}{l_{CD}} = \frac{(v_G)\kappa_v}{l_{CG}}$$

określamy

$$(v_D) = (v_G) \frac{l_{CD}}{l_{CG}}$$

oraz

$$v_D = (v_D) \kappa_v = 35 \text{ m/s.}$$

Podobnie można napisać równanie wektorowe określające prędkość punktu E :

$$\underline{v_E} = \underline{v_D} + \underline{v_{ED}}.$$

W równaniu tym znamy moduł i zwrot wektora prędkości punktu D oraz kierunki wektorów v_E i v_{ED} . Równanie można rozwiązać graficznie. Prędkość punktu F określi-

gdzie $a_B^t = \varepsilon \cdot l_{AB} = 0$, ponieważ przy założeniu $\omega = \text{const}$, $\varepsilon = 0$.

$$a_B^n = \omega^2 \cdot l_{AB} = 10^2 \cdot 4 = 400 \text{ m/s}^2.$$

Zakładamy podziałkę przyspieszeń κ_a i z bieguna π_a (rys.11) odkładamy odcinek

$$\pi_a b = (a_B^n) = \frac{a_B^n}{\kappa_a}.$$

Dla punktu G można ułożyć równanie

$$\overline{a_G} = \overline{a_B} + \overline{a_{GB}}$$

lub

$$\underline{\underline{\overline{a_G^n}}} + \underline{\underline{\overline{a_G^t}}} = \underline{\underline{\overline{a_B^n}}} + \underline{\underline{\overline{a_{GB}^n}}} + \underline{\underline{\overline{a_{GB}^t}}} + \underline{\underline{\overline{a_{GB}^c}}}.$$

Wektory podkreślone w tym równaniu trzema kreskami są znane i można je określić bezpośrednio z następujących zależności:

$$(a_G^n) = \frac{v_G^2}{l_{GC} \cdot \kappa_a},$$

$$(a_{GB}^n) = \frac{v_{GB}^2}{\rho \cdot \kappa_a} = 0, \quad \text{bo } \rho = \infty,$$

$$(a_{GB}^c) = 2 \frac{v_{GB} \cdot \omega_u}{\kappa_a} = 2 \frac{(v_{GB})(v_D) \kappa_v^2}{l_{CD} \cdot \kappa_a}.$$

Przyspieszenie Coriolisa jest prostopadłe do kierunku prędkości względnej v_{GB} , a zwrot jest zgodny z prędkością kątową $\omega_u = v_D/l_{CD}$.

Przyspieszenie punktu D określamy z zależności:

$$\overline{a_D} = \underline{\underline{\overline{a_D^n}}} + \underline{\underline{\overline{a_D^t}}},$$

gdzie

$$(a_D^n) = \frac{v_D^2}{l_{CD} \cdot \kappa_a} = \frac{(v_D)^2 \cdot \kappa_v^2}{l_{CD} \cdot \kappa_a},$$

$$(a_D^t) = \varepsilon \cdot l_{CD} = \frac{(a_G^t)}{l_{CG}} l_{CD}.$$

Przyspieszenie punktu E określamy z równania

$$\underline{\underline{\bar{a}_E}} = \underline{\underline{\bar{a}_D}} + \underline{\underline{\bar{a}_{ED}^n}} + \underline{\underline{\bar{a}_{ED}^t}},$$

gdzie

$$(a_{ED}^n) = \frac{(v_{ED})^2 \cdot \kappa_v^2}{l_{ED} \cdot \kappa_a}.$$

Przyspieszenie punktu F określimy z układu równań:

$$\bar{a}_F = \underline{\underline{\bar{a}_E}} + \underline{\underline{\bar{a}_{FE}^n}} + \underline{\underline{\bar{a}_{FE}^t}},$$

$$\bar{a}_F = \underline{\underline{\bar{a}_D}} + \underline{\underline{\bar{a}_{FD}^n}} + \underline{\underline{\bar{a}_{FD}^t}}.$$

W tym celu określamy przyspieszenie normalne a_{FE}^n i a_{FD}^n

$$(a_{FE}^n) = \frac{(v_{FE})^2 \cdot \kappa_v^2}{l_{FE} \cdot \kappa_a},$$

$$(a_{FD}^n) = \frac{(v_{FD})^2 \cdot \kappa_v^2}{l_{FD} \cdot \kappa_a}.$$

Punkt przecięcia kierunków przyspieszeń a_{FE}^t i a_{FD}^t , połączony z biegunem π_a , daje szukane przyspieszenie punktu F :

$$a_F = (a_F) \kappa_a = 365 \text{ m/s}^2.$$

Zadanie 012

Wykreślić przebieg prędkości i przyspieszeń punktu M łącznika BMC podanego mechanizmu (rys. 012.1) dla pełnego cyklu ruchu, jeżeli: $l_{AB} = 0,2 \text{ m}$, $l_{AC} = 0,5 \text{ m}$, $l_{BM} = 0,3 \text{ m}$, $\alpha = \pi/3 \text{ rad}$, $\omega = 8\pi \text{ rad/s}$.

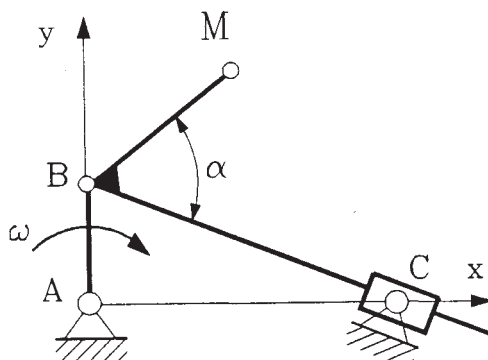
Rozwiązanie

Zadanie to rozwiążemy metodą wykresów czasowych, stosowaną zwykle w przypadkach bardziej złożonych mechanizmów, gdy inne metody są zbyt pracochłonne.

Wykreślamy mechanizm w podziale κ_l oraz tor odcinany punktu M metodą geometryczną lub wzornikową (rys. 012.2).

Liczmy okres (czas pełnego cyklu):

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{8\pi} = \frac{1}{4} \text{ s.}$$



Rys. 12.1

Przy podziale drogi kątowej członu napędzającego AB na 8 równych części, drogę punktu M podzielono na odcinki przebyte w czasie

$$\Delta t = \frac{T}{8} = \frac{1}{32} \text{ s.}$$

Wprowadzamy dowolny układ odniesienia (tu prostokątny układ xAy) i budujemy wykresy $(S_x) = f_x(t)$ i $(S_y) = f_y(t)$ przy założeniu odpowiedniej podziałki czasu κ_t .

Zakładając, że przedziałowi $\Delta t = 1/32$ s na rysunku będzie odpowiadał odcinek (Δt) , otrzymamy

$$\kappa_t = \frac{\Delta t}{(\Delta t)}.$$

Po zróżniczkowaniu graficznym (operację różniczkowania pokazano dla punktu 2) otrzymano wykresy $(v_x) = f'_x(t)$ i $(v_y) = f'_y(t)$ oraz $(a_x) = f''_x(t)$ i $(a_y) = f''_y(t)$.

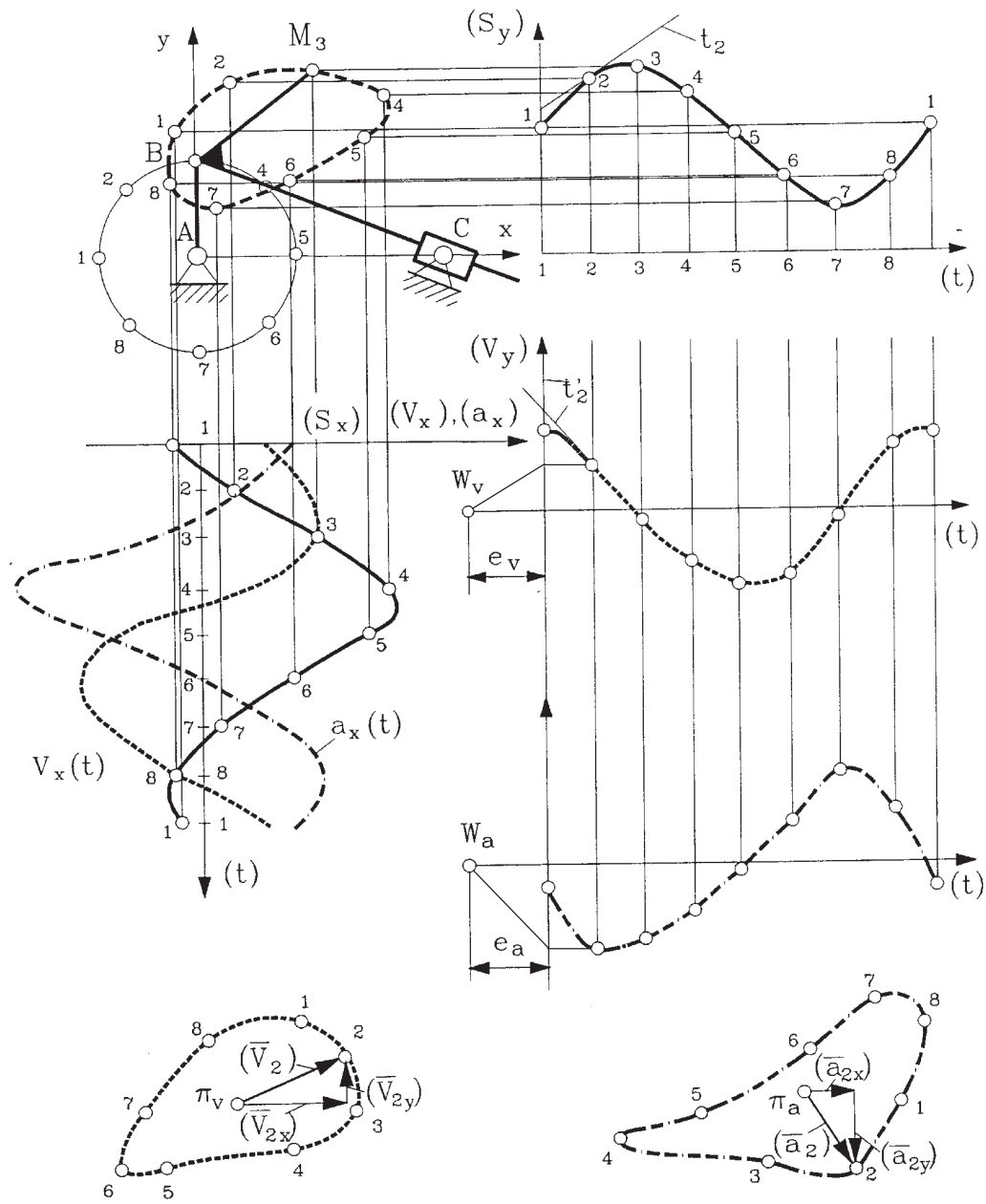
Liczymy podziałki wykresów:

$$\kappa_v = \frac{\kappa_1}{\kappa_t \cdot e_v},$$

$$\kappa_a = \frac{\kappa_1}{\kappa_t^2 \cdot e_v \cdot e_a}.$$

Następnie wyznaczamy prędkość i przyspieszenie punktu M , przykładowo w położeniu 2 będzie

$$(\bar{v}_2) = (\bar{v}_{2x}) + (\bar{v}_{2y}) \quad \text{i} \quad (\bar{a}_2) = (\bar{a}_{2x}) + (\bar{a}_{2y}),$$



Rys. 012.2

a wartości rzeczywiste wyniosą

$$v_2 = (v_2) \cdot \kappa_v = 5,1 \text{ m/s} \quad \text{i} \quad a_2 = (a_2) \cdot \kappa_a = 77 \text{ m/s}^2.$$

Powtarzając takie operacje dodawania wektorowego składowych prędkości i przyspieszeń dla kolejnych położenia punktu M i odkładając otrzymane wektory z jednego punktu (bieguna), otrzymamy biegunowe wykresy prędkości i przyspieszeń dla pełnego cyklu ruchu, zwane hodografami.

Zadanie 013

Ruch czworoboku $ABCD$ (rys. 013) jest wymuszony zmianą długości siłownika MN wydłużającego się ze stałą prędkością v_w . Określić prędkość i przyspieszenie punktu łącznikowego M . Przyjąć $v_w = 0,1 \text{ m/s}$; wymiar mechanizmu określa rysunek narysowany w podziałce $\kappa_l = 10$.

Rozwiązanie

Należy zwrócić uwagę, że punkty M i N mocowania siłownika są ruchome, w związku z czym bezpośrednio wykorzystanie równań wektorowych prędkości i przyspieszeń nie jest możliwe.

Spośród kilku możliwych metod rozwiązania wybrano metodę toru odcelowanego. Wymaga ona narysowania układu w trzech kolejnych położeniach, charakteryzujących się tym, że czasy Δt przejścia mechanizmu między tymi położeniami są sobie równe. Wtedy możliwe jest określanie prędkości i przyspieszeń punktów w położeniu pośrednim. W rozpatrywanym układzie, w którym interesujemy się ruchem punktu M , oznacza to konieczność wykreślenia (oprócz nominalnego) dwóch dodatkowych położenia:

1. Dla $M_1N_1 = MN - v_w \Delta t$ (punkt M zajmie wtedy położenie M_1).
2. Dla $M_2N_2 = MN + v_w \Delta t$ (punkt M zajmie wtedy położenie M_2).

Czytelnik zechce się zastanowić nad metodą konstrukcyjnego wyznaczenia tych położenia. Podpowiadamy tylko, że zadanie się upraszcza, jeśli za człon odniesienia (podstawę) przyjmie jeden z wahaczy ABM lub CDN .

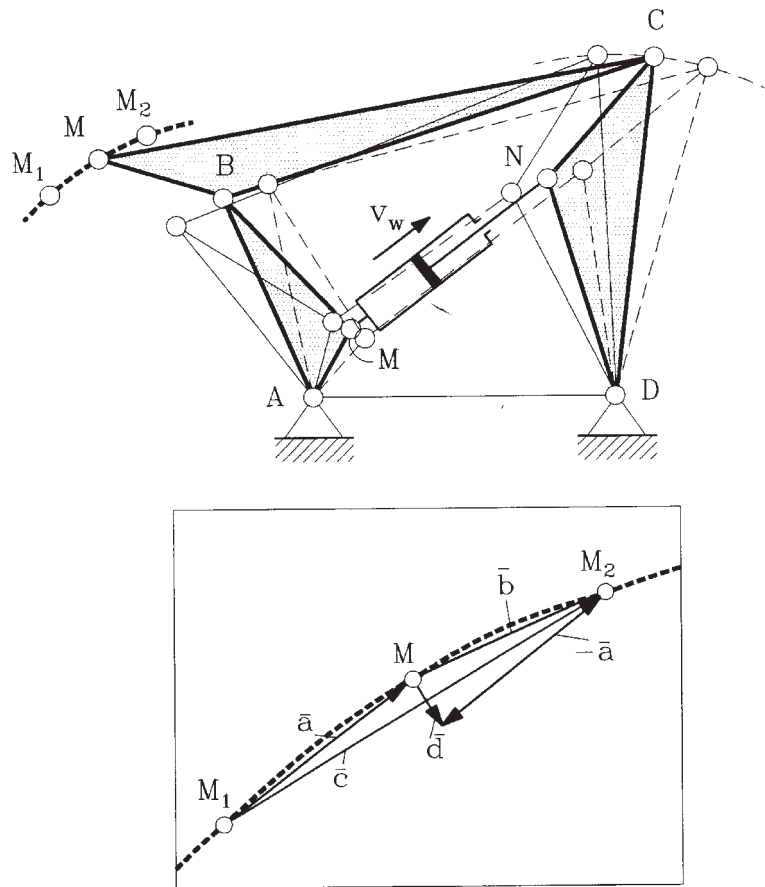
Na rysunku 013 pokazano mechanizm w wymaganych położeniach i wykreślono fragment toru punktu M , który został powiększony. Prędkość punktu M według metody toru odcelowanego określa zależność:

$$\bar{v}_M = \frac{\bar{a} + \bar{b}}{2\Delta t} = \frac{\bar{c}}{2\Delta t},$$

a po uwzględnieniu podziałki

$$v_M = \frac{(c)\kappa_l}{2\Delta t}.$$

Natomiast wektor przyspieszenia jest reprezentowany przez wektor d , przy czym jego wartość określa zależność



Rys. 013

$$\bar{a}_M = \frac{\bar{v}_{MM2} - \bar{v}_{M1M}}{\Delta t^2} = \frac{\bar{d}}{\Delta t^2},$$

a po uwzględnieniu podziałki

$$a_M = \frac{(d)\kappa_l}{\Delta t^2}.$$

Po wstawieniu odpowiednich wartości

$$v_w = 0,1 \text{ m/s}, \Delta t = 0,04 \text{ s}, \kappa_l = 10,$$

$$(c) = 0,017 \text{ m}, (d) = 0,003 \text{ m},$$

otrzymano

$$v_M = 2,1 \text{ m/s}, a_M = 0,07 \text{ m/s}^2.$$

Zadanie 014

Dla manipulatora płaskiego (rys. 014) należy:

1. Wyprowadzić macierz transformacji ${}^0\mathbf{A}_3$, opisującej ruch chwytaka 3 w układzie x_0, y_0 .
2. Znaleźć wyrażenia określające składowe prędkości punktu M względem podstawy.
3. Dla znanych wartości q_i , dq_i/dt wyznaczyć analitycznie i graficznie prędkość punktu M .

Rozwiązanie

Ad. 1. Macierz ${}^0\mathbf{A}_3$ występuje w relacji

$${}^0r_M = {}^0\mathbf{A}_3 {}^3r_M = {}^0\mathbf{A}_1 {}^1\mathbf{A}_2 {}^2\mathbf{A}_3 {}^3r_M$$

gdzie ${}^{i-1}\mathbf{A}_i$ mają postać

$${}^{i-1}\mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} \cos \varphi_i & -\sin \varphi_i & u_i \\ \sin \varphi_i & \cos \varphi_i & v_i \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

i opisują w istocie transformację układu współrzędnych $x_i y_i$ w $x_{i-1} y_{i-1}$.

Poszczególne zmienne oznaczają:

u_i, v_i – współrzędne początku układu $x_i y_i$ w $x_{i-1} y_{i-1}$,

φ_i – kąt obrotu osi x_i w stosunku do osi x_{i-1} .

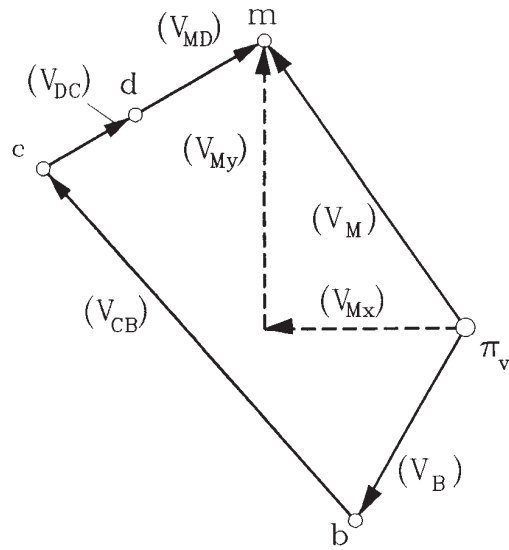
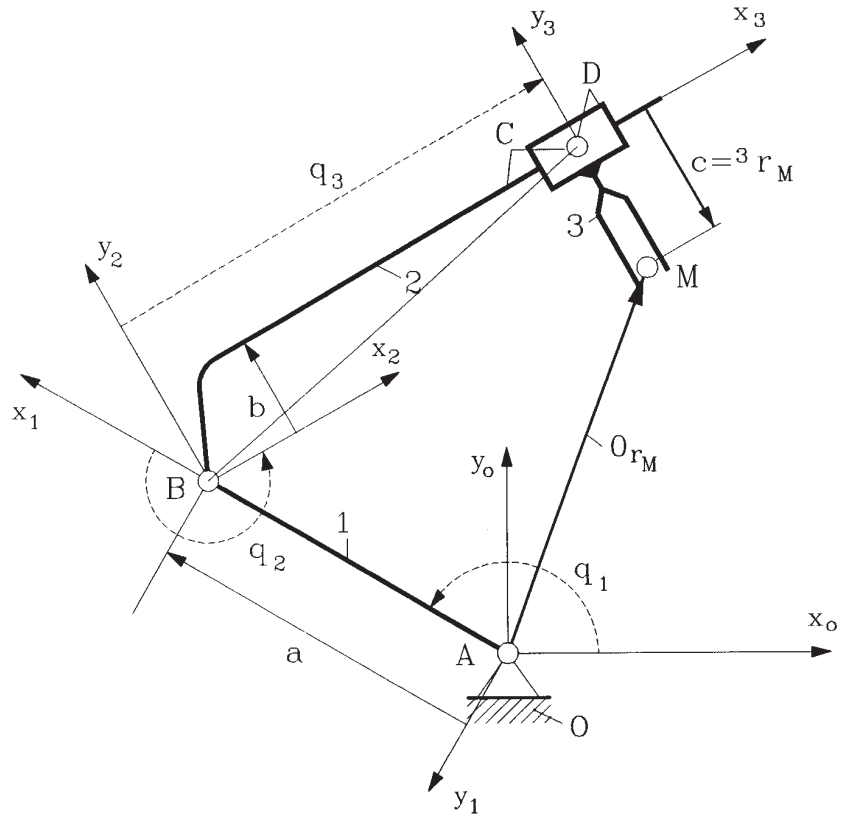
W rozpatrywanym przypadku jest więc (oznaczenia zgodne z rys. 014):

$${}^0\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} \cos q_1 & -\sin q_1 & 0 \\ \sin q_1 & \cos q_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$${}^1\mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} \cos q_2 & -\sin q_2 & a \\ \sin q_2 & \cos q_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$${}^2\mathbf{A}_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & q_3 \\ 0 & 1 & b \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Po wymnożeniu macierzy otrzyma się:



Rys. 014

$${}^0\mathbf{A}_3 = \begin{bmatrix} \cos q_1 & -\sin q_1 & 0 \\ \sin q_1 & \cos q_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos q_2 & -\sin q_2 & q_3 \cos q_2 - b \sin q_2 + a \\ \sin q_2 & \cos q_2 & q_3 \sin q_2 + b \cos q_2 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} \cos(q_1 + q_2) & -\sin(q_1 + q_2) & q_3 \cos(q_1 + q_2) - b \sin(q_1 + q_2) + a \cos q_1 \\ \sin(q_1 + q_2) & \cos(q_1 + q_2) & q_3 \sin(q_1 + q_2) + b \cos(q_1 + q_2) + a \sin q_1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Ad. 2. Współrzędne punktu M w układzie x_0y_0 wyznaczone z równania

$$\begin{bmatrix} x_M \\ y_M \\ 1 \end{bmatrix} = {}^0\mathbf{A}_3 \begin{bmatrix} 0 \\ -c \\ 1 \end{bmatrix}$$

wynoszą:

$$x_M = c \sin(q_1 + q_2) + q_3 \cos(q_1 + q_2) - b \sin(q_1 + q_2) + a \cos q_1$$

$$y_M = -c \cos(q_1 + q_2) + q_3 \sin(q_1 + q_2) + b \cos(q_1 + q_2) + a \sin q_1.$$

Po upochodnieniu po czasie otrzyma się wyrażenia określające prędkości punktu M (w układzie x_0y_0):

$$v_{Mx} = \dot{x}_M = c(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \cos(q_1 + q_2) + \dot{q}_3 \cos(q_1 + q_2) - q_3(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \sin(q_1 + q_2) - b(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \cos(q_1 + q_2) - a\dot{q}_1 \sin q_1,$$

$$v_{My} = \dot{y}_M = c(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \sin(q_1 + q_2) + \dot{q}_3 \sin(q_1 + q_2) + q_3(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \cos(q_1 + q_2) - b(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \sin(q_1 + q_2) + a\dot{q}_1 \cos q_1.$$

Ad. 3. Przyjęto następujące dane:

$$a = 0,47 \text{ m}, b = 0,14 \text{ m}, c = 0,19 \text{ m},$$

$$q_1 = 150[\text{deg}], q_2 = 240 \text{ deg}[\text{deg}], q_3 = 0,67[\text{m}],$$

$$\dot{q}_1 = 1[\text{s}^{-1}], \dot{q}_2 = 0,5[\text{s}^{-1}], \dot{q}_3 = 0,25[\text{ms}^{-1}].$$

Wtedy na podstawie wyprowadzonych zależności otrzyma się:

$$\left. \begin{array}{l} x_M = 0,20 \text{ m} \\ y_M = 0,53 \text{ m} \end{array} \right\} \rightarrow^0 r_M = 0,56 \text{ m},$$

$$v_{Mx} = -0,456 \text{ m/s}, \quad v_{My} = 0,623 \text{ m/s},$$

$$v_M = \sqrt{(v_{Mx})^2 + (v_{My})^2} = 0,77 \text{ m/s}.$$

Rozwiązanie graficzne jest oparte na następujących zależnościach:

$$\begin{aligned} v_B &= \dot{q}_1 a, \\ \overline{v_C} &= \overline{v_B} + \overline{v_{CB}}, \\ v_{CB} &= (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) BC, \\ \overline{v_D} &= \overline{v_C} + \overline{v_{DC}}, \\ v_{DC} &= \dot{q}_3, \\ \overline{v_M} &= \overline{v_C} + \overline{v_{MC}}, \\ v_{MC} &= (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) c. \end{aligned}$$

Podziałki wynoszą:

$$\kappa_l = 10, \quad \kappa_v = 15,7 \text{ 1/s}.$$

Wartości uzyskane z planu prędkości to:

$$v_{Mx} = -0,44 \text{ m/s}, \quad v_{My} = 0,61 \text{ m/s}.$$

Zadanie 015

Określić przyspieszenie punktu F popychacza, w położeniu jak na rys. 015.1, jeżeli: $l_1 = 0,12 \text{ m}$, $l_2 = 0,02 \text{ m}$, $\varphi = 5\pi/6 \text{ rad}$, $l_{AB} = 0,04 \text{ m}$, $l_{BC} = 0,077 \text{ m}$, $l_3 = 0,08 \text{ m}$, $R = 0,06 \text{ m}$, $l_4 = 0,01 \text{ m}$, $r_k = 0,02 \text{ m}$, $\omega = 10 \text{ rad/s}$.

Rozwiązanie

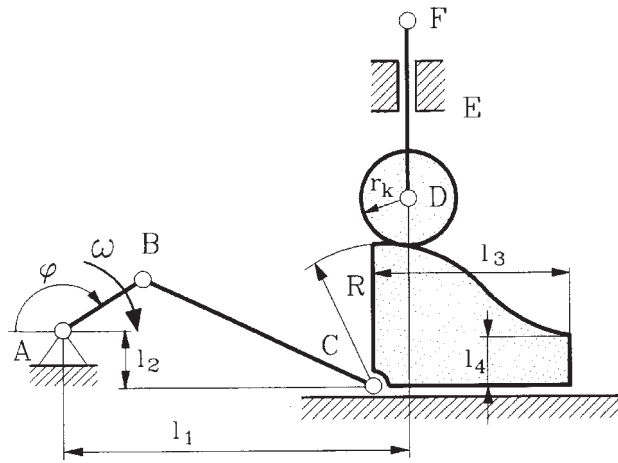
1. Określenie przyspieszenia punktu F w położeniu jak na rys. 015.1

Zadanie rozwiążemy za pomocą mechanizmu zastępczego, który pokazano na rys.015.2 w podziałce κ_l .

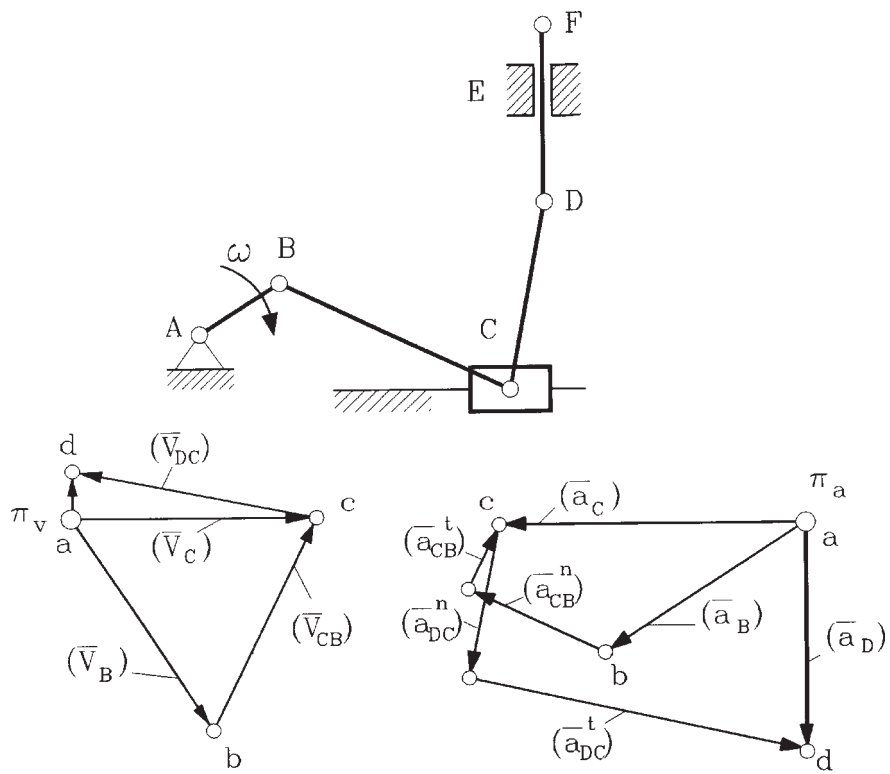
Wyznaczenie przyspieszeń poprzedzimy niezbędną analizą prędkości:

$$v_B = \omega l_{AB} = 10 \cdot 0,04 = 0,4 \text{ m/s}.$$

Zakładamy podziałkę prędkości κ_v i z bieguna π_v odkładamy odcinek $\pi_v b = v_B / \kappa_v$ (rys.015.2). Piszemy równanie wektorowe



Rys. 015.1



Rys. 015.2

$$\underline{v_C} = \underline{v_B} + \underline{v_{CB}}$$

oraz

$$\underline{v_D} = \underline{v_C} + \underline{v_{DC}}$$

i wykreślamy plan prędkości.

Podczas wykreślenia planu przyspieszeń posłużymy się analogiczną metodą

$$a_B = \omega^2 l_{AB} = 10^2 \cdot 0,04 = 4 \text{ m/s}^2.$$

Obieramy podziałkę przyspieszeń κ_a i z bieguna π_a odkładamy odcinek $\pi_a b = a_B/\kappa_a$. Dla punktu C można napisać

$$\underline{a_C} = \underline{a_C} + \underline{a_{CB}^n} + \underline{a_{CB}^t},$$

gdzie

$$a_{CB}^n = \frac{v_{CB}^2}{l_{CB}}.$$

Równanie to rozwiążemy graficznie. Analogicznie dla punktu D można napisać

$$\underline{a_D} = \underline{a_C} + \underline{a_{DC}^n} + \underline{a_{DC}^t},$$

gdzie

$$a_{DC}^n = \frac{v_{DC}^2}{l_{DC}}.$$

Przyspieszenie punktu F równe jest przyspieszeniu punktu D

$$a_F = a_D = (a_D) \kappa_a = 3,5 \text{ m/s}^2.$$

Zadanie 016

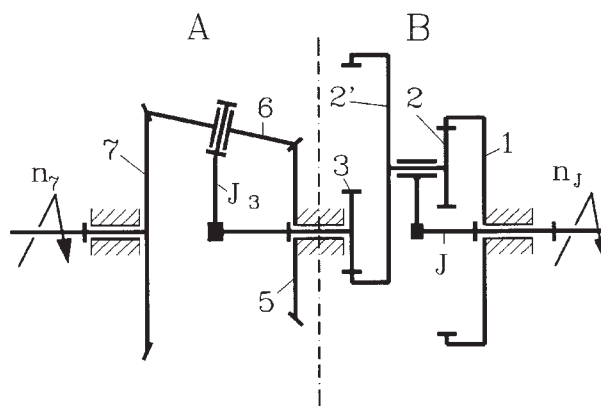
Dla przedstawionej na schemacie przekładni (rys. 016.1) określić obroty koła 7 dla danych: $n_J = 100 \text{ obr/min}$, $z_1 = 60$, $z_2 = 20$, $z_2' = 60$, $z_3 = 20$, $z_5 = 18$, $z_6 = 18$, $z_7 = 36$.

Rozwiązanie

Zauważmy, że złożoną przekładnię można podzielić na dwie przekładnie A oraz B i analizować je oddzielnie.

Dla przekładni B , metodą Willisa, zapiszemy:

$$\frac{n_3 - n_J}{n_1 - n_J} = \frac{z_1}{z_2} (+1) \frac{z_2'}{z_3} (+1),$$



Rys. 016.1

gdy $n_1 = 0$, otrzymamy

$$n_3 = n_J \left(1 - \frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3} \right) = 100 \left(1 - \frac{60 \cdot 60}{20 \cdot 20} \right) = -800 \text{ obr/min.}$$

Dla przekładni A jest

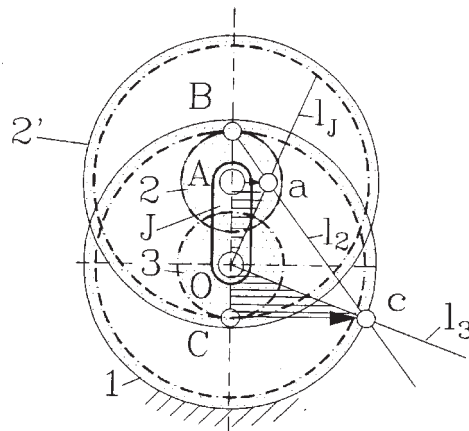
$$\frac{n_7 - n_{J_3}}{n_5 - n_{J_3}} = \frac{z_5}{z_6} (-1) \frac{z_6}{z_{37}} (+1),$$

gdy $n_5 = 0$ i $n_{J_3} = n_3$, otrzymamy

$$n_7 = n_{J_3} \left(1 + \frac{z_5}{z_7} \right) = -800 \left(1 + \frac{18}{36} \right) = -1200 \text{ obr/min.}$$

To samo zadanie rozwiążemy metodami graficznymi.

Rozpoczynamy, jak poprzednio, od części B i rysujemy przekładnię w dowolnej podziałce κ_7 w drugim rzucie (rys. 016.2), oznaczamy punkty obrotu i zazębienia przez O , A , B i C . Wychodząc z danej prędkości kątowej jarzma J rysujemy w dowolnej podziałce κ_v znaną prędkość $(v_A) = Aa$ i kreślimy l_J (miejsce geometryczne końców wektorów prędkości punktów leżących na linii OA). Ponieważ punkt A należy również do koła 2, którego chwilowy środek obrotu leży w punkcie B , kreślimy analogiczną linię l_2 , która obrazuje rozkład prędkości liniowych punktów leżących na pionowej średnicy koła 2, co pozwala określić prędkość punktu $C - (v_C) = Cc$. Punkt C należy jednocześnie do koła 3, więc łącząc c z O otrzymamy linię l_3 . Oczywiście szukane



Rys. 016.2

$$\omega_3 = \frac{(Cc) \kappa_v}{(OC) \kappa_1} \cdot$$

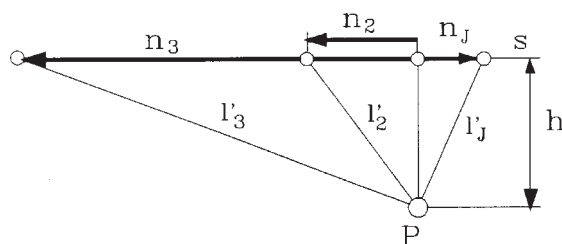
Linie l_i umożliwiają również sporządzenie wykresu Kutzbacha, z którego można odczytać wprost przełożenie i szukane obroty. Z dowolnego punktu P (rys. 16.3) kreślimy linie l'_i równoległe do l_i . W dowolnej odległości h prowadzimy prostą $s \perp OA$, która na przecięciu z liniami l'_i wyznacza odcinki określające obroty odpowiednich członów (dlaczego?).

Aby przekładnię A rozwiązać metodą graficzną Bayera, rysujemy ją w dowolnej podziałce (rys. 016.4) i wykreślamy kierunki wektorów prędkości względnych ω_6 , ω_{6J_3} i ω_{65} .

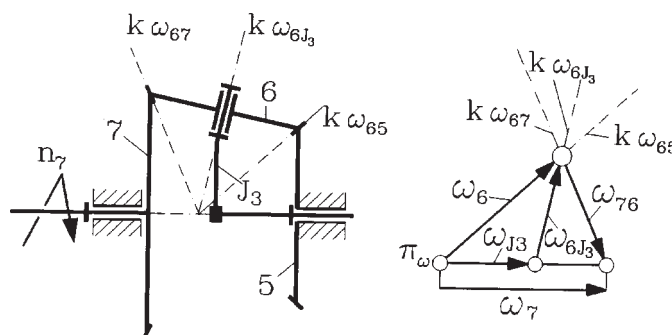
Skorzystamy z zależności

$$\underline{\omega_6} = \underline{\omega_{J_3}} + \underline{\omega_{6J_3}}$$

Równanie to pozwala wykreślić plan prędkości kątowych (rys.016.4) i znaleźć ω_6 i ω_{6J_3} .



Rys. 016.3



Rys. 016.4

Teraz zapiszemy kolejną zależność

$$\underline{\underline{\omega_7}} = \underline{\underline{\omega_6}} + \underline{\underline{\omega_{76}}}$$

i znajdziemy ω_7 .

Oczywiście $\omega_7 = (\omega_7)\kappa_\omega$, gdzie κ_ω oznacza podziałkę, w jakiej wykreślono znaną prędkość kątową ω_{J_3} .

Zadanie 017

Określić siłę bezwładności członu płaskiego (rys. 017.1), jeżeli: $l_{AB} = 1$ m, $l_{AS} = 0,5$ m, $\varphi = \pi/6$ rad, $a_A = 20$ m/s², $I_S = 2$ kg·m², $m_S = 10$ kg.

Rozwiązanie

1. Jak wiadomo, wypadkową sił bezwładności można określić z zależności

$$\underline{\underline{P_b}} = -m \cdot \underline{\underline{a_S}},$$

Aby znaleźć przyspieszenie a_S , rysujemy w podziałce κ_a plan przyspieszeń (rys. 017.2). W tym celu z dowolnego bieguna π_a odkładamy $(a_A) = \pi_a a$ oraz $(a_B) = \pi_a b$ i korzystając z podobieństwa figury ABS na członie z figurą abs na planie przyspieszeń znajdujemy punkt s , a tym samym przyspieszenie punktu S . Mamy wtedy moduł, kierunek i zwrot siły bezwładności P_b .

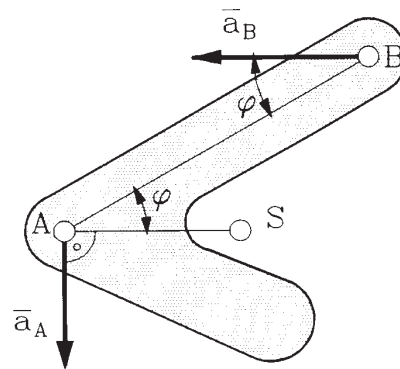
Jej linię działania określimy zastępując ogólny ruch płaski członu ABS ruchem postępowym, z przyspieszeniem a_A punktu A i ruchem obrotowym, scharakteryzowanym przyspieszeniem a_{SA} . Wtedy siłę bezwładności P_b można wyrazić jako sumę siły od ruchu postępowego P_p przyłożonej w środku ciężkości S i siły P_0 ruchu obrotowego przyłożonej w punkcie wahań W , czyli:

$$\underline{\underline{P_b}} = \underline{\underline{P_p}} + \underline{\underline{P_0}}.$$

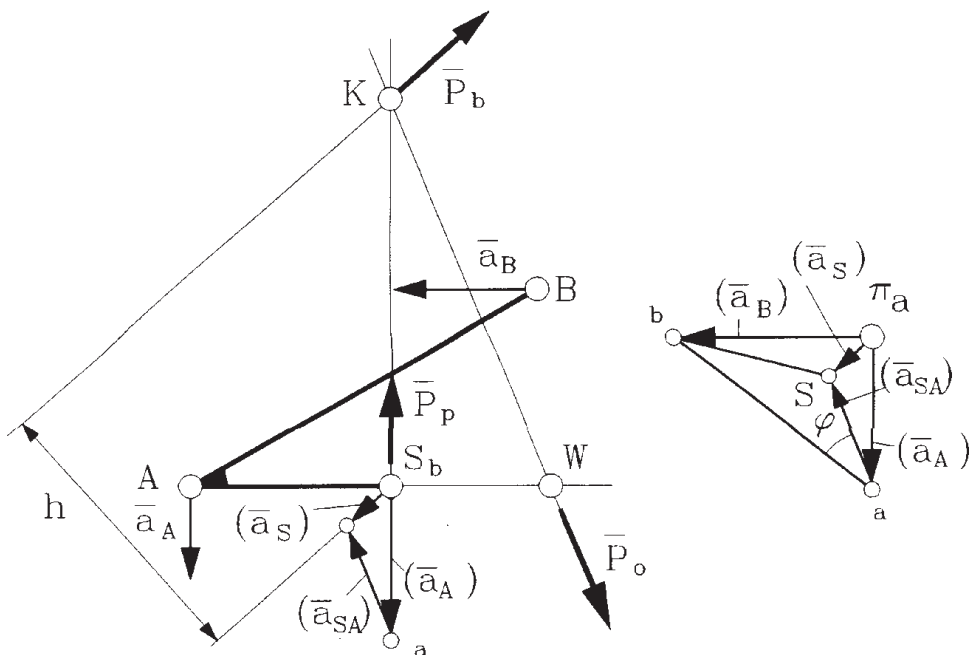
Z tego wynika, że wypadkowa P_b przechodzi przez punkt K przecięcia kierunków P_b i P_0 .

Aby znaleźć punkt K , określimy wcześniej położenie punktu W na przedłużeniu AS w odległości:

$$e = SW = \frac{i_S^2}{l_{AS}} = \frac{I_S}{m \cdot l_{AS}} = 0,4 \text{ m}$$



Rys. 017.1



Rys. 017.2

i przez tak określony punkt wahnień W prowadzimy linię równoległą do a_{SA} . Z kolei przez punkt S prowadzimy prostą o kierunku a_A , która na przecięciu z linią poprzednio znaną wyznacza szukany punkt K . Linia równoległa do a_S , przechodząca przez punkt K , jest linią działania siły

$$P_b = m(a_s) \kappa_a = 80 \text{ N.}$$

Odległość linii działania tej siły od środka ciężkości:

$$h = (h) \kappa_l = 0,8 \text{ m.}$$

2. Określenie siły bezwładności członu AB za pomocą rozkładu mas

W metodzie tej zastępujemy człon AB modelem mas skupionych. Jak wiadomo, model taki, aby spełnić warunki dynamicznego rozkładu mas, musi być minimum dwumasowy. W naszym przypadku założymy model trzymasowy z masami skupionymi w punktach A , B i C (rys. 017.3).

Moment ten określa 9 parametrów: $m_A, x_A, y_A, m_B, x_B, y_B, m_C, x_C, y_C$ – pięć z nich można założyć. Niech będą to współrzędne punktów A i B oraz jedna współrzędna, np. y trzeciego punktu C w przyjętym układzie współrzędnych xSy .

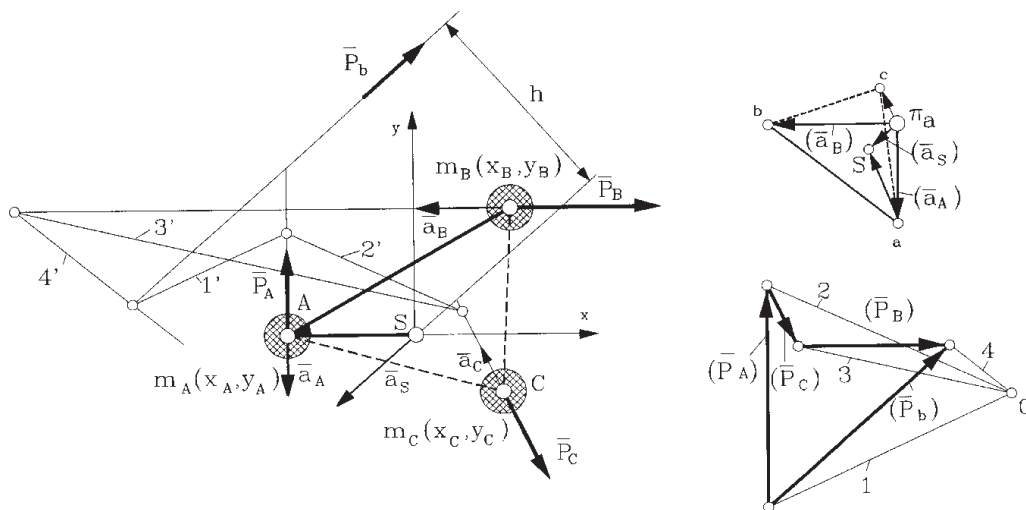
Mamy więc

$$x_A = -0,5 \text{ m, } y_A = 0.$$

$$x_B = -0,336 \text{ m, } y_B = 0,5 \text{ m, } y_C = 0,2 \text{ m.}$$

Pozostałe parametry x_C, m_A, m_B i m_C wyliczamy z układu równań, stanowiącego warunki dynamicznego rozkładu:

$$m_A + m_B + m_C = m,$$



Rys. 017.3

$$x_A m_A + x_B m_B + x_C m_C = 0,$$

$$y_A m_A + y_B m_B + y_C m_C = 0,$$

$$(x_A + y_A)^2 m_A + (x_B + y_B)^2 m_B + (x_C + y_C)^2 m_C = I_S.$$

Po podstawieniu danych założonych układ przyjmuje postać:

$$m_A + m_B + m_C = 10,$$

$$-0,5m_A + 0,366m_B + x_C m_C = 0,$$

$$0,5m_B + 0,2m_C = 0,$$

$$0,25m_A + 0,384m_B + x_C^2 m_C + 0,04m_C = 2,.$$

Po rozwiązaniu otrzymujemy:

$$m_A = 3,45 \text{ kg}, m_B = 1,87 \text{ kg}, m_C = 4,68 \text{ kg}, x_C = 0,222 \text{ m}.$$

Teraz można nanieść na rys. 017.3 położenie punktu C i określić jego przyspieszenie a_C . Na każdą skupioną w punktach A , B i C masę działają siły bezwładności

$$P_A = m_A \cdot a_A = 69 \text{ N}, P_B = m_B \cdot a_B = 46,7 \text{ N}, P_C = m_C \cdot a_C = 22,2 \text{ N}.$$

Oczywiście całkowita siła bezwładności P_b jest sumą wektorową sił P_A , P_B i P_C

$$\overline{P}_b = \overline{P}_A + \overline{P}_B + \overline{P}_C.$$

Sumowania dokonano na planie sił, a linię działania uzyskano za pomocą wieloboku sznurowego (rys. 017.3). Ostatecznie:

$$\overline{P}_b = (\overline{P}_b) \kappa_P = 80 \text{ N}, h = 0,8 \text{ m}.$$

Zadanie 018

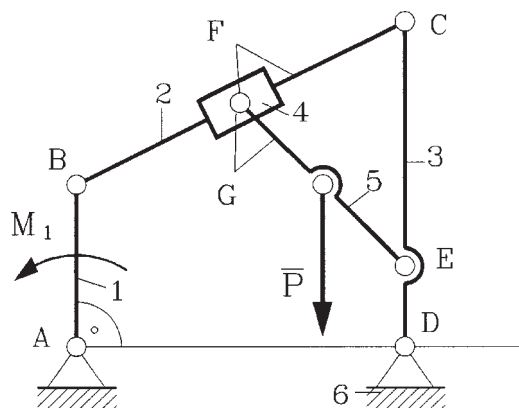
Określić moment M_1 równoważący siłę $P = 100 \text{ N}$ oraz siły oddziaływania w parach kinematycznych, jeżeli: $l_{AD} = 2 \text{ m}$, $l_{AB} = 1 \text{ m}$, $l_{CD} = 2 \text{ m}$, $l_{BF} = l_{FC} = l_{DE} = 0,5 \text{ m}$, $l_{GS} = l_{ES}$.

Rozwiązanie

Jeżeli to możliwe, zadanie tego typu najdogodniej rozwiązać metodą wydzielenia członów i rozpatrywania ich w równowadze. Korzystając z tej uwagi podejmujemy taką próbę i po narysowaniu układu w podziałce κ_l (rys. 018.1) zaczynamy od członu 5, który jest obciążony znaną siłą P .

Łącznie na człon 5 (rys. 018.2) działają 3 siły zewnętrzne, których wypadkowa jest równa zeru

$$\underline{\underline{\overline{P} + \overline{P}_{35} + \overline{P}_{45} = 0.}} \quad (18.1)$$



Rys. 018.1

Równanie to w tej postaci nie daje się rozwiązać, gdyż o siłach P_{35} i P_{45} jak dotąd, poza punktami ich przyłożenia, nic nie wiadomo.

Jednak z analizy członu 4 w równowadze wynika, że

$$\overline{P_{24}} + \overline{P_{54}} = 0. \quad (18.2)$$

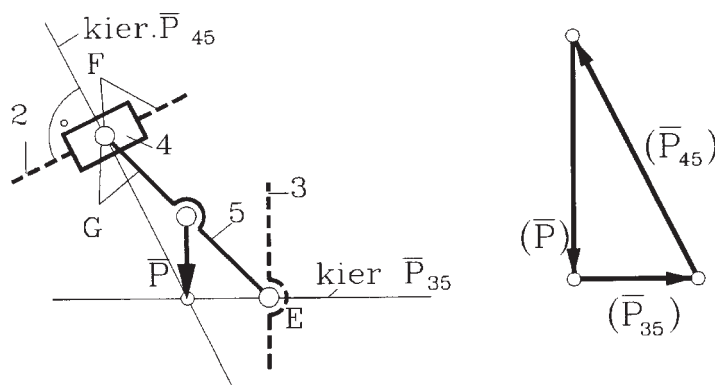
co oznacza, że kierunek P_{54} pokrywa się z kierunkiem P_{24} .

Ponieważ jednak jednocześnie

$$\overline{P_{54}} + \overline{P_{45}} = 0, \quad (18.3)$$

więc kierunek P_{45} jest określony – prostopadły do członu 2. Teraz można powrócić do rozpatrzenia równowagi członu 5 i napisać

$$\underline{\underline{\overline{P}}} + \overline{P_{35}} + \overline{P_{45}} = 0. \quad (18.4)$$



Rys. 018.2

Ta postać równania sugeruje możliwość określenia kierunku siły P_{35} (rys. 18.2) (kierunki trzech sił w równowadze zawsze przecinają się w jednym punkcie), a tym samym graficznego rozwiązania równania (18.4).

Po uwzględnieniu podziałki planu sił odczytamy:

$$P_{35} = (P_{35}) \kappa_p = 48 \text{ N},$$

$$P_{45} = (P_{45}) \kappa_p = 110 \text{ N}.$$

Z równań (18.2) i (18.3) otrzymamy również:

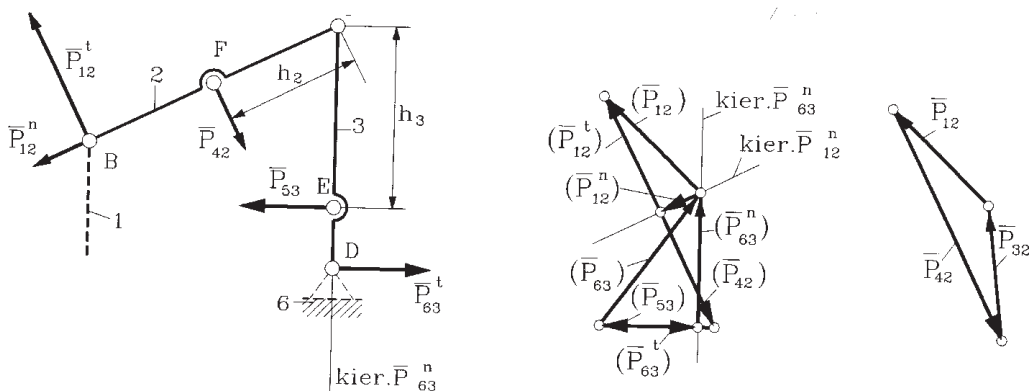
$$P_{42} = 110 \text{ N}.$$

W dalszych rozważaniach odrzucimy z układu człony 4 oraz 5 i zastąpimy je siłami oddziaływania (rys. 018.3). Analogiczne próby rozpatrzenia poszczególnych członów w równowadze nie dają wyników pozytywnych. Zmusza to nas do rozpatrzenia grupy członów statycznie wyznaczalnych – w tym układzie wydzielamy dwuczłon 2–3.

Dla tej grupy, po zastąpieniu nieznanych sił P_{63} i P_{12} składowymi normalnymi i stycznymi, dla oznaczeń jak na rys. 018.3 można ułożyć równania momentów względem punktu C:

$$-P_{12}^t \cdot l_{BC} + P_{42} \cdot h_2 = 0,$$

$$+P_{63}^t \cdot l_{DC} - P_{53} \cdot h_3 = 0,$$



Rys. 018.3

skąd:

$$P'_{12} = P_{42} \frac{h_1}{l_{BC}} = 55 \text{ N},$$

$$P'_{63} = P_{53} \frac{h_3}{l_{DC}} = 35,5 \text{ N}.$$

Aby znaleźć znane co do kierunku składowe normalne P_{63}^n i P_{12}^n wykorzystać można warunek, że suma sił zewnętrznych działających na dwuczłon 2-3 równa się zeru:

$$\overline{P_{12}^n} + \overline{P_{12}^t} + \overline{P_{42}} + \overline{P_{53}} + \overline{P_{63}^t} + \overline{P_{63}^n} = 0.$$

Graficzne rozwiązanie tego równania przedstawia wielobok sił (rys. 018.3).

Oczywiście

$$\overline{P_{12}} = \overline{P_{12}^n} + \overline{P_{12}^t} \quad P_{12} = (P_{12})\kappa_P = 57 \text{ N},$$

$$\overline{P_{63}} = \overline{P_{63}^n} + \overline{P_{63}^t} \quad P_{63} = (P_{63})\kappa_P = 68 \text{ N}.$$

W celu znalezienia siły oddziaływania członów 2 i 3 w punkcie C rozpatrzmy w równowadze, np. człon 2, dla którego:

$$\overline{P_{12}} + \overline{P_{42}} + \overline{P_{32}} = 0.$$

Rozwiązanie tego równania przedstawiono na rysunku 018.3.

Pozostał do rozpatrzenia człon 1, dla którego oczywiście (rys.018.4)

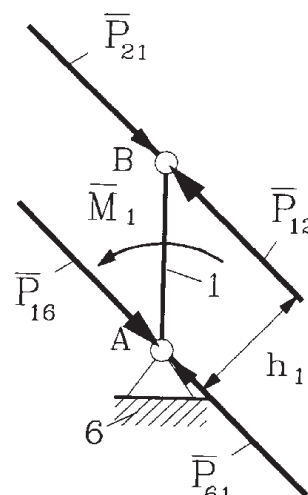
$$\overline{P_{61}} + \overline{P_{21}} = 0,$$

$$M_1 = P_{21} \cdot h_1,$$

skąd

$$\overline{P_{61}} = 57 \text{ N},$$

$$M_1 = 37,4 \text{ Nm}.$$



rys. 18.4

Zadanie 019

Określić siły oddziaływania w parach kinematycznych oraz siłę równoważącą S , uwzględniając tarcie w parach postępowych, jeżeli: $l_1 = 0,03$ m, $l_2 = 0,025$ m, $d = 0,01$ m, $l_{AC} = 0,07$ m, $\alpha = \pi/6$ rad, $\beta = \pi/4$ rad, $P = 100$ N, $\mu = 0,1$ (rys. 019.1).

Rozwiązanie

Przy braku wprawy zaleca się rozwiązanie tak postawionego zadania poprzedzić określeniem sił oddziaływania bez uwzględnienia tarcia. W tym celu rozpatrujemy w równowadze człon 3 (rys. 19.2) i zapisujemy:

$$\underline{\underline{\bar{P}}} + \underline{\underline{\bar{P}_{23}}} + \underline{\underline{\bar{P}_{43}}} = 0.$$

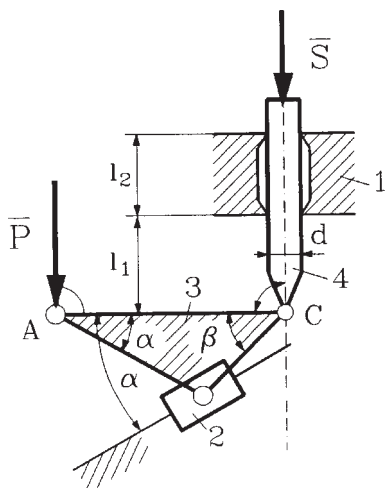
Równanie to można rozwiązać graficznie, bowiem przy znanej sile P znane są kierunki sił P_{23} i P_{43} . Kierunek siły P_{23} jest prostopadły do prowadnicy 1 w punkcie B, co wynika z równowagi członu 2:

$$\bar{P}_{12} = \bar{P}_{32}^n = 0; \quad \bar{P}_{33} = -\bar{P}_{32}.$$

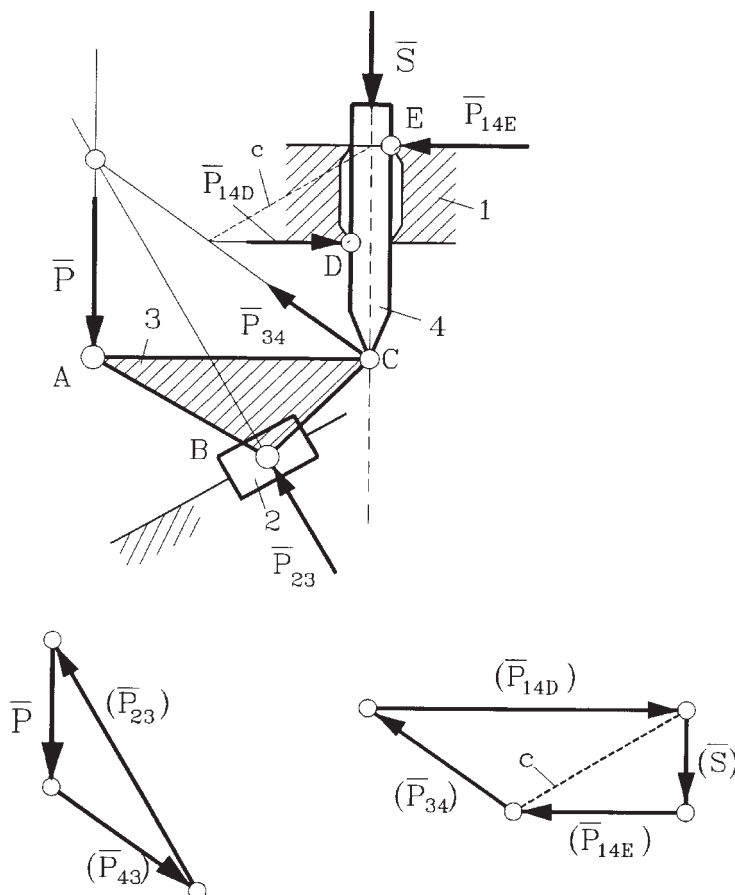
Kierunek siły P_{43} otrzymamy z warunku przecięcia się kierunków trzech sił zewnętrznych, działających na człon 3 w równowadze (rys. 019.2)

W tej sytuacji moduły sił P_{23} i P_{43} odczytamy z planu sił (rys. 019.2), który otrzymamy odkładając znaną siłę P w założonej podziałce κ_p oraz prowadząc przez końce tej siły kierunki pozostałych dwóch sił. Zwroty sił P_{23} i P_{43} przyjmujemy tak, by wektory P , P_{23} i P_{43} tworzyły „obieg” zamknięty.

Mając teraz kierunek, moduł i zwrot siły $P_{32} = -P_{43}$ i rozpatrując w równowadze człon 4 znajdziemy pozostałe siły oddziaływania.



Rys. 019.1



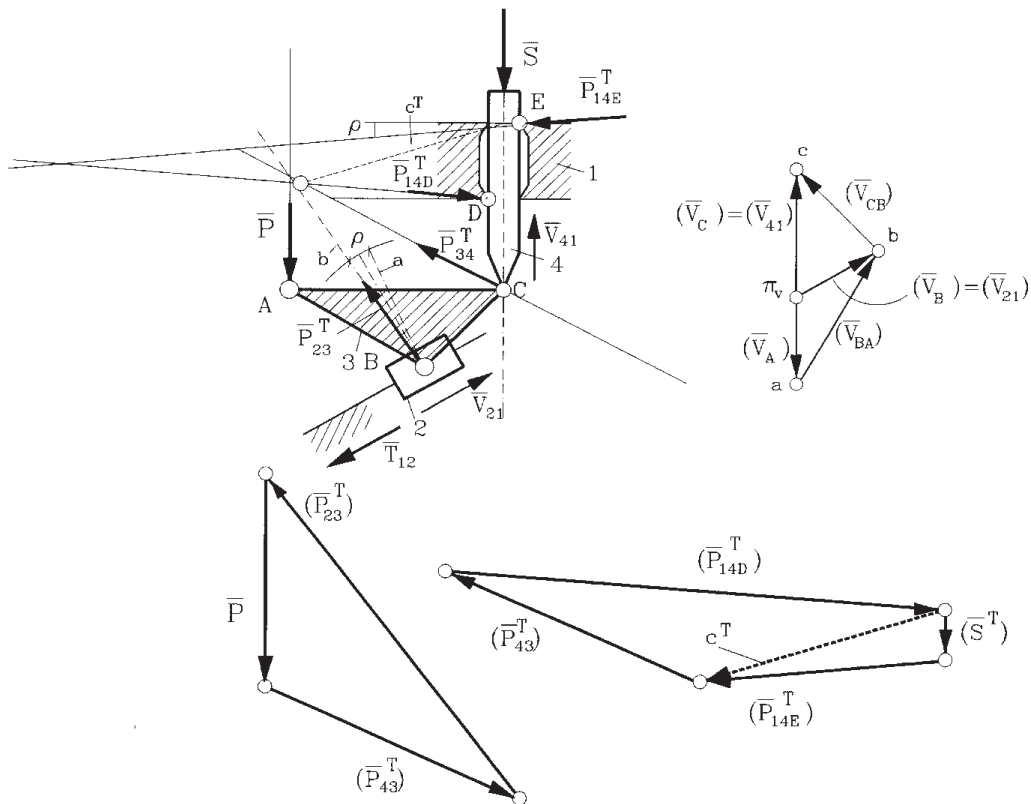
Rys. 19.2

Na ten sam człon działają 4 siły zewnętrzne, znane co do kierunku, o których wiadomo ponadto, że:

$$\underline{\underline{\bar{P}_{34} + \bar{P}_{14D} + \bar{P}_{14E} + \bar{S} = 0.}}$$

Równanie to rozwiążemy metodą graficzną Culmana (rys. 019.2).

Rozpatrzenie równowagi układu z uwzględnieniem tarcia w parach kinematycznych rozpoczynamy od określenia kierunku ruchu względnego w poszczególnych parach. W tym celu wykreślamy plan prędkości (rys. 19.3) zakładając ruch mechanizmu, wynikający z przyjęcia siły P jako siły czynnej. Zwroty określonych sił otrzymanych do analizy bez tarcia oraz zwroty prędkości względnych v_{21} i v_{41} pozwalają na ustalenie kierunków sił oddziaływania z uwzględnieniem tarcia.



Rys. 019.3

Wykorzystując te kierunki rozwiążemy zadanie powtórnie w sposób analogiczny do przedstawionego. A więc z równowagi członu 3 (rys.019.3) wynika, że:

$$\underline{\underline{\bar{P} + \bar{P}_{23}^T + \bar{P}_{43}^T = 0 .}}$$

Kierunek siły P_{23}^T , jak wynika z równowagi członu 2, pokrywa się z kierunkiem, który ustalimy rozumując następująco.

Kierunek P_{12}^T tarcia rozwiniętego będzie odchylony w stosunku do kierunku P_{12} o kąt tarcia $\rho = \text{arc tg } \mu$. Z dwóch hipotetycznych kierunków a oraz b za właściwy przyjmujemy ten, który zapewnia składową T_{12} siły P_{12}^T na kierunek ruchu członu 2 względem 1 o zwrocie przeciwnym do prędkości względnej v_{21} . U nas warunek ten spełnia kierunek b . Kierunek b z kierunkiem siły P określa kierunek P_{34}^T , co umożliwia wykreślenie planu sił (rys.019.3).

Znaleziona w ten sposób siła $P_{34}^T = -P_{43}^T$, umożliwi z kolei, po określeniu kierunków P_{14D}^T i P_{14E}^T , wykreślenie planu sił działających na członu 4 (rys. 019.3).

Uwzględniając założoną na wstępie podziałkę sił κ_p odczytamy szukane wartości sił:

$$S^T = (S^T) \kappa_P = 10 \text{ N},$$

$$P_{14E}^T = (P_{14E}^T) \kappa_P = 128 \text{ N},$$

$$P_{14D}^T = (P_{14D}^T) \kappa_P = 240 \text{ N},$$

$$P_{34}^T = (P_{34}^T) \kappa_P = 128 \text{ N},$$

$$P_{23}^T = (P_{23}^T) \kappa_P = 196 \text{ N}.$$

Zadanie 020

W mechanizmie zaczepu pługą ciągnikowego (rys. 020.1) określić siłę sprężyny S , niezbędną do utrzymania mechanizmu w równowadze, mając dane: $l_{AD} = 0,25 \text{ m}$, $l_{AB} = 0,075 \text{ m}$, $l_{BC} = 0,145 \text{ m}$, $l_{CD} = 0,14 \text{ m}$, $l_{FD} = 0,1 \text{ m}$, $l_{CE} = 0,125 \text{ m}$, $l_{EF} = 0,175 \text{ m}$, $l = 0,05 \text{ m}$, $l_A = 0,11 \text{ m}$, $P = 10 \text{ kN}$.

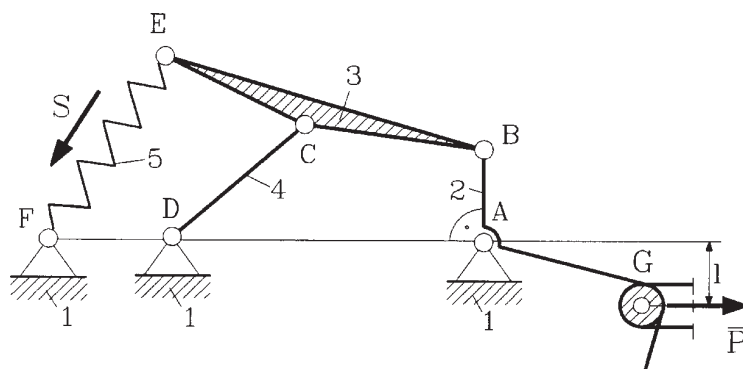
Średnice czopów: $d_A = d_B = d_C = d_D = d_E = d_F = 0,03 \text{ m}$, $\mu = 0,4$.

Rozwiązanie

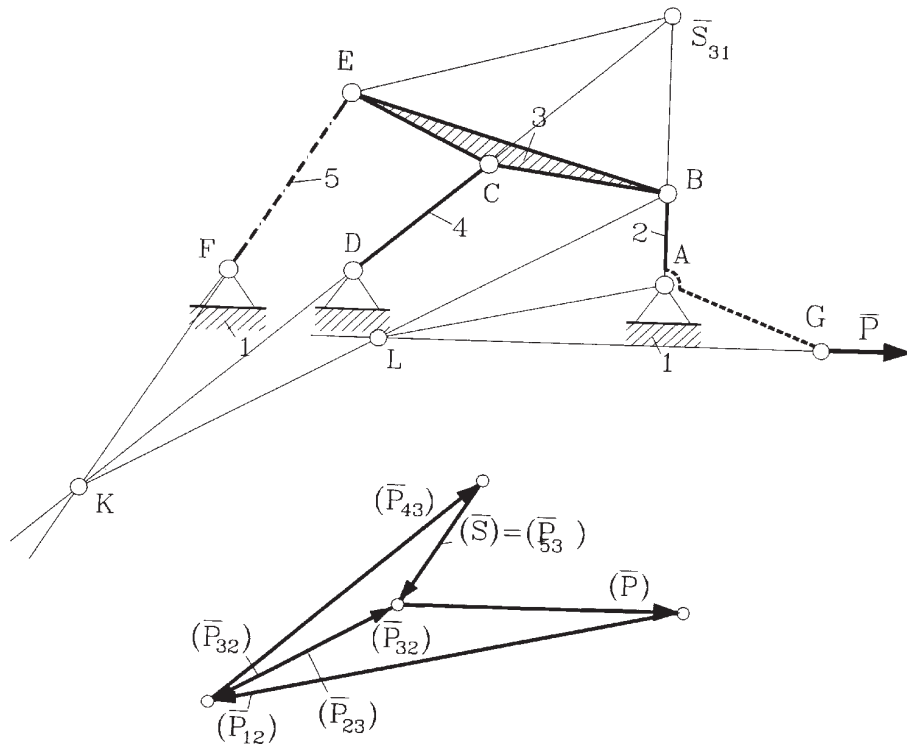
Rozpoczniemy od rozwiązania zadania bez uwzględnienia tarcia. Najpierw ustalimy kierunki sił oddziaływania. Z równowagi członów 4 i 5 wynika, że kierunki P_{51} i P_{53} oraz P_{41} i P_{43} przebiegają odpowiednio wzdłuż członów 5 i 4, czyli są z góry określone. Ponieważ trzy siły zewnętrzne, działające na człon 3 w równowadze, muszą przecinać się w jednym punkcie (K), otrzymamy również kierunek siły P_{23} , czyli kierunek KB (rys.020.2), który wraz z kierunkiem siły P wyznacza kierunek siły P_{12} (P , P_{12} , P_{32} przecinają się w punkcie L).

Rozpatrując teraz w równowadze człon 2, dla którego:

$$\bar{\underline{P}} + \bar{\underline{P}}_{12} + \bar{\underline{P}}_{32} = 0$$



Rys. 020.1



Rys. 020.2

oraz człon 3, gdzie

$$\bar{P}_{23} + \bar{P}_{43} + \bar{P}_{53} = 0,$$

wykreśliły plan sił (rys. 020.2).

Teraz przystąpimy do rozwiązania zadania z uwzględnieniem tarcia. Zakładamy kierunek ruchu wynikający z przyjęcia siły P jako czynnej i w dowolnej podziałce wykreśliły plan prędkości (rys. 020.3).

Następnie obliczymy promienie kół tarcia według zależności

$$h_1 = \frac{d_1}{2} \mu'.$$

gdzie $\mu' = 1,27 \mu$ (dla czopów dotartych).

Po uwzględnieniu podziałki rysunku:

$$(h_1) = \frac{h_1}{\kappa_1},$$

wykreśliły koła tarcia w poszczególnych parach (rys. 20.3).

Linie sił oddziaływania, przechodzące dotąd przez środki przegubów, będą teraz przebiegać stycznie do kół tarcia. Do ustalenia właściwych kierunków (spośród wielu możliwych linii stycznych) wykorzystamy zwroty sił (z planu sił bez tarcia) oraz zwroty względnych prędkości kątowych członów wchodzących w poszczególne pary obrotowe (określonych za pomocą planu prędkości). I tak przegub E jest parą obrotową utworzoną przez człony 5 i 3. Względna prędkość kątowa

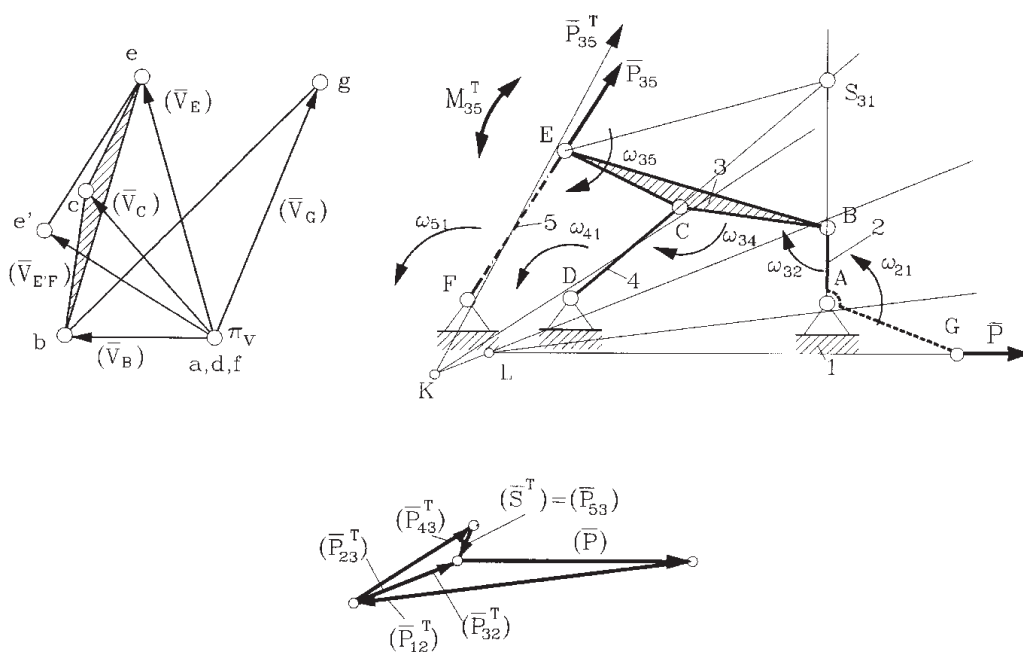
$$\bar{\omega}_{35} = \bar{\omega}_3 - \bar{\omega}_5,$$

gdzie

$$\omega_3 = + \frac{e\pi_v \cdot \kappa_v}{l_{S_{31}E}} \quad \omega_5 = - \frac{e\pi_v \cdot \kappa_v}{l_{FE}}.$$

Przyjawszy jako dodatnią prędkość kątową zgodną z ruchem wskazówek zegara stwierdzamy na podstawie danych związków, że prędkości kątowej ω_{35} należy przypisać znak $+$. Ruchowi temu towarzyszy moment M_{35}^T od sił tarcia członu 5 na człon 3 przeciwny co do znaku ω_{35} . Moment ten równoważy moment $M_{35}^T = -M_{53}^T$, który ma znak zgodny z ω_{35} .

Ponieważ $M_{35}^T = h_E P_{35}^T$, a zwrot P_{35}^T sugeruje siła P_{35} , wynika z tego, że kierunek P_{35}^T powinien przebiegać stycznie do koła tarcia przegubu E tak, jak pokazano na rys.020.3.



Rys. 020.3

Powtarzając takie rozumowanie w kolejnych węzłach F , C , D , E i A ustalono wszystkie nowe kierunki sił, co umożliwiło wykreślenie analogicznego planu sił (rys. 020.3). Oczywiście

$$S^T = P_{53}^T = (S^T) \kappa_p = 1950 \text{ N.}$$

Zadanie 021

Określić siły oddziaływania między członami oraz moment czynny M_1 przy równoważącej sile $F = 300 \text{ N}$, z uwzględnieniem tarcia w parach kinematycznych, jeżeli: $l_1 = 0,5 \text{ m}$, $e = 0,1 \text{ m}$, $D = 0,45 \text{ m}$, $l_2 = 0,6 \text{ m}$, $l_{BC} = 0,7 \text{ m}$, $d = 0,2 \text{ m}$, $b = 0,12 \text{ m}$, $r = 0,09 \text{ m}$, $l_3 = l_4 = 0,4 \text{ m}$, $l_5 = 0,25 \text{ m}$.

Przyjąć $\mu = 0,2$ oraz promienie kół tarcia $h = 0,015 \text{ m}$. Dodatkowo wyznaczyć sprawność mechanizmu (rys. 021.1).

Rozwiązanie

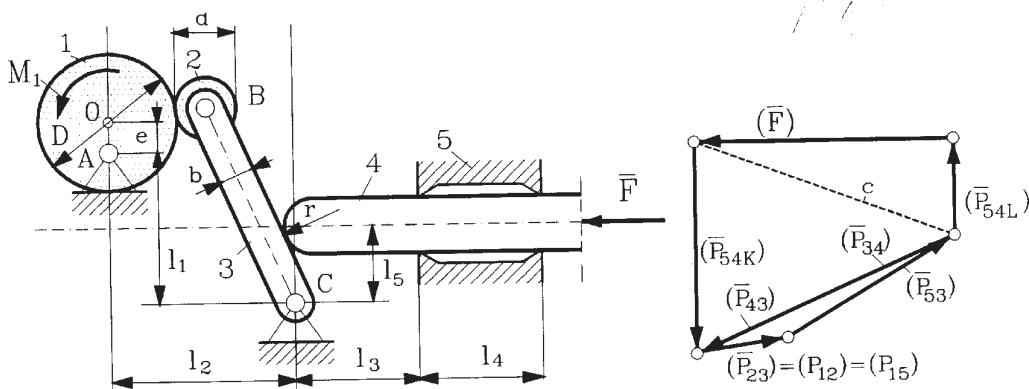
Tak jak w zadaniu poprzednim, rozpoczniemy od rozwiązania zagadnienia bez uwzględnienia tarcia. Dla poszczególnych członów w równowadze napiszemy:

– dla członu 4:
$$\underline{\underline{\bar{F}}} + \underline{\underline{\bar{P}_{54K}}} + \underline{\underline{\bar{P}_{54L}}} + \underline{\underline{\bar{P}_{34}}} = 0$$

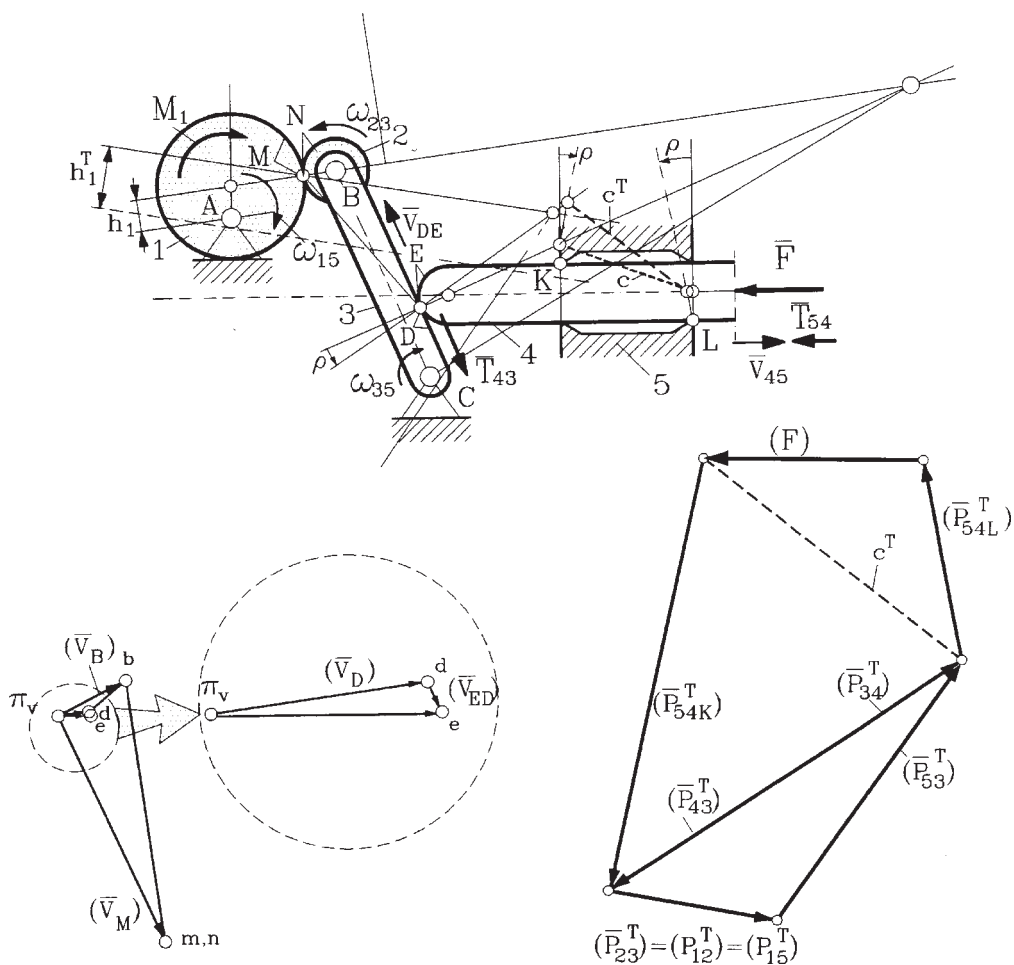
– dla członu 3:
$$\underline{\underline{\bar{F}_{43}}} + \underline{\underline{\bar{P}_{53}}} + \underline{\underline{\bar{P}_{23}}} = 0$$

– dla członu 2:
$$\underline{\underline{\bar{P}_{32}}} + \underline{\underline{\bar{P}_{12}}} = 0$$

– dla członu 1:
$$\underline{\underline{\bar{P}_{21}}} + \underline{\underline{\bar{P}_{51}}} = 0 \quad \text{oraz} \quad -P_{21} \cdot h_1 + M_1 = 0.$$



Rys. 021.1



Rys. 021.2

Równania te przy znanych kierunkach sił pozwalają na wykreślenie planu sił (rys. 021.1).

Dla rozwiązania z tarcie zakładamy kierunek ruchu członu 1 zgodny z momentem czynnym M_1 , kreślimy w dowolnej podziałce plan prędkości (rys. 021.2). Plan ten umożliwi nam określenie zwrotów względnych prędkości kątowych oraz względnych prędkości liniowych.

Prędkość kątową ω_{23} określimy z zależności:

$$\bar{\omega}_{23} = \bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_3,$$

gdzie $\omega_2 = \frac{v_{NB}}{NB}$, $\omega_3 = \frac{v_B}{BC}$.

Jakościowa ocena poszczególnych prędkości kątowych ($\omega_2 > \omega_3$, bo $v_{NB} > v_B$, a $NB < BC$) wykazuje, że zwrot względnej prędkości kątowej ω_{23} jest przeciwny do ruchu wskazówek zegara. Pozostałe prędkości względne wynikają z planu prędkości w sposób nie budzący wątpliwości. Na podstawie określonych zwrotów prędkości i zwrotów sił bez tarcia można określić kierunki sił oddziaływania z uwzględnieniem tarcia oraz plan sił (rys. 021.2).

Z planu tego odczytujemy interesujące nas moduły sił:

$$P_{15}^T = P_{12}^T = P_{23}^T = (P_{23}^T)\kappa_P = 193 \text{ N},$$

$$P_{34}^T = (P_{34}^T)\kappa_P = 582 \text{ N},$$

$$P_{53}^T = (P_{53}^T)\kappa_P = 436 \text{ N},$$

$$P_{45}^T = (P_{45L}^T)\kappa_P = 290 \text{ N},$$

$$P_{45K}^T = (P_{5K4}^T)\kappa_P = 627 \text{ N}$$

oraz określamy moment

$$M_1^T = P_{12}^T \cdot h_1^T = (P_{12}^T)\kappa_P (h_1^T)\kappa_I = 28,6 \text{ N}\cdot\text{n}.$$

Jak wiadomo, sprawność mechaniczną układu wyraża się zależnością

$$\eta = \frac{N_u}{N_d} = \frac{F v_4 \cos(F, v_4)}{M_1^T \cdot \omega_1},$$

ale dla $\eta = 1$ jest $Fv_4 = M_1\omega_1$.

Wykorzystując tę zależność można wyrazić sprawność również w postaci

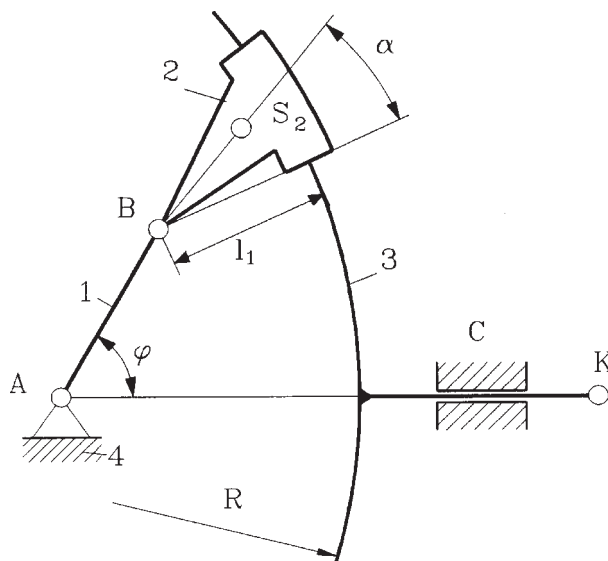
$$\eta = \frac{M_1\omega_1}{M_1^T\omega_1} = \frac{P_{12}^T \cdot h_1^T}{P_{12}^T \cdot h_1^T} = 0,33.$$

Zadanie 022

Dla przedstawionego na rysunku 022.1 mechanizmu określić:

- masowy moment bezwładności zredukowany do członu 1,
- masę zredukowaną do członu 3.

Dane: $l_{AB} = 0,06 \text{ m}$, $\varphi = \pi/3 \text{ rad}$, $R = 0,18 \text{ m}$, $l_1 = 0,05 \text{ m}$, $l_{BC2} = 0,04 \text{ m}$, $\alpha = \pi/6 \text{ rad}$, $G_1 = 6 \text{ N}$, $G_2 = 6 \text{ N}$, $G_3 = 10 \text{ N}$, $I_{1A} = 0,005 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_{32} = 0,002 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.



Rys. 022.1

Rozwiązanie

1. Wychodzimy z zasady, że energia kinetyczna członu redukcji równa się energii kinetycznej całego układu, czyli:

$$E_{K_{zr}} = \sum E_{K_i}$$

Energia kinetyczna członu 1, do którego zredukujemy bezwładność układu, wyraża się zależnością

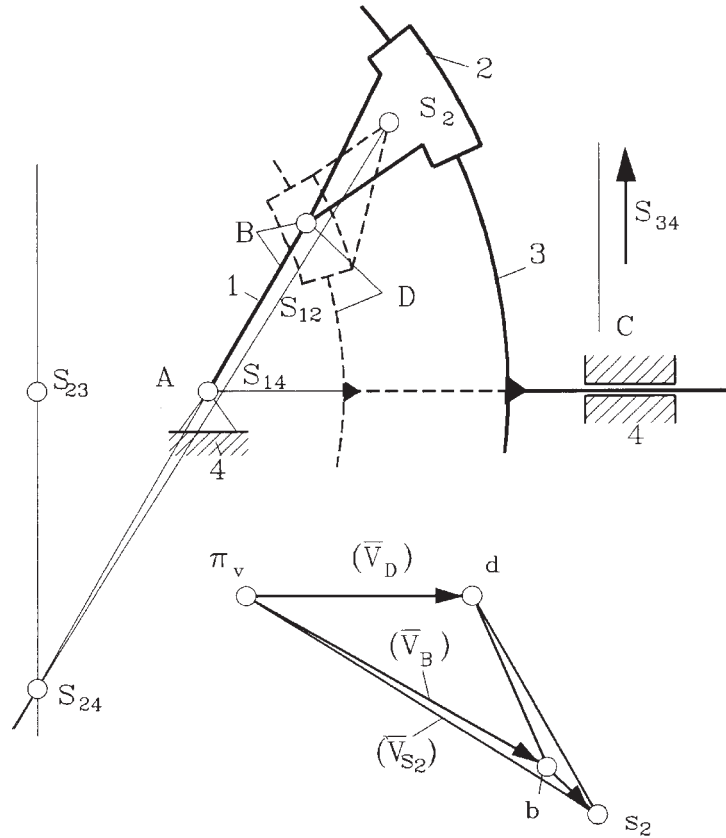
$$E_{K_{zr}} = \frac{I_{1zr} \cdot \omega_1^2}{2}$$

Na energię kinetyczną całego układu składają się:

$$E_{K_1} = \frac{I_{1A} \cdot \omega_1^2}{2},$$

$$E_{K_2} = \frac{m_2 \cdot v_{S_2}^2}{2} + \frac{I_{S_2} \cdot \omega_2^2}{2},$$

$$E_{K_3} = \frac{m_3 \cdot v_3^2}{2}.$$



Rys. 022.2

Po porównaniu i przekształceniu otrzymujemy

$$I_{1zr} = I_{1A} + m_2 \left(\frac{v_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{v_3}{\omega_1} \right)^2.$$

W celu określenia ilorazów prędkości wykreślamy w podziale schemat mechanizmu oraz plan prędkości (rys. 022.2). Na podstawie planu wykreślonego w dowolnie założonej prędkości dowolnego członu i w dowolnej podziale określimy potrzebne ilorazy prędkości

$$\frac{v_{S_2}}{\omega_1} = \frac{\pi_v s_2 \cdot \kappa_v \cdot l_{AB}}{\pi_v b \cdot \kappa_v} = l_{AB} \frac{\pi_v s_2}{\pi_v b},$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{bs_2 \cdot \kappa_v \cdot l_{AB}}{l_{BS_2} \pi_v b \cdot \kappa_v} = \frac{l_{AB}}{l_{BS_2}} \frac{bs_2}{\pi_v b}$$

$$\frac{v_3}{\omega_1} = \frac{\pi_v d \cdot \kappa_v \cdot l_{AB}}{\pi_v b \cdot \kappa_v} = l_{AB} \frac{\pi_v d}{\pi_v b}$$

Po podstawieniu i wyliczeniu otrzymamy

$$I_{1zr} = 0,0116 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

2. Aby określić masę zredukowaną, wychodzimy z analogicznego wzoru określającego energię kinetyczną:

$$\frac{m_{3zr} \cdot v_3^2}{2} = \frac{l_{1A} \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot v_{S_2}^2}{2} + \frac{L_{S_2} \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{m_3 \cdot v_3^2}{2}$$

W wyniku przekształcenia otrzymamy

$$m_{3zr} = l_{1A} \left(\frac{\omega_1}{v_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{v_{S_2}}{v_3} \right)^2 + l_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{v_{13}} \right)^2 + m_3,$$

gdzie

$$\left(\frac{\omega_1}{v_1} \right)^2 = \frac{\pi_v b}{\pi_v d \cdot l_{AB}},$$

$$\left(\frac{v_{S_2}}{v_3} \right)^2 = \frac{\pi_v s_2}{\pi_v d},$$

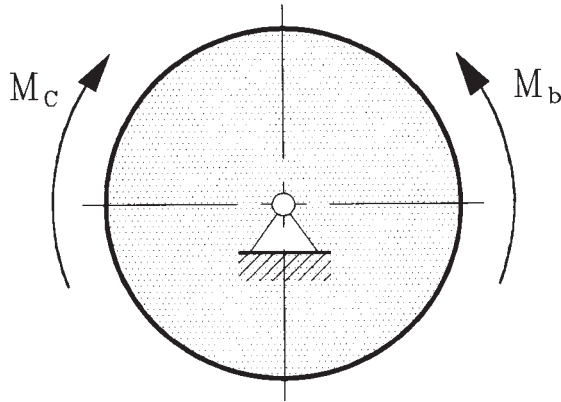
$$\left(\frac{\omega_2}{v_{13}} \right)^2 = \frac{bs_2}{\pi_v d l_{BS_2}}.$$

Po podstawieniu wartości otrzymamy

$$m_{1zr} = 7,115 \text{ kg}.$$

Zadanie 023

Moment bezwładności pewnej maszyny zredukowany do wału napędowego jest stały i wynosi $I_{zr} = d$. Moment czynny zmienia się według funkcji $M_c = a - b\omega$. Moment bierny jest stały i wynosi $M_b = c$. Zakładając, że $a = 100 \text{ N} \cdot \text{m}$, $b = 1 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$, c



Rys. 023

= 5 N·m i $d = 0,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, określić funkcję przebiegu prędkości kątowej oraz prędkość kątową ruchu ustalonego (rys. 023).

Rozwiązanie

Wyjdziemy z równań ruchu maszyn w postaci:

$$Md\varphi = d\left(\frac{I_{zr}\omega}{2}\right),$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega.$$

Wykonamy różniczkowanie prawej strony równania pierwszego i obydwie strony tego równania podzielimy przez dt .

Otrzymamy

$$M \frac{d\varphi}{dt} = I_{zr} \cdot \omega \frac{d\omega}{dt}.$$

a po przekształceniu:

$$M = I_{zr} \cdot \frac{d\omega}{dt}.$$

Po podstawieniu wartości na M oraz I_{zr} ($M = M_c - M_b = a - c - b\omega$ i $I_{zr} = d$) otrzymano

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{b}{d} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{a-c}{d}$$

lub

$$y'' + m y' = n,$$

gdzie

$$m = \frac{b}{d}, \quad n = \frac{a-c}{d}, \quad y' = \frac{d\varphi}{dt} \quad \text{i} \quad y'' = \frac{d^2\varphi}{dt^2}.$$

Stosujemy podstawienie i rozwiązujemy otrzymane równanie różniczkowe

$$y = e^{rt}, \quad y' = r e^{rt} \quad \text{i} \quad y'' = r^2 e^{rt}.$$

Po przyrównaniu lewej strony równania do zera otrzymamy

$$r^2 e^{rt} + m r e^{rt} = 0,$$

stąd

$$r_1 = 0 \quad \text{i} \quad r_2 = -m.$$

Ogólna postać rozwiązania

$$y = C_1 e^{r_1 t} + C_2 \cdot e^{r_2 t},$$

$$y = C_1 + C_2 \cdot e^{r_2 t},$$

wtedy

$$y' = C_2 r_2 \cdot e^{r_2 t},$$

$$y'' = C_2 r_2^2 \cdot e^{r_2 t},$$

oraz

$$C_2 \cdot r_2 \cdot e^{r_2 t} m \cdot y' = n,$$

a stąd

$$y' = -C_2 \cdot m \cdot e^{-mt} + \frac{n}{m}.$$

Aby określić stałą C_2 korzystamy z warunków początkowych $t = 0 \rightarrow y' = 0$, a wtedy

$$C_2 = \frac{n}{m^2},$$

czyli

$$y' = -\frac{n}{m} e^{-mt} + \frac{n}{m}$$

i ostatecznie

$$y' = -\frac{n}{m} (1 - e^{-mt})$$

lub

$$\frac{de}{dt} = \frac{n}{m} \left(1 - \frac{1}{e^{-mt}} \right).$$

Po podstawieniu danych szczegółowych otrzymamy ostatecznie

$$\omega = 95 \left(1 - \frac{1}{e^{10t}} \right).$$

Oczywiście dla ruchu ustalonego

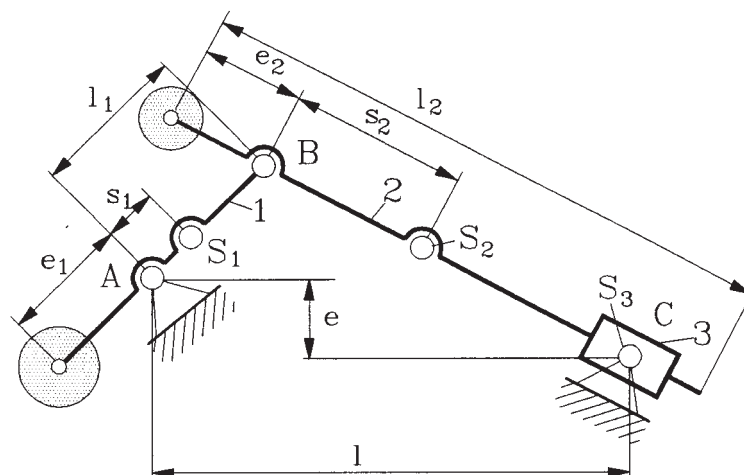
$$\omega = 95 \text{ rad/s.}$$

Zadanie 024

Wyrównoważyć statycznie dany mechanizm płaski ABC (rys. 024.1), w którym $l_1 = 0,25 \text{ m}$, $l_2 = 1,0 \text{ m}$, $e = 0,1 \text{ m}$, $l = 0,8 \text{ m}$, $l_{AS_1} = 0,1 \text{ m}$, $l_{BS_2} = 0,7 \text{ m}$, $m_1 = 1,2 \text{ kg}$, $m_2 = 7 \text{ kg}$, $m_3 = 3 \text{ kg}$.

Rozwiązanie

Przez wyważenie statyczne rozumiemy taką operację, w wyniku której wypadkowy wektor sił bezwładności przyjmuje wartość $\vec{P}_b = 0$. Ponieważ $\vec{P}_b = -m \cdot \vec{a}_S$, wynika stąd, że warunek wyważenia statycznego sprowadza się do żądania, by wspólny środek ciężkości S ruchowych członów mechanizmu w całym cyklu ruchu miał położenia stałe – tylko wtedy bowiem $a_S = 0$.



Rys. 024.1

Przystępując do rozwiązania zadania określimy położenie środka ciężkości S dla dowolnego położenia mechanizmu przy założonych danych wyjściowych. Na początek zauważymy, że środek S_3 członu 3 w czasie ruchu mechanizmu nie zmienia swego położenia, nie ma więc wpływu na ruch wspólnego środka ciężkości S . Pomijając ten człon w rozważaniach, określimy położenia środka ciężkości S_{12} ruchomych członów 1 i 2.

Po wprowadzeniu oznaczeń

$$\bar{r}_1 = \bar{s}_1 \quad \text{oraz} \quad \bar{r}_2 = \bar{l}_1 + \bar{s}_2$$

otrzymamy

$$\bar{r}_{S_{12}} = \frac{\bar{s}_1 \cdot m_1 + (\bar{l}_1 + \bar{s}_2) m_2}{m_1 + m_2}$$

lub

$$\bar{r}_{S_{12}} = \bar{h}_1 + \bar{h}_2,$$

gdzie

$$\bar{h}_1 = \frac{m_1 \cdot \bar{s}_1 + m_2 \cdot \bar{l}_1}{m_1 + m_2},$$

$$\bar{h}_2 = \frac{m_2 \cdot \bar{s}_2}{m_1 + m_2},$$

\bar{h}_1 jest wektorem o kierunku członu 1,

\bar{h}_2 ma kierunek członu 2.

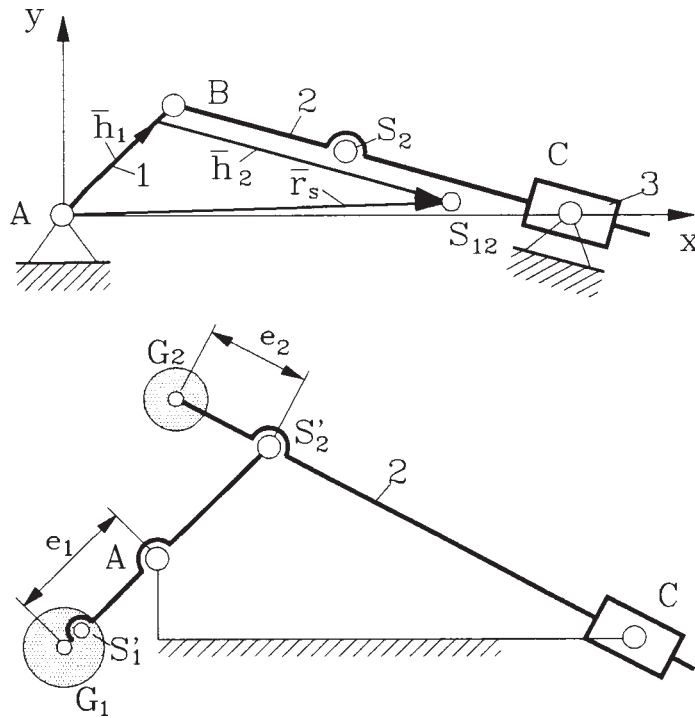
Po wykreśleniu wektorów h_1 i h_2 w podziale rysunku otrzymamy położenie środka S_{12} dla danego położenia (rys. 024.2). Z rysunku tego widać, że środek S_{12} podczas ruchu mechanizmu zmienia swoje położenie. Nietrudno zauważyć, że w naszym przypadku ustalenie położenia S_{12} uzyskamy, gdy

$$\bar{h}_1 = 0 \quad \text{i} \quad \bar{h}_2 = 0.$$

Spełnienie tego warunku jest możliwe przez odpowiednią korekcję mas członów i rozkładu mas na członach.

Jeżeli w wyważonym układzie wprowadzimy analogiczne oznaczenia m'_1 , m'_2 , s'_1 i s'_2 , to musi zachodzić

$$h'_1 = 0 = \frac{m'_1 \cdot s'_1 + m'_2 \cdot l_1}{m'_1 + m'_2} \quad \text{oraz} \quad h'_2 = 0 = \frac{m'_2 \cdot s'_2}{m'_1 + m'_2},$$



rys. 024.2

co prowadzi do

$$s'_2 = 0 \quad \text{i} \quad s'_1 = \frac{m'_2}{m'_1} \cdot l_1.$$

Otrzymany układ równań pozwala na wyznaczenie dwu niewiadomych, co oznacza, że dwa spośród czterech parametrów (m'_1 , m'_2 , s'_1 , s'_2) można założyć.

Oczywiście

$$m'_1 = m_1 + \frac{G_1}{g} \quad \text{i} \quad m'_2 = m_2 + \frac{G_2}{g},$$

gdzie G_1 i G_2 – dodatkowe ciężary (rys.024.2).

Po przyjęciu wartości

$$G_1 = 300 \text{ N} \quad \text{oraz} \quad G_2 = 200 \text{ N},$$

otrzymano

$$s'_1 = 0,217 \text{ m}.$$

Przy założeniu, że dodatkowe masy zostaną uformowane w przeciwciężary skupione i położenie środków tych przeciwciężarów opiszemy przez e_1 i e_2 , otrzymamy:

$$e_1 = 0,2278 \text{ m}, e_2 = 0,2403 \text{ m}.$$

Możliwości realizacji wyrównoważenia statycznego tego mechanizmu jest dowolnie wiele. Należy jednak zwrócić uwagę, że wszystkie prowadzą do rozwiązań mało konstrukcyjnych, dlatego zabieg ten zastępujemy często wyrównoważeniem częściowym, doprowadzając np. do wyrównoważenia tylko sił bezwładności poziomych lub pionowych.

Zadanie 025

Dany jest schemat połączeń członów w płaskim układzie jednobieżnym (rys. 025). Określić wszystkie możliwe struktury tego układu.

Rozwiązanie

Dla układu jednobieżnego płaskiego przy jednym członie czynnym zachodzi:

$$W_t = 3(n - 1) - 2p_1 - 1p_2 = 1.$$

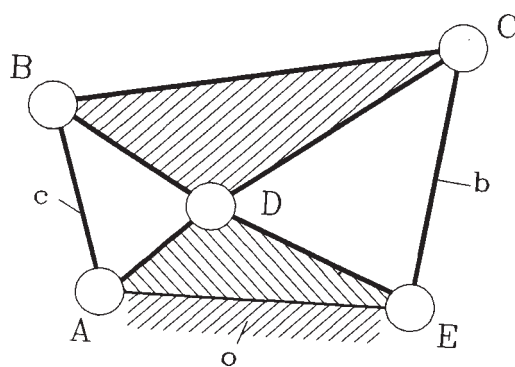
W naszym przypadku $n = 4$, czyli

$$8 = 2p_1 + p_2.$$

Z równania tego, po uwzględnieniu, że $p = p_1 + p_2 = 5$ (z rysunku), można określić liczby p_1 i p_2 par klasy I i 2. W istocie, ponieważ p_i są liczbami całkowitymi, otrzymamy:

$$p_1 = 3, p_2 = 2.$$

Wychodząc z założenia, że każda z par A, B, C, D i E może być parą I lub II klasy, otrzymujemy różne możliwe wersje struktur. Można je otrzymać w wyniku formalnego wyczerpywania. Rezultat tego zabiegu przedstawiono w tabeli 025. Dwie spośród wy-



Rys. 025

szczególnionych w tabeli wersji należy w dalszych rozważaniach pominąć (wersję 1 i 9) ze względu na ruchliwość niezupełną.

Tabela 025

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| A | II | II | II | II | I | I | I | I | I | I |
| B | II | I | I | I | II | II | II | I | I | I |
| C | I | II | I | I | II | I | I | II | II | I |
| D | I | I | II | I | I | II | I | II | I | II |
| E | I | I | I | II | I | I | II | I | II | II |

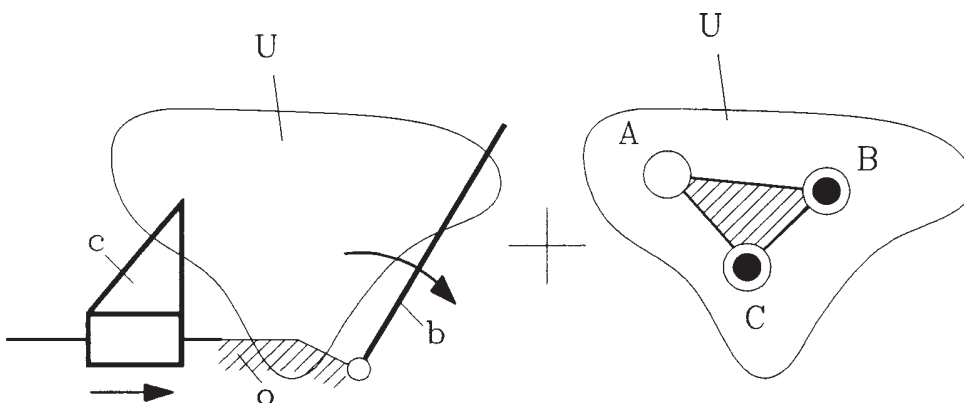
Zadanie 026

Z rozważań strukturalnych (metoda U) wynika, że do przeniesienia ruchu członu czynnego c na ruch członu biernego b (rys. 026.1) można między innymi wykorzystać jeden człon pośredniczący ABC (rys. 026.1) z parą A I klasy i parami B i C II klasy.

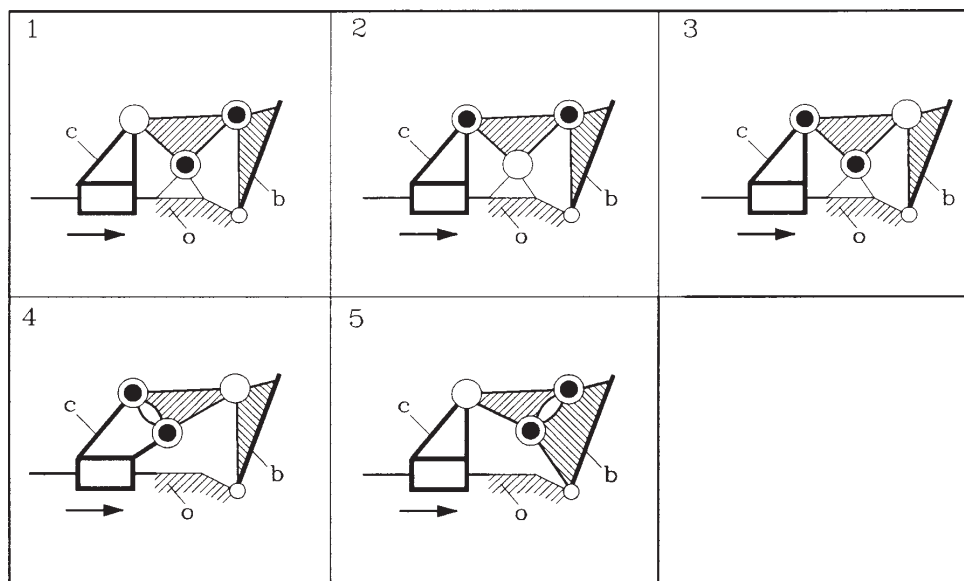
Aby uzyskać oczekiwane układy, należy włączyć człon ABC w układ członów wejściowych $c-o-b$ na wszystkie możliwe sposoby. W tym celu dogodnie jest rozpocząć od sporządzenia tabeli formalnie możliwych połączeń (tab.026).

Podczas jej sporządzania należy pamiętać, że:

- człon ABC musi tworzyć pary z członem c i b
- człon ABC może ale nie musi tworzyć par z podstawą o
- wyklucza się połączenia (wersja 6 i 7) prowadzące do sztywności lokalnych.



Rys. 026.1



Rys. 026.2

Tabela

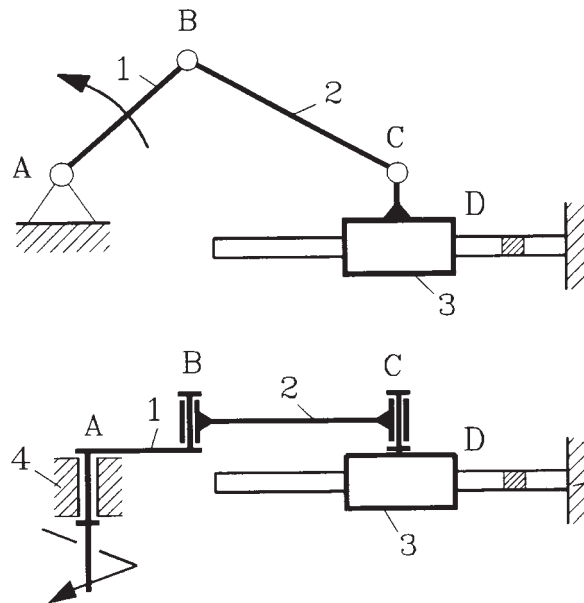
026

| Wersja | Człon | | |
|----------|-----------|----------|-----------|
| | <i>c</i> | <i>o</i> | <i>b</i> |
| 1 | <i>A</i> | <i>B</i> | <i>C</i> |
| 2 | <i>B</i> | <i>A</i> | <i>C</i> |
| 3 | <i>B</i> | <i>C</i> | <i>A</i> |
| 4 | <i>BC</i> | | <i>A</i> |
| 5 | <i>A</i> | | <i>BC</i> |
| 6 | <i>AB</i> | | <i>C</i> |
| <i>1</i> | <i>C</i> | | <i>AB</i> |

Otrzymane w ten sposób wersje rozwiązań przedstawiono w postaci schematów podstawowych na rys. 026.2. Każdy z tych podstawowych schematów sugeruje określony zbiór konkretnych rozwiązań układów kinematycznych, których schematy można otrzymać przez podstawienie pod symbole odpowiednich postaci par.

Zadanie 027

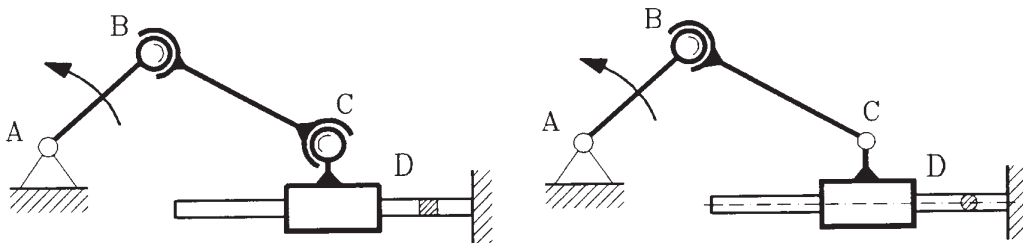
Mechanizm korbowo-wodzikowy rozwiązano jak na rys. 027.1. Określić liczbę więzów biernych układu, traktując go jako mechanizm przestrzenny oraz zaproponować rozwiązanie racjonalne bez więzów biernych.



Rys. 027.1

a)

b)



Rys. 027.2

Rozwiązanie

Liczmy ruchliwość mechanizmu:

liczba członów $n = 4$,

liczba par kinematycznych I klasy $p_1 = 4$.

Ruchliwość teoretyczna wynosi więc

$$W_t = 6(n-1) - \sum_{i=1}^5 (6-1)p_i = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 4 = -2.$$

Ponieważ z założenia pracy mechanizmu służącego do zamiany ruchu obrotowego korby 1 na ruch posuwisto-zwrotny suwaka 3 wynika, że ruchliwość $W_{rz} = 1$, więc liczba więzów biernych

$$R_b = W_{rz} - W_t = 1 - (-2) = 3.$$

Aby zredukować liczbę więzów biernych do zera, należy przy tej samej liczbie członów obniżyć klasę pewnych par kinematycznych, co prowadzi do różnych rozwiązań.

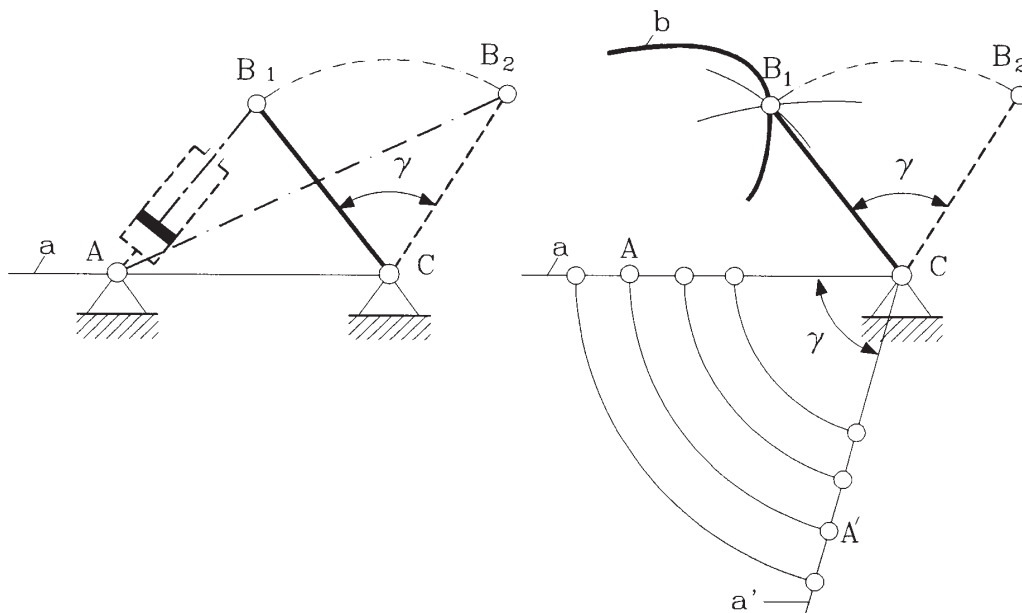
Przykładowe rozwiązania pokazano na rys. 027.2, gdzie $n = 4, p_1 = 2, p_3 = 2, W_t = 2 = 1 + 1$ (ruchliwość lokalna), $R_b = 0$ dla układu z rys. 027.2a, $n = 4, p_1 = 2, p_2 = 1, p_3 = 1, W_t = 1, R_b = 0$ dla układu z rys. 027.2b.

Zadanie 028

Zaprojektować układ napędowy ABC (AB – siłownik hydrauliczny), gdy: długość początkowa siłownika – $l_0 = 0,5$ m, jego skok – $h = 0,36$ m oraz kąt obrotu ramienia CB – $\gamma = \pi/3$ rad. Punkt A mocowania siłownika przyjąć na linii a (rys. 028).

Rozwiązanie

Przed przystąpieniem do rozwiązania tego zadania należy rozpatrzyć ruch względny członu AC względem CB , przyjętego chwilowo jako nieruchomy. Przy takim założeniu, po wydłużeniu się siłownika o skok h , punkt A przejdzie w położenie A' ($OA' = OA$, kąt $ACA' = \gamma$). Zauważmy, że dysponując punktem A' i A można już znaleźć



Rys. 028

położenie punktu B mocowania siłownika na ramieniu CB (punkt B_1 leży na przecięciu łuków zakreślonych z p. A i A' promieniami $AB_1 = l_0$ oraz $A'B_1 = l_0 + h$). Korzystając z t e g o i przyjmując na linii a kolejne punkty A_i , można graficznie określić miejsce geometryczne punktów B_i w postaci krzywej b .

Istnieje więc dowolnie wiele możliwych rozwiązań spełniających wstępnie sformułowane założenia. Podczas typowania ostatecznej wersji należy się kierować dodatkowymi założeniami dotyczącymi np. gabarytów układu, parametrów kinematycznych (rozkłady prędkości i przyspieszeń), rozkładem sił w parach kinematycznych, zmianą wartości momentów na ramieniu CB itd. Po tak przeprowadzonej wstępnie analizie metodą graficzną można dopiero uściślić rozwiązanie, posługując się metodami analitycznymi.

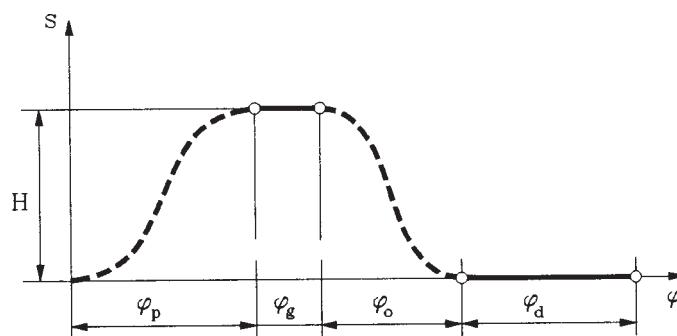
Zadanie 029

Zaprojektować zarys krzywki płaskiej obrotowej współpracującej z popychaczem krążkowym o ruchu postępowym, gdy:

- skok popychacza $H = 0,044$ m,
- kąt obrotu krzywki odpowiadający podnoszeniu $\varphi_p = 2\pi/3$ rad,
- kąt obrotu krzywki odpowiadający spoczynkowi w górnym położeniu $\varphi_g = 2\pi/9$ rad,
- kąt obrotu krzywki odpowiadający opadaniu $\varphi_o = \pi/2$ rad,
- kąt obrotu krzywki odpowiadający spoczynkowi w dolnym położeniu $\varphi_d = 11\pi/18$ rad,

Przyjąć rozkład przyspieszeń popychacza według sinusoidy oraz maksymalny kąt nacisku podczas podnoszenia i opadania

$$\alpha_{p_{\max}} = \alpha_{o_{\max}} = \frac{\pi}{6} \text{ rad}.$$



Rys. 029.1

Rozwiązanie

Do wykreślenia zarysu krzywki niezbędna jest znajomość prawa ruchu popychacza wyrażonego funkcją $S(\varphi)$. Dane wyjściowe określają wstępnie w sposób jednoznaczny jedynie pewne odcinki prostoliniowe takiego wykresu (rys. 029.1).

Brakujące fragmenty wykresu znajdziemy z przyjętego rozkładu przyspieszeń popychacza. Wykorzystamy zależność

$$a = \frac{d^2 S}{dt^2} = \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \cdot \omega^2$$

i zakładamy kolejno:

1. Dla podnoszenia

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = A \cdot \sin \frac{2\pi}{\varphi_p} \cdot \varphi. \quad (29.1)$$

Po scałkowaniu (1) otrzymamy

$$\frac{dS}{d\varphi} = -A \frac{\varphi_p}{2\pi} \cdot \cos \frac{2\pi}{\varphi_p} \varphi + C_1, \quad (29.2)$$

$$S = -A \left(\frac{\varphi_p}{2\pi} \right)^2 \sin \frac{2\pi}{\varphi_p} \varphi + C_1 \varphi + C_2. \quad (29.3)$$

W celu określenia stałej A i stałych całkowania C_1 i C_2 wykorzystujemy warunki brzegowe:

dla $\varphi = 0 \rightarrow dS/d\varphi = 0$ i $S = 0$,

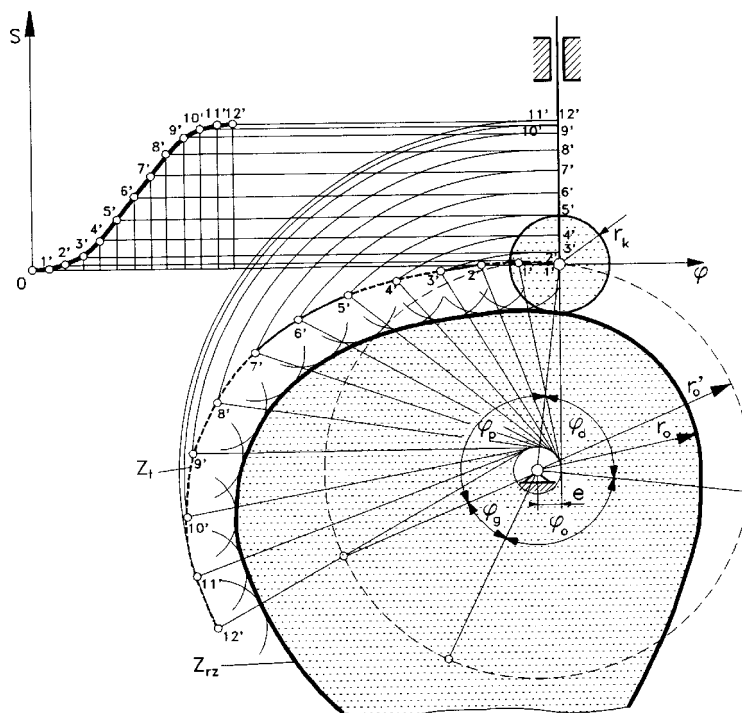
dla $\varphi = \varphi_p \rightarrow S = H$.

Uwzględniając je otrzymamy ostatecznie:

$$S = H \left(\frac{\varphi}{\varphi_p} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\varphi_p} \varphi \right), \quad (29.4)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{H}{\varphi_p} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\varphi_p} \varphi \right), \quad (29.5)$$

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \frac{2\pi \cdot H}{\varphi_p^2} \sin \frac{2\pi}{\varphi_p} \varphi. \quad (29.6)$$



Rys. 029.3

2. Dla opuszczania otrzymamy w analogiczny sposób

$$S = H \left(1 - \frac{1}{\varphi_0} \varphi + \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\varphi_0} \varphi \right), \quad (29.7)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{H}{\varphi_0} \left(\cos \frac{2\pi}{\varphi_0} \varphi - 1 \right), \quad (29.8)$$

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{2\pi \cdot H}{\varphi_0^2} \sin \frac{2\pi}{\varphi_0} \varphi. \quad (29.9)$$

Zależności (29.4)–(29.6) oraz (29.7)–(29.9) przedstawiają pełną charakterystykę ruchu popychacza w fazie podnoszenia i opadania. Przedstawiono je na rys. 29.2a. Otrzymany w ten sposób pełny wykres $S(\varphi)$ umożliwia wykreślenie zarysu krzywki przy zadanych r_o i e . Wielkości te, najczęściej niejednoznacznie określone w założeniach

wstępnych, decydują, jak wiadomo, o wartości kąta nacisku α . Na podstawie maksymalnej wartości tego kąta określamy r_o i e metodą graficzną. W tym celu, opierając się na wykresach $(ds/d\varphi)(\varphi)$ i $S(\varphi)$ sporządzamy wykres $(ds/d\varphi)(S)$ (rys.029.2b) i prowadzimy styczne t_p i t_o tworzące z kierunkiem ruchu popychacza zadane kąty nacisku α_{pmax} i α_{omax} . Na przecięciu otrzymujemy położenia środka obrotu krzywki 0, a tym samym r_o i e .

Wykorzystując otrzymane parametry wykreślamy na podstawie wykresu $S(\varphi)$ zarys krzywki, co konstrukcyjnie pokazano na rysunku 29.3 na przykładzie fazy podnoszenia.

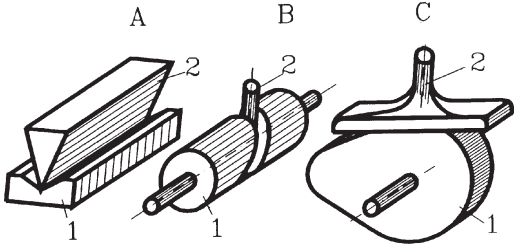
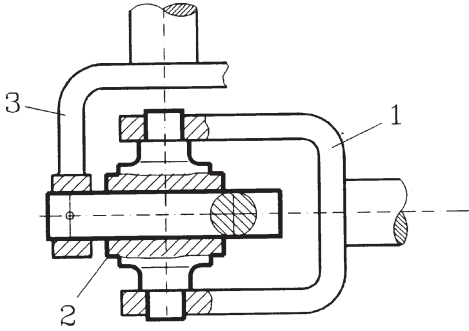
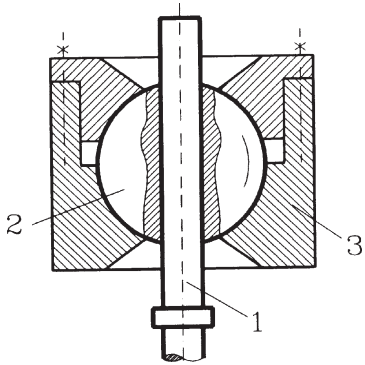
Otrzymany teoretycznie zarys krzywki z_t realizuje zadany ruch popychacza zakończonego ostrzem. W przypadku zakończenia popychacza krążkiem zarys rzeczywisty z_{rz} krzywki będzie w stosunku do zarysu teoretycznego ekwidystantą – wykreślimy ją jako obwiednię okręgów o promieniu r_k krążka, zakreślonych z punktów leżących na zarysie teoretycznym. Przyjęty promień krążka r_k powinien spełniać nierówności:

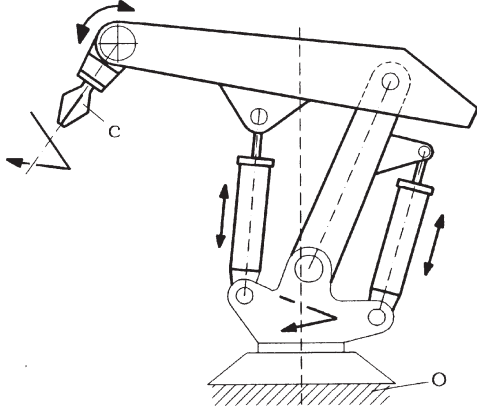
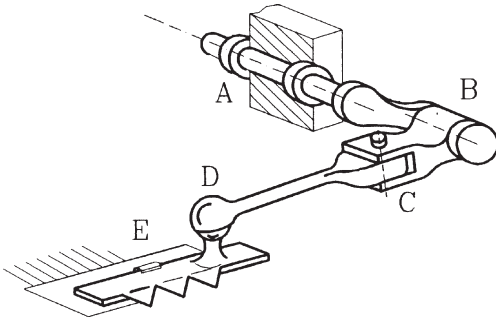
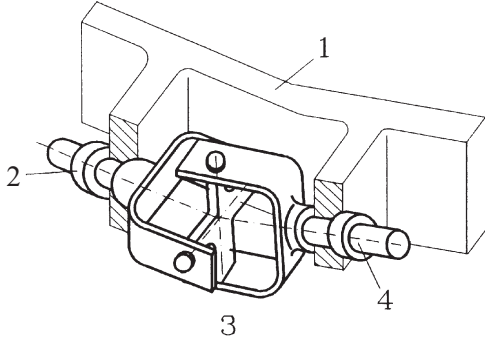
$$r_k \leq 0,8 \rho_{min} \quad \text{i} \quad r_k \leq (0,4 - 0,5) r_o .$$

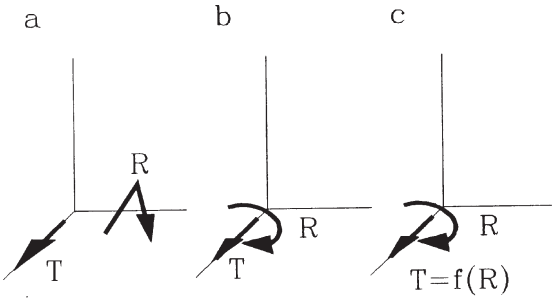
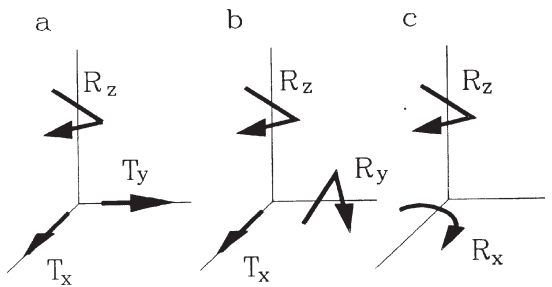
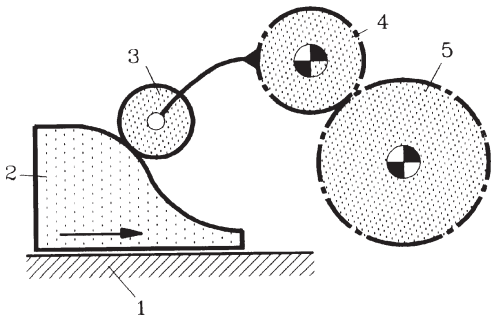
W ten sposób zaprojektowana krzywka spełnia zadane w temacie założenia. Należy zwrócić uwagę, że omówiony tok postępowania dotyczy końcowej fazy projektowania mechanizmu krzywkowego. Nie omówiono tu ważnego zagadnienia doboru właściwego rozkładu przyspieszeń i dyskusji dopuszczalnych maksymalnych wartości kątów nacisku, decydujących w sposób istotny o walorach dynamicznych mechanizmu.

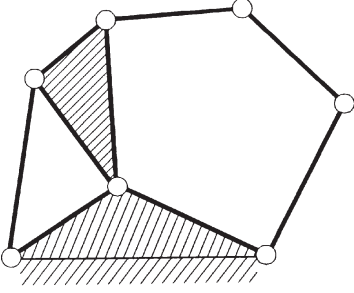
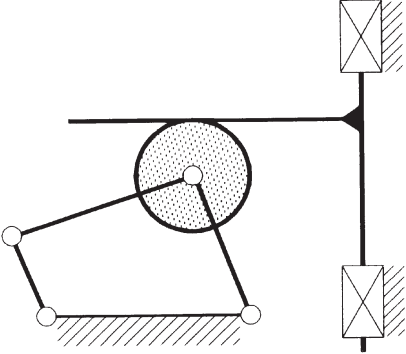
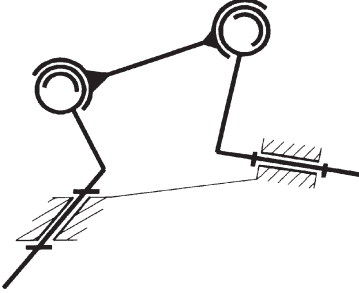
Rozdział 2

Problemy analizy

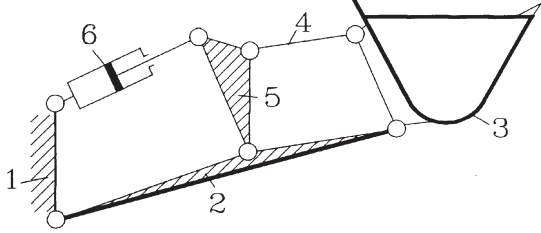
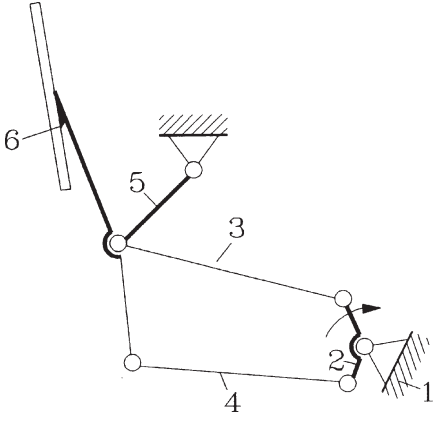
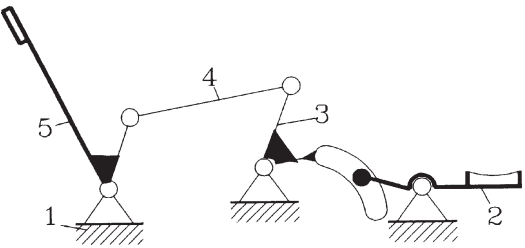
| | |
|--|--|
| <p>Zad. 1 Skłasyfikować podane pary kinematyczne.</p> |  |
| <p>Zad. 2 Narysować schematycznie przedstawiony fragment łańcucha i określić liczbę stopni swobody członu 3 względem członu 1.</p> |  |
| <p>Zad. 3 Ustalić liczbę stopni swobody członu 1 względem członu 3. Narysować schemat pary kinematycznej, zapewniającej członom 1 i 3 tę samą liczbę względnych stopni swobody.</p> |  |

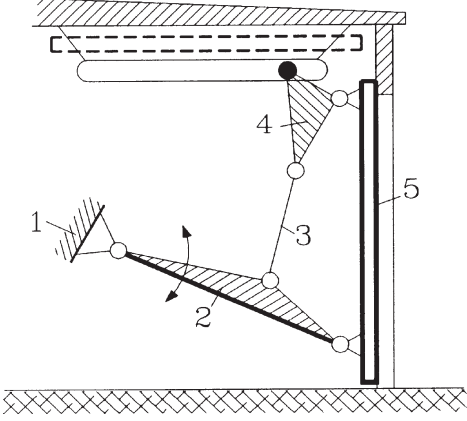
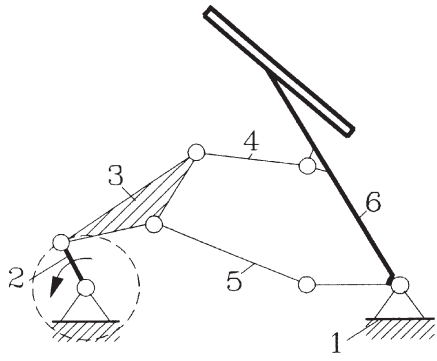
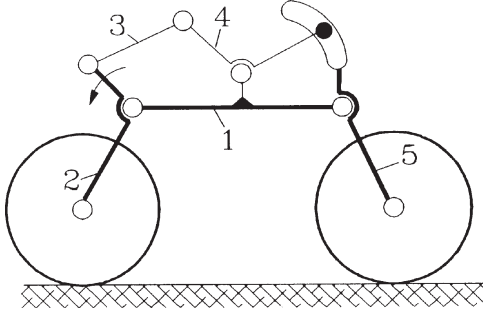
| | |
|--|--|
| <p>Zad. 4 Narysować przedstawiony robot schematycznie. Określić liczbę stopni swobody chwytaka c względem podstawy.</p> |  |
| <p>Zad. 5 Układ napędu listwy nożowej kosiarki przedstawić w postaci schematycznej. Czy para C jest potrzebna i ewentualnie kiedy?</p> |  |
| <p>Zad. 6 Sprzęgło Cardana narysować w sposób schematyczny i określić ruchliwość W oraz liczbę więzów biernych R_b.</p> |  |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 7 Zaproponować rozwiązanie par, zapewniających narzucone ruchy względne dwóch członów.</p> |  |
| <p>Zad. 8 Zaproponować rozwiązanie par, zapewniających narzucone ruchy względne dwóch członów.</p> |  |
| <p>Zad. 9 Określić intuicyjnie ruchliwość W tego mechanizmu, a następnie sprawdzić za pomocą odpowiedniego wzoru.</p> |  |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 10 Dla danego układu płaskiego określić ruchliwość W, a następnie zinterpretować wynik.</p> |  |
| <p>Zad. 11 Określić ruchliwość W mechanizmu: a) intuicyjnie, b) według wzoru. Zinterpretować wynik.</p> |  |
| <p>Zad. 12 Określić ruchliwość W mechanizmu przedstawionego na rysunku i zinterpretować wynik.</p> |  |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 13 Sprawdzić czy podany układ kinematyczny jest jednobieżny przy zadanej prędkości kątowej ω koła zębatego 7.</p> | |
| <p>Zad. 14 W ogólnym przypadku ruchliwość W dotyczy członów 2, 3 i 4. Co się stanie, gdy $h = 0$?</p> | |
| <p>Zad. 15 Dla podanego na rysunku układu określić ruchliwość W i zinterpretować wynik.</p> | |

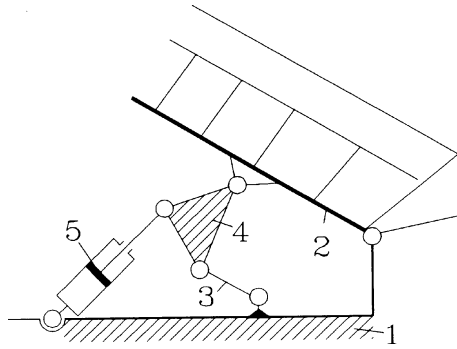
| | |
|---|--|
| <p>Zad. 16 Znane jest rozwiązanie mechanizmu obrotu łyżki ładowarki. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.</p> |  <p>The diagram shows a mechanism with 6 links and 4 joints. Link 1 is the fixed frame. Link 2 is a long connecting link. Link 3 is a bucket-shaped link. Link 4 is a short connecting link. Link 5 is a triangular link. Link 6 is a rectangular link. The joints are: a revolute joint between links 1 and 2, a revolute joint between links 2 and 3, a revolute joint between links 3 and 4, and a revolute joint between links 4 and 5. There is also a revolute joint between links 5 and 6, and a revolute joint between link 6 and link 1.</p> |
| <p>Zad. 17 Znane jest rozwiązanie mechanizmu napędu wycieraczki samochodowej. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.</p> |  <p>The diagram shows a mechanism with 6 links and 4 joints. Link 1 is the fixed frame. Link 2 is a short connecting link. Link 3 is a long connecting link. Link 4 is a long connecting link. Link 5 is a short connecting link. Link 6 is a long connecting link. The joints are: a revolute joint between links 1 and 2, a revolute joint between links 2 and 3, a revolute joint between links 3 and 4, and a revolute joint between links 4 and 5. There is also a revolute joint between links 5 and 6, and a revolute joint between link 6 and link 1.</p> |
| <p>Zad. 18 Znane jest rozwiązanie mechanizmu uruchamiania czcionki w maszynie do pisania. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.</p> |  <p>The diagram shows a mechanism with 5 links and 4 joints. Link 1 is the fixed frame. Link 2 is a horizontal connecting link. Link 3 is a short connecting link. Link 4 is a long connecting link. Link 5 is a long connecting link. The joints are: a revolute joint between links 1 and 2, a revolute joint between links 2 and 3, a revolute joint between links 3 and 4, and a revolute joint between links 4 and 5. There is also a revolute joint between links 5 and 1.</p> |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 19 Znane jest rozwiązanie mechanizmu prowadzenia drzwi garażowych w fazie zamykania i otwierania. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.</p> |  |
| <p>Zad. 20 Znane jest rozwiązanie mechanizmu napędu wycieraczki samochodowej. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.</p> |  |
| <p>Zad. 21 Znane jest rozwiązanie mechanizmu prowadzenia ramy 1 pługa. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.</p> |  |

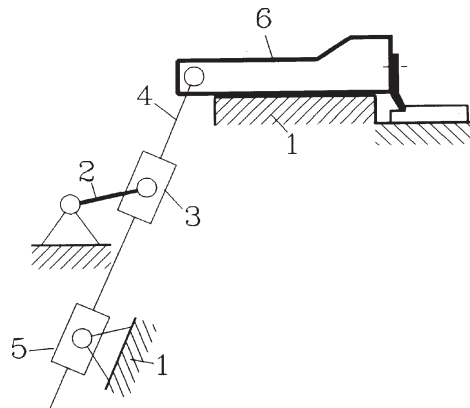
| | |
|---|--|
| <p>Zad. 22 Znane jest rozwiązanie mechanizmu sterowania ruchem przeciwwagi W w układzie żurawia portowego. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.</p> | |
| <p>Zad. 23 Znane jest rozwiązanie mechanizmu podnoszenia platformy samozaładowczej pojazdu samochodowego. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.</p> | |
| <p>Zad. 24 Znane jest rozwiązanie mechanizmu napędu suportu strugarki poprzecznej. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.</p> | |

Zad. 25

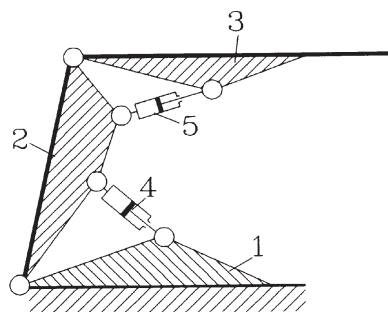
Znane jest rozwiązanie mechanizmu wywrotu skrzyni samochodowej. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.

**Zad. 26**

Znane jest rozwiązanie mechanizmu napędu suportu strugarki poprzecznej. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.

**Zad. 27**

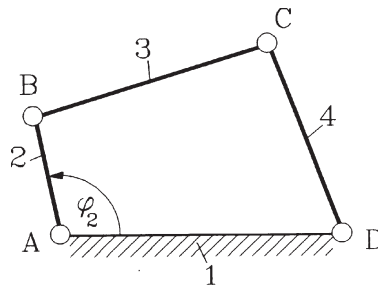
Znane jest rozwiązanie mechanizmu obudowy górniczej, gdzie siłowniki 4 i 5 umożliwiają uzyskiwanie różnych położeń członów 2 i 3. Wykorzystując metodę inwersji zaproponować inne możliwe rozwiązania.



Zad. 28

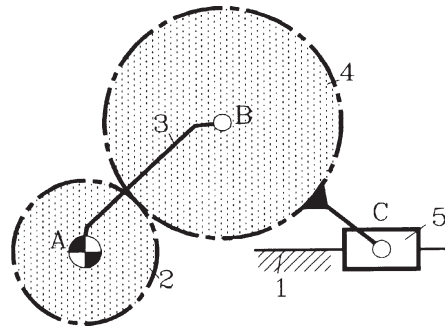
W załączonym mechanizmie prędkość kątowna ruchu względnego członów 3 i 4 zmienia się w funkcji kąta φ_2 obrotu korby.

Określić φ_2 , dla którego $\omega_{34} = 0$,
Dane: $AB = 0,2$ m,
 $BC = CD = 0,3$ m,
 $AD = 0,4$ m.

**Zad. 29**

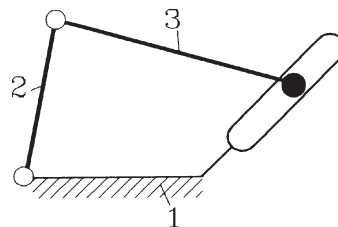
W przedstawionym na rysunku mechanizmie wyznaczyć środki obrotu.

Dane: $AB = BC = 0,08$ m,
 $AC = 0,13$ m, $z_2/z_4 = 3/5$.

**Zad. 30**

Dla przedstawionego mechanizmu wyznaczyć położenia, w których człon 3 znajduje się w ruchu postępowym.

Dane: założyć geometrię mechanizmu.

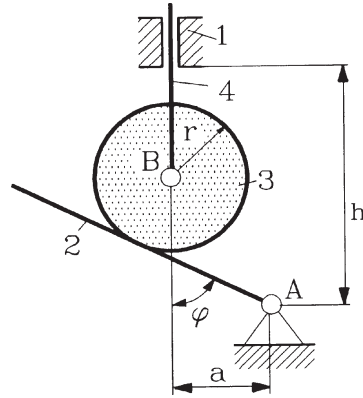


| | |
|--|--|
| <p>Zad. 31 Dla podanego na rysunku mechanizmu wyznaczyć punkty leżące na obwodzie krążka 3, które w danym położeniu charakteryzują się pionowym kierunkiem prędkości.</p> <p>Dane: $a = 0,03 \text{ m}$, $b = 0,045 \text{ m}$, $r = 0,04 \text{ m}$, $R = 0,075 \text{ m}$.</p> | |
| <p>Zad. 32 Dla przedstawionego mechanizmu jarzmowego wyznaczyć położenia, w których względne przyspieszenie Coriolisa a_{CD}^C przyjmuje wartość zerową.</p> <p>Dane: $AC = 3 AB = 0,45 \text{ m}$.</p> | |
| <p>Zad. 33 W zadanym położeniu mechanizmu ustalić:</p> <ol style="list-style-type: none"> zwrot ruchu suwaka 6 wywołanego siłą F, dla jakiego kierunku siły F mechanizm jest w położeniu martwym (tarcie pominać). <p>Dane: $a = 0,2 \text{ m}$, $b = 0,24 \text{ m}$, $c = 0,18 \text{ m}$, $h = 0,15 \text{ m}$.</p> | |

Zad. 34

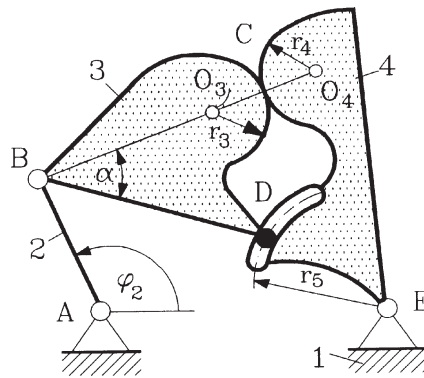
W przedstawionym na rysunku mechanizmie wyznaczyć środki obrotu.

Dane: $a = 0,025$ m, $r = 0,02$ m,
 $h = 0,1$ m, $\varphi = \pi/3$.

**Zad. 35**

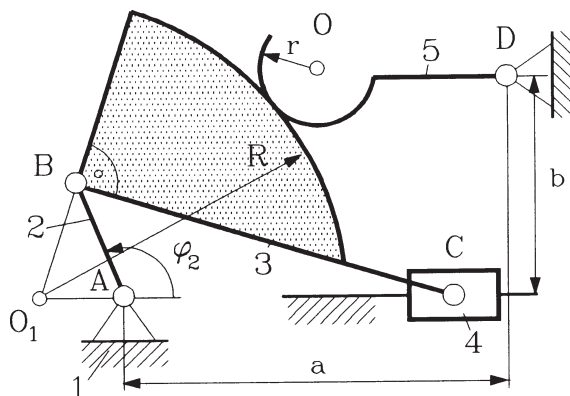
W przedstawionym mechanizmie wyznaczyć środek obrotu S_{24} .

Dane: $AE = 0,8$ m, $AB = 0,36$ m,
 $BD = 0,72$ m, $BO_3 = 0,5$ m,
 $r_3 = 0,13$ m, $r_4 = 0,15$ m,
 $r_5 = 0,38$ m, $\alpha = \pi/6$, $\varphi_2 = 2\pi/3$.

**Zad. 36**

Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku wyznaczyć środki obrotu.

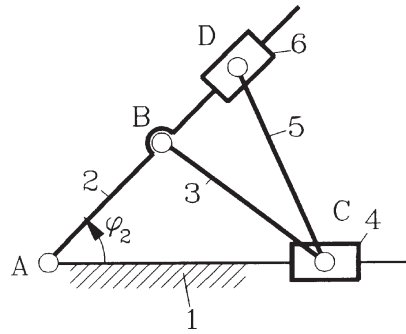
Dane: $a = 2b = 0,06$ m,
 $R = BC = 0,05$ m,
 $AB = 2r = 0,02$ m,
 $DO = 0,035$ m, $\varphi_2 = 3\pi/4$.



Zad. 37

W mechanizmie przedstawionym na rysunku wyznaczyć środki obrotu.

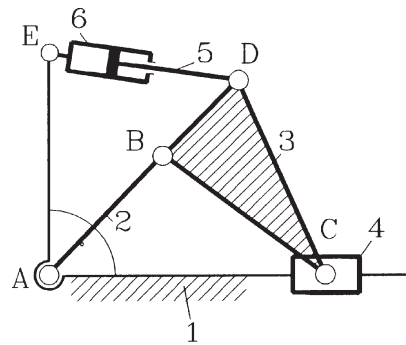
Dane: $AB = BC = CD = 0,1$ m,
 $\varphi_2 = \pi/3$.



Zad. 38

W mechanizmie przedstawionym na rysunku wyznaczyć środki obrotu.

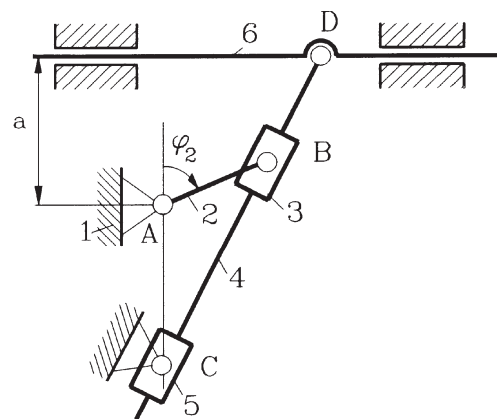
Dane: $AB = BD = 0,1$ m,
 $DC = BC = 0,18$ m,
 $AE = ED = 0,12$ m.

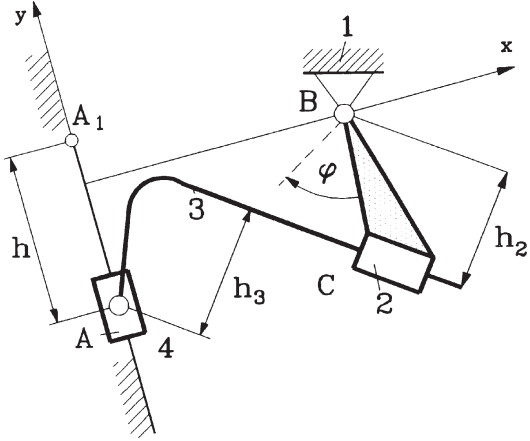
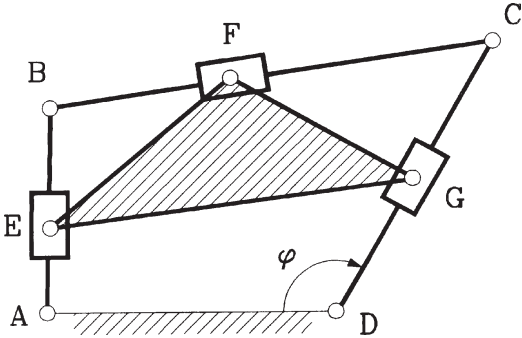
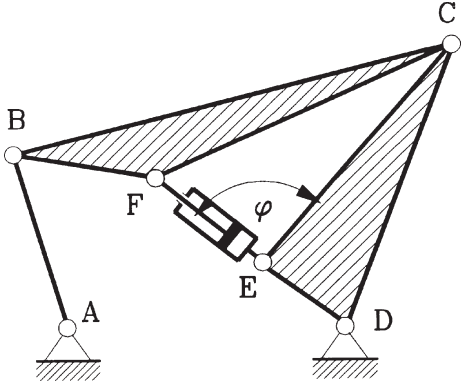


Zad. 39

W mechanizmie przedstawionym na rysunku wyznaczyć środki obrotu.

Dane: $a = 0,3$ m,
 $AC = 2 AB = 0,4$ m, $\varphi_2 = \pi/3$.



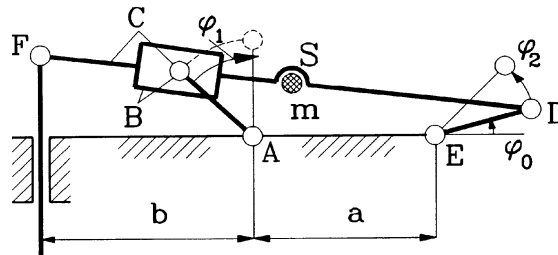
| | |
|---|--|
| <p>Zad. 40 Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku wykreślić nowe położenia, jeżeli:</p> <p>a) człon 2 obróci się o kąt $\varphi = \pi/6$, b) człon 4 przemieści się o skok $h = 0,1$ m.</p> <p>Dane: $h_2 = h_3 = 0,05$ m, $x_B = 0,12$ m, $y_A = -0,065$ m.</p> |  |
| <p>Zad. 41 Przedstawiony na rysunku mechanizm narysować w położeniu zadanym następującymi parametrami:</p> <p>a) $\varphi = 2\pi/3$, b) $DG = 0,05$ m.</p> <p>Dane: $AB = 0,08$ m, $BC = 0,17$ m, $CD = 0,12$ m, $AD = 0,11$ m, $EF = 0,09$ m, $FG = 0,08$ m, $EG = 0,14$ m.</p> |  |
| <p>Zad. 42 Przedstawiony na rysunku mechanizm narysować w położeniu zadanym następującymi parametrami:</p> <p>a) $\varphi = \pi/2$, b) $EF = 0,08$ m.</p> <p>Dane: $AB = 0,065$ m, $BC = 0,18$ m, $CD = 0,1$ m, $AD = 0,15$ m, $BF = 0,07$ m, $CF = 0,12$ m, $ED = 0,04$ m, $EC = 0,1$ m.</p> |  |

Zad. 43

Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku określić zmianę energii potencjalnej, wynikającą z obrotu:

- a) członu AB o kąt $\varphi_1 = \pi/4$,
- b) członu ED o kąt $\varphi_2 = \pi/6$.

Dane: $a = 0,055$ m,
 $b = 0,065$ m, $FD = 0,15$ m,
 $AB = ED = 0,03$ m,
 $DS = 0,08$ m, $\varphi_0 = \pi/12$,
 $m = 10$ kg.

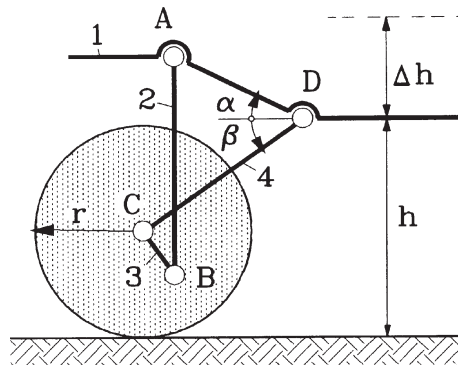


Zad. 44

Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku określić pracę jaką należy wykonać, aby:

- a) obrócić człon 3 względem 4 o kąt π ,
- b) maksymalnie podnieść ramę 1 (rama 1 wykonuje ruch postępowy).

Dane: $AB = 0,9$ m, $BC = 0,18$ m,
 $CD = 0,8$ m, $AD = 0,38$ m,
 $r = 0,4$ m, $\alpha = \pi/6$, $\beta = 2\pi/9$,
 $AS = 0,2$ m, $m_1 = 100$ kg.

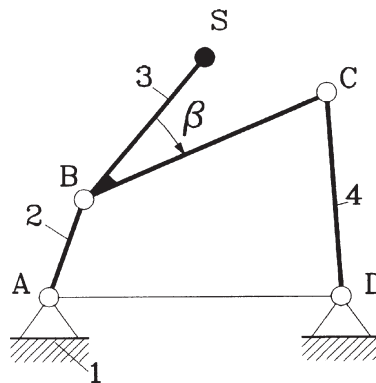


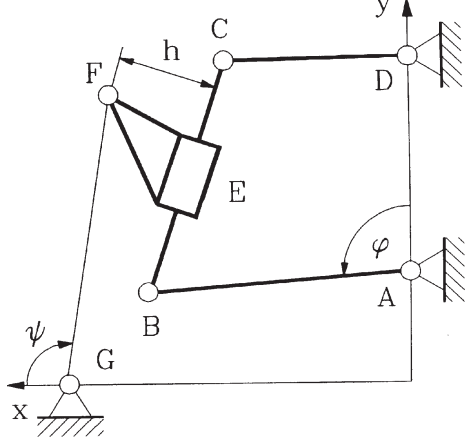
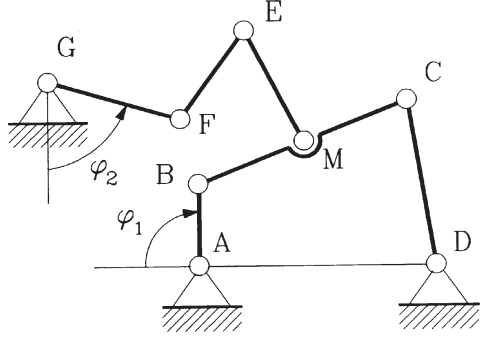
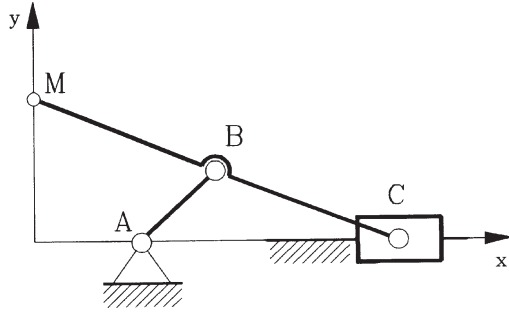
Zad. 45

Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku określić położenia równowagi przy założeniu, że masę ma tylko człon 3 (skupiona w punkcie S), gdy:

- a) $\beta = \pi/6$,
- b) $\beta = -\pi/6$.

Dane: $AB = 0,04$ m, $BC = 0,12$ m,
 $CD = 0,08$ m, $AD = 0,1$ m,
 $BS = 0,08$ m.



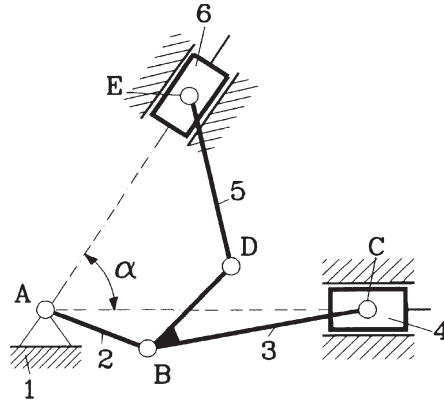
| | |
|---|--|
| <p>Zad. 46 Przedstawiony na rysunku mechanizm narysować w położeniu opisanym kątem:</p> <p>a) $\varphi = \pi/2$, b) $\psi = 2\pi/3$.</p> <p>Dane: $h = 0,15$ m, $y_A = 0,2$ m, $y_D = 0,7$ m, $x_G = 0,8$ m, $AB = 0,5$ m, $BC = 0,6$ m, $CD = 0,38$ m, $GF = 0,6$ m.</p> |  |
| <p>Zad. 47 W mechanizmie przedstawionym na rysunku wykreślić przebieg zmian $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$.</p> <p>Dane: $BC = 4,22 AB$, $DC = AD = 3AB$, $BE = 2,95 AB$, $EF = 2,5 AB$, $FG = 5 AB$, $x_G = -3 AB$, $y_G = 5 AB$.</p> |  |
| <p>Zad. 48 Dla mechanizmu pisaka rejestratora wyznaczyć zakresy położenia członu AB spełniające warunek $x_M \leq 0,002$ m.</p> <p>Dane: $x_A = 0,116$ m, $AB = 0,018$ m, $BC = 0,046$ m, $MB = 0,134$ m.</p> |  |

Zad. 49

W układzie korbowym silnika spalinowego określić zewnętrzne położenie zwrotne tłoka 6.

Dane:

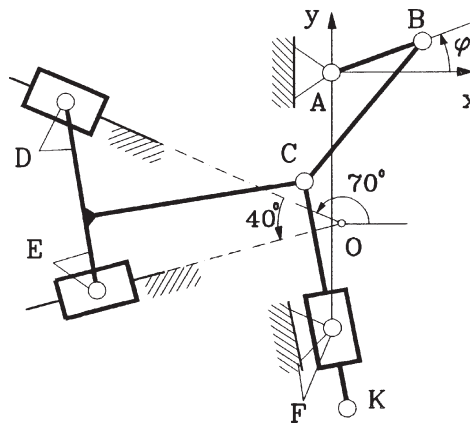
$AB = BD = 0,1$ m, $BC = 0,25$ m,
 $DC = DE = 0,2$ m, $\alpha = \pi/3$.



Zad. 50

Przedstawiony na rysunku mechanizm wykreślić w położeniu opisanym kątem φ .

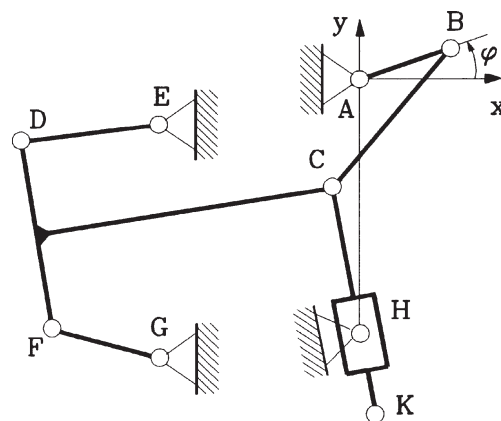
Dane: $AB = 0,02$ m, $x_0 = 0,003$ m,
 $y_0 = -0,063$ m, $x_F = 0$, $y_F = -0,1$ m,
 $BC = 0,0624$ m, $CK = 0,06$ m,
 $CD = CE = 0,0594$ m,
 $ED = 0,044$ m, $\varphi = \pi/3$.



Zad. 51

Przedstawiony na rysunku mechanizm wykreślić w położeniu opisanym kątem φ .

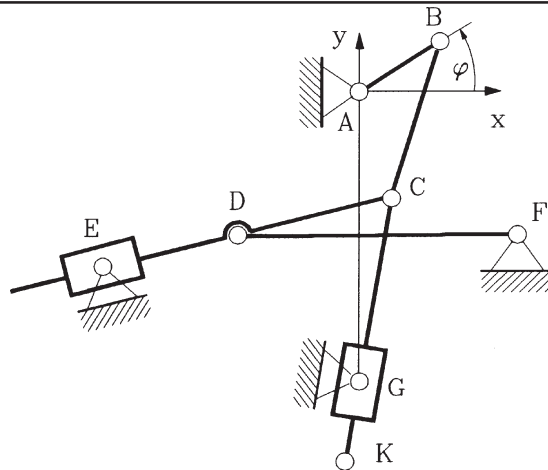
Dane: $AB = 0,03$ m,
 $x_E = x_G = -0,08$ m, $y_E = -0,09$ m,
 $y_G = y_H = -0,2$ m, $x_H = 0$,
 $BC = 0,145$ m,
 $ED = GF = 0,075$ m,
 $DF = 0,064$ m, $CD = CF = 0,155$ m,
 $CK = 0,12$ m, $\varphi = \pi/3$.



Zad. 52

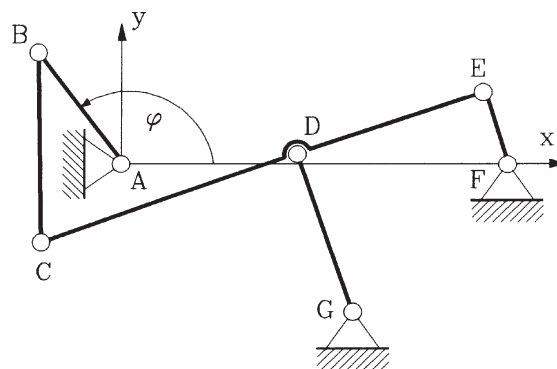
Przedstawiony na rysunku mechanizm wykreślić w położeniu opisanym kątem φ .

Dane: $AB = 0,02$ m,
 $BC = 0,0592$ m,
 $x_F = -x_E = 0,041$ m,
 $y_E = y_F = -0,08$ m,
 $FD = 0,054$ m, $CD = 0,013$ m,
 $x_G = 0$, $y_G = -0,09$ m,
 $CK = 0,06$ m, $\varphi = \pi/3$.

**Zad. 53**

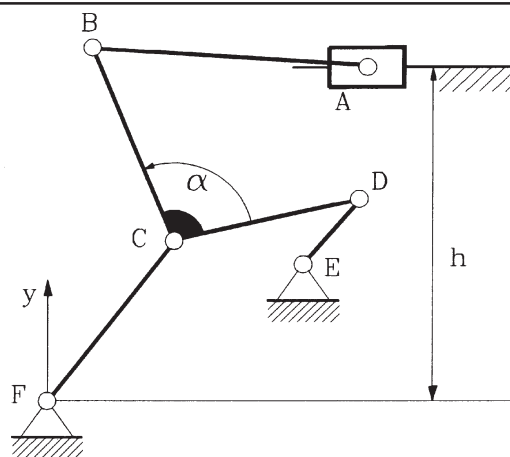
Przedstawiony na rysunku mechanizm wykreślić w położeniu opisanym kątem φ .

Dane: $x_F = 0,192$ m, $AG = 0,139$ m,
 $FG = 0,133$ m, $AB = BC = 0,057$ m,
 $CD = DE = DG = 0,1$ m,
 $EF = 0,054$ m, $\varphi = 2\pi/3$.

**Zad. 54**

Przedstawiony na rysunku mechanizm wykreślić w położeniu opisanym położeniem punktu A.

Dane: $h = 0,179$ m, $x_E = 0,1$ m,
 $y_E = 0,094$ m, $AB = 0,15$ m,
 $ED = 0,055$ m, $\alpha = 93^\circ$,
 $BC = CD = CF = 0,1$ m,
 $x_A = 0,12$ m.

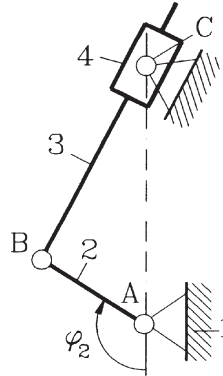


Zad. 55

Dla podanego mechanizmu należy:

- narysować przebieg prędkości kątowej członu 3 w funkcji kąta φ_2 ; ($\omega_3 = f(\varphi_2)$),
- wyznaczyć położenie, w którym $\omega_3 = \omega_{3\max}$,
- określić wartość ilorazu $\omega_{3\max}/\omega_2$.

Dane: $AC = 3 AB = 0,45$ m.

**Zad. 56**

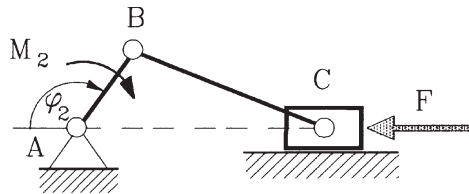
Pomijając straty na tarcie i masy członów dla podanego mechanizmu należy:

- naszpicować przebieg $M_2(\varphi_2)$ w przedziale $0 < \varphi_2 < \pi$,
- wyznaczyć iloraz M_2/F w dwóch położeniach:
 - $\varphi_2 = \pi/2$, b) $\angle ABC = \pi/2$,

Dane: $BC = 3AB$,

$F = F_0$ dla $0 < \varphi_2 < \pi$,

$F = 0$ dla $\pi < \varphi_2 < 2\pi$.

**Zad. 57**

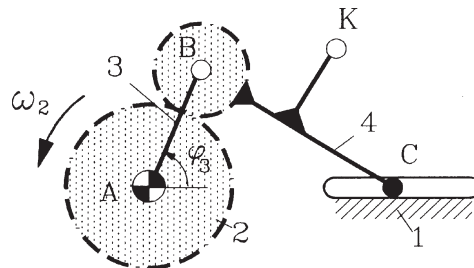
W podanym mechanizmie określić wartości v_K oraz ω_4 dwiema dowolnymi metodami.

Dane (wymiary liniowe w m):

$AB = 0,12$, $BC = 0,21$,

$BK = CK = 0,15$, $z_2 = 2z_4 = 60$,

$\varphi_3 = \pi/4$, $\omega_2 = 5 \text{ s}^{-1}$.

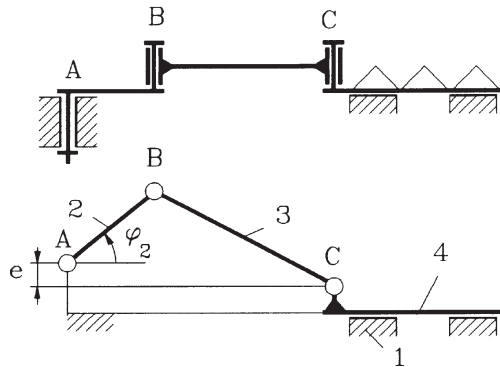


Zad. 58

Naszkićować przebieg $v_C(\varphi_2)$, a następnie wyznaczyć iloraz $v_{C\max}/v_B$ dla dwóch wariantów mechanizmu:

- gdy $e = AB$,
- gdy $e = 0$.

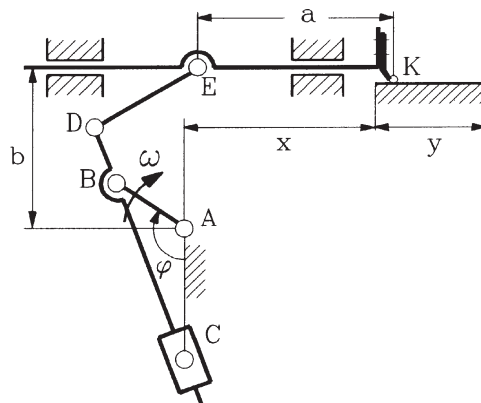
Dane: $BC = 4 AB = 0,4$ m.

**Zad. 59**

Warunki strugania wymagają, aby $v_K > 1$ m/s. Należy:

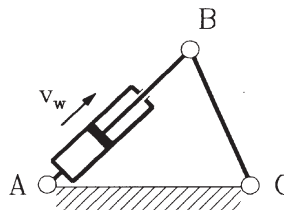
- naszkićować $v_K(\varphi)$ dla przedziału $\pi/2 < \varphi < 3\pi/2$,
- określić położenie, w którym $v_K = v_{K\max}$,
- wyznaczyć początek (x) i zakres (y) strefy strugania.

Dane: $AB = 0,25$ m, $\omega = 6$ s⁻¹.
Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.

**Zad. 60**

W przedstawionym układzie określić zakres długości siłownika, dla którego będzie spełniony warunek $(\omega_{BC}/\omega_{BC\min}) \leq 1,25$.

Dane: $AC = 0,6$ m, $BC = 0,5$ m,
 $v_w = \text{const}$.

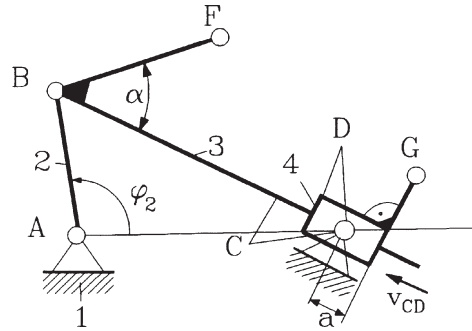


Zad. 61

Dla podanego mechanizmu określić v_F , v_G oraz ω_3 .

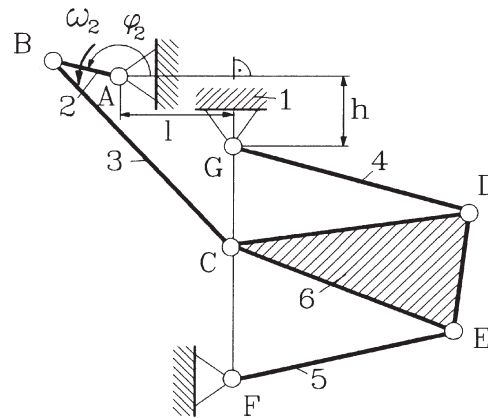
Dane: $AB = 0,3$ m, $\varphi_2 = 2\pi/3$,
 $\alpha = \pi/3$, $v_{CD} = 1$ m/s.

Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.

**Zad. 62**

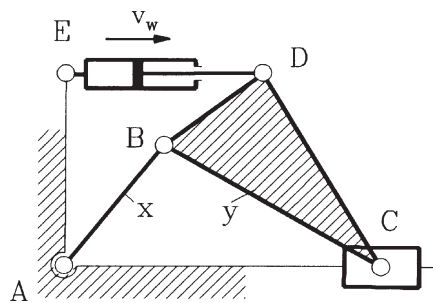
Wyznaczyć prędkości v_C oraz ω_5 w położeniu określonym kątem φ_2 .

Dane (wymiary liniowe w m):
 $BC = CE = CD = DG = EF = FG = 0,05$,
 $DE = 0,024$, $l = 0,01$,
 $h = 0,025$, $\varphi_2 = 4\pi/3$, $\omega_2 = 5$ s⁻¹.

**Zad. 63**

Dla przedstawionego mechanizmu należy określić v_D oraz ω_{xy} dla zadanej prędkości v_w wysuwu siłownika.

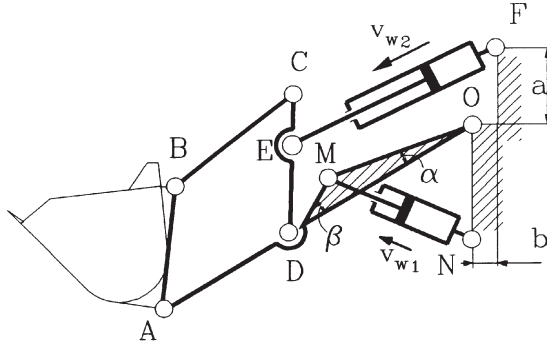
Dane (wymiary liniowe w m):
 $AB = BD = 0,1$, $DC = BC = 0,18$,
 $AE = ED = 0,12$, $v_w = 0,1$ m/s.



Zad. 64

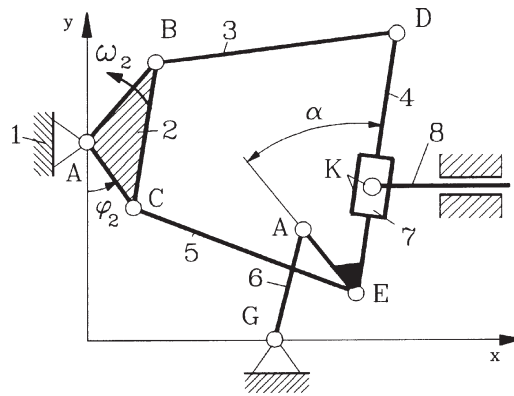
Przemieszczanie łyżki AB z urobkiem powinno odbywać się ruchem postępowym. Sprawdzić, czy wymóg ten jest spełniony w zadanym położeniu mechanizmu.

Dane (wymiary liniowe w m):
 $a = 0,34$, $b = 0,075$, $ON = 0,435$,
 $AO = 1,84$, $CD = 0,675$,
 $AB = AD = 0,55$, $CE = 0,275$,
 $BC = 0,6$, $EF = 1,28$, $MN = 0,9$,
 $\alpha = \pi/36$, $\beta = \pi/9$, $v_{w1} > 0$, $v_{w2} = 0$.

**Zad. 65**

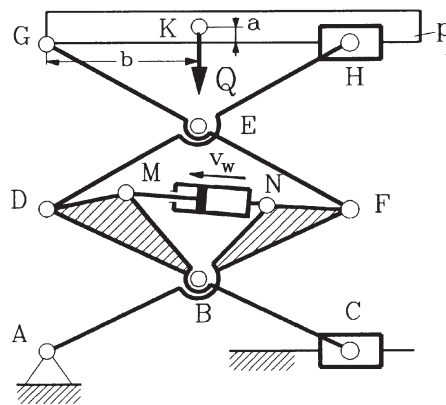
Dla zadanego położenia mechanizmu wyznaczyć energię kinetyczną członu 8.

Dane (wymiary liniowe w m):
 $y_A = FG = 0,45$, $x_G = BC = 0,5$,
 $AC = AB = EF = 0,3$, $BC = 0,5$,
 $ED = BD = CE = 0,75$,
 $\varphi_2 = \alpha = \pi/4$, $m_8 = 2$ kg, $\omega_2 = 5$ s⁻¹.

**Zad. 66**

Platforma p jest napędzana siłownikiem MN wydłużanym z prędkością v_w . Określić siłę S w siłowniku dla zadanej wartości Q . Obciążenia dynamiczne i tarcie w parach kinematycznych pominać.

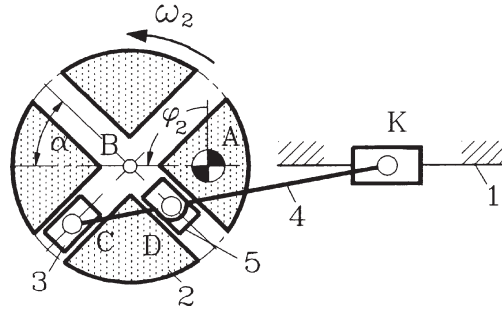
Dane (wymiary liniowe w m):
 $AB = BF = 0,35$, $MN = 0,32$,
 $Q = 20$ kN. Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.



Zad. 67

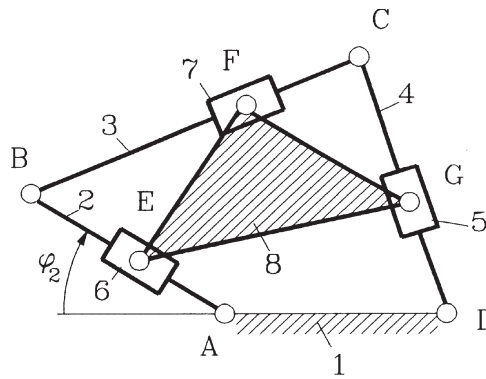
W mechanizmie napędu igły maszyny do szycia wyznaczyć prędkość v_K punktu K , jeżeli znana jest prędkość kątowa ω_2 członu 2.

Dane: $\omega_2 = 15 \text{ s}^{-1}$,
 $CD = 0,09 \text{ m}$, $DK = 0,3 \text{ m}$.
 Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.

**Zad. 68**

Wyznaczyć środek obrotu S_{81} członu 8 względem podstawy 1 w położeniu zadanym kątem φ_2 .

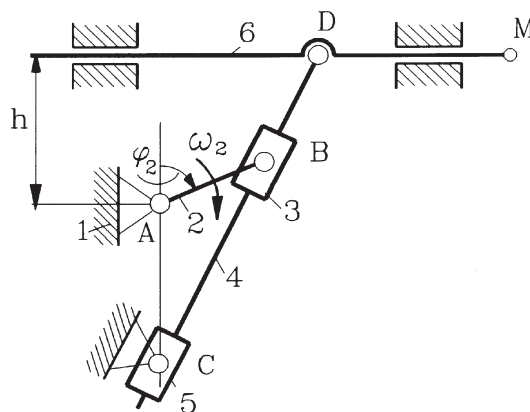
Dane (wymiar liniowy w m):
 $AB = 0,06$, $BC = 0,11$, $CD = 0,09$,
 $AD = 0,04$, $EF = FG = 0,065$,
 $EG = 0,055$, $\varphi_2 = \pi/6$.

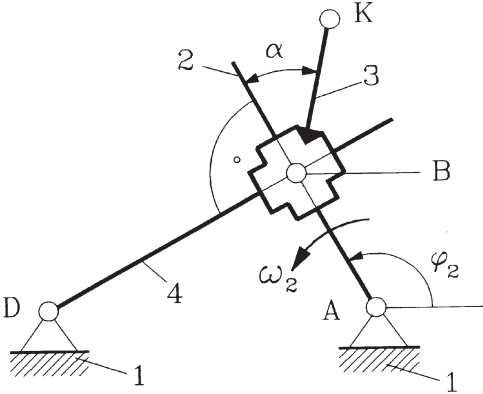
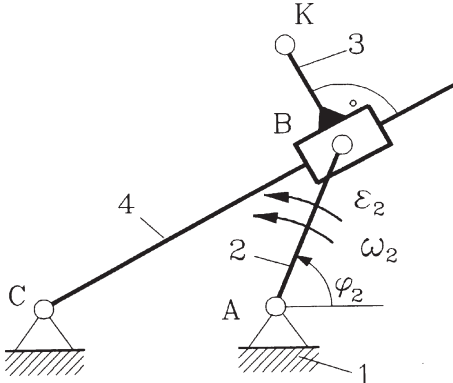
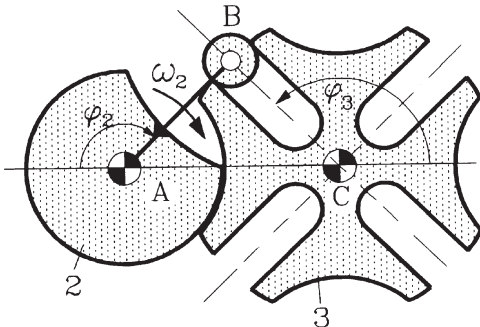
**Zad. 69**

Dla podanego mechanizmu określić:

- prędkość v_M punktu M w położeniu opisanym kątem φ_2 przy zadanej prędkości kątowej ω_2 ,
- położenia mechanizmu, w których $a_M = 0$.

Dane (wymiar liniowy w m):
 $AC = 0,6$, $AB = 0,25$, $h = 0,4$,
 $\varphi_2 = \pi/6$, $\omega_2 = 10 \text{ s}^{-1}$.

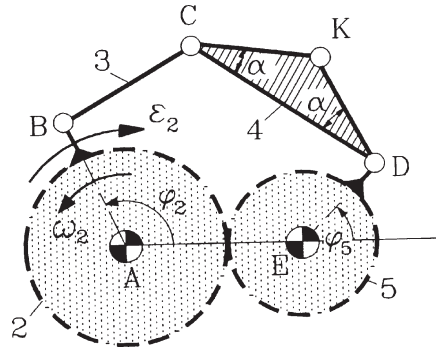


| | |
|--|--|
| <p>Zad. 70 Określić prędkość v_K i przyspieszenie a_K punktu K dla zadanej wartości prędkości kątowej ω_2. Dane: $AD = 0,04$ m, $BK = 0,02$ m, $\alpha = \pi/4$, $\omega_2 = 10$ s⁻¹, $\varphi_2 = 2\pi/3$.</p> |  |
| <p>Zad. 71 Określić prędkość v_K i przyspieszenie a_K punktu K dla zadanych wartości ω_2 i ε_2. Dane: $AC = 3 BK = 0,06$ m, $AB = 0,05$, $\varphi_2 = \pi/3$, $\omega_2 = 10$ s⁻¹, $\varepsilon_2 = 20$ s⁻².</p> |  |
| <p>Zad. 72 Dla zadanej wartości prędkości kątowej ω_2 członu 2 określić przyspieszenie ε_3 krzyża 3 w dwóch położeniach: a) dla początku ruchu krzyża (rysunek), b) dla $\varphi_2 = \pi$. Dodatkowo naszkicować przebiegi $\omega_3(\varphi_2)$ oraz $\varepsilon_3(\varphi_2)$. Dane: $AC = 3 AB = 0,3$ m, $\omega_2 = 10$ s⁻¹.</p> |  |

Zad. 73

Dla zadanego ruchu członu 2 opisanego wartościami ω_2 oraz ε_2 określić przyspieszenia a_K oraz ε_4 .

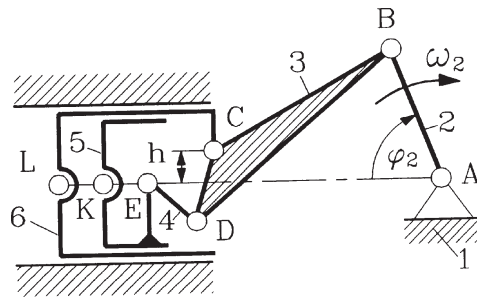
Dane: $AE = 0,5$ m,
 $AB = ED = 0,3$ m,
 $BC = CD = 0,55$ m, $z_2/z_5 = 3/2$,
 $\varphi_2 = 2\pi/3$, $\varphi_5 = \alpha = \pi/3$,
 $\omega_2 = 10$ s⁻¹, $\varepsilon_2 = 5$ s⁻².



Zad. 74

Dla zadanej wartości prędkości kątowej ω_2 członu 2 określić prędkość względną v_{KL} oraz przyspieszenie a_K .

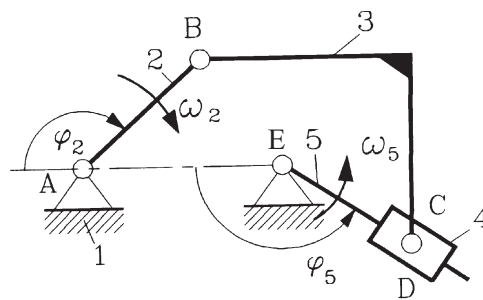
Dane (wymiary liniowe w m):
 $AB = 0,18$, $BC = 0,76$,
 $BD = 0,95$, $CD = 0,25$,
 $ED = 0,24$, $h = 0,08$, $\varphi_2 = \pi/3$,
 $\omega_2 = 20$ s⁻¹.



Zad. 75

W mechanizmie o ruchliwości $W = 2$, w którym znane są prędkości kątowe ω_2 i ω_5 wyznaczyć przyspieszenia kątowe ε_2 oraz ε_{23} .

Dane: $AB = 0,25$ m,
 $BC = 0,6$ m, $AE = 0,3$ m,
 $\varphi_2 = 2\pi/3$, $\varphi_5 = 5\pi/6$,
 $\omega_2 = 5$ s⁻¹, $\omega_5 = 3$ s⁻¹.

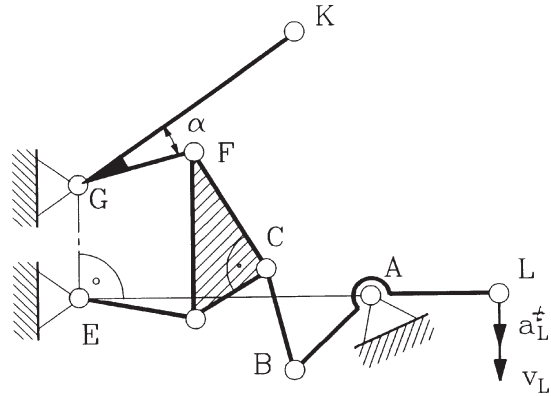


| | |
|---|--|
| <p>Zad. 76 Dla podanego układu wyznaczyć prędkość v_C i przyspieszenie a_C punktu C przy zadanej wartości ω_2 w położeniu opisanym kątem φ_2. Dane: $DG = 0,5$ m (pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie), $\varphi_2 = \pi/6$, $\omega_2 = 20$ s⁻¹.</p> | |
| <p>Zad. 77 Dla podanego układu korbowego wyznaczyć ω_2 oraz ε_2 dla znanych parametrów ruchu v_E i a_E punktu E. Dane: $AB = BD = 0,1$ m, $BC = 0,25$ m, $DC = DE = 0,2$ m, $AC = 0,3$, $\alpha = \pi/3$, $v_E = 1$ m/s, $a_E = 3$ m/s².</p> | |
| <p>Zad. 78 Dla podanego układu w położeniu zadanym kątem φ_2 określić parametry ω_6 i ε_6 ruchu członu 6 przy zadanym ruchu korby AB. Dane: $x_E = 0,5$ m, $y_E = y_G = 0,4$ m, $AB = 0,1$ m, $ED = GF$, $EG = DF$ (pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie), $\varphi_2 = 2\pi/3$, $\omega_2 = 10$ s⁻¹.</p> | |

Zad. 79

Dla podanego mechanizmu, w którym znane są parametry ruchu punktu L w postaci v_L i a_L^t , wyznaczyć prędkość v_K i przyspieszenie a_K punktu K .

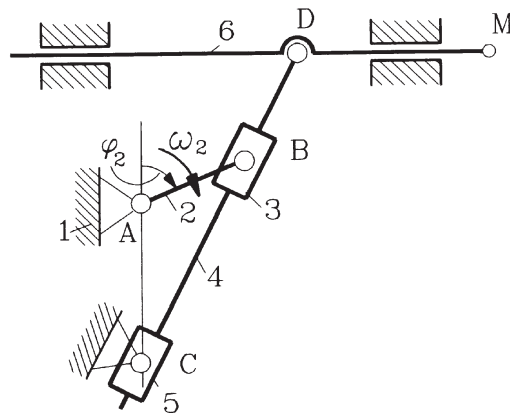
Dane: $AE = 0,3$ m (pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie), $v_L = 0,1$ m/s, $a_L^t = 0,2$ m/s².

**Zad. 80**

Dla podanego mechanizmu, w którym znana jest prędkość kątowa ω_2 członu 2 wyznaczyć:

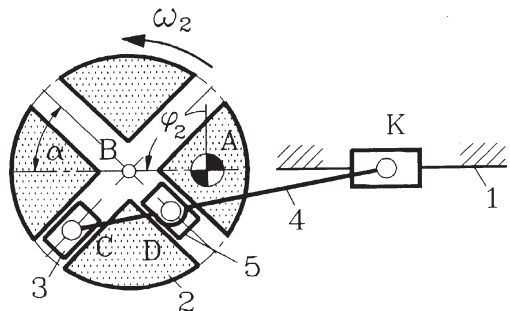
- a_M dla $\varphi_2 = \pi/6$,
- położenia mechanizmu, w których $a_M = 0$.

Dane: $AC = 0,06$ m (pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie), $\omega_2 = 10$ s⁻¹.

**Zad. 81**

W podanym mechanizmie napędu igły w maszynie do szycia wyznaczyć przyspieszenie punktu K w zadanym położeniu opisanym kątem φ_2 przy znanej prędkości kątowej ω_2 .

Dane: $AK = 0,1$ m (pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie), $\alpha = \pi/4$, $\varphi_2 = \pi/2$, $\omega_2 = 15$ s⁻¹.

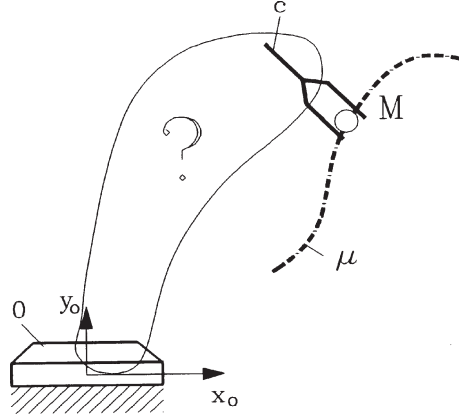


| | |
|---|--|
| <p>Zad. 82 Dla położenia opisanego kątem φ_2 określić moment M_2 utrzymujący mechanizm w ruchu z prędkością kątową ω_2. Pomiąć masy członów 2, 3, 4, 5 oraz tarcie w parach kinematycznych. Dane: $AC = 0,6$ m (pozostałe wymiary przyjmując proporcjonalnie), $m_6 = 30$ kg, $\varphi_2 = 2\pi/3$, $\omega_2 = 15$ s⁻¹.</p> | |
| <p>Zad. 83 Określić moment M potrzebny do utrzymania ruchu z prędkością ω_2 w położeniu opisanym kątem φ_2. Tarcie w parach kinematycznych i masy członów pomiąć. Dane: $AB = 0,3$ m (pozostałe wymiary przyjmując proporcjonalnie), $m = 80$ kg, $\varphi_2 = \pi/4$, $\omega_2 = 5$ s⁻¹.</p> | |
| <p>Zad. 84 Wyznaczyć siłę S w siłowniku MN, która zapewnia ruch układu opisanego prędkością wysuwu v_w. Tarcie w parach i masy członów pomiąć. Dane: $Q = 5$ kN, $AB = BD = EB = BC = 0,4$ m (pozostałe wymiary przyjmując proporcjonalnie), $v_w = 0,2$ m/s.</p> | |

Zad. 85

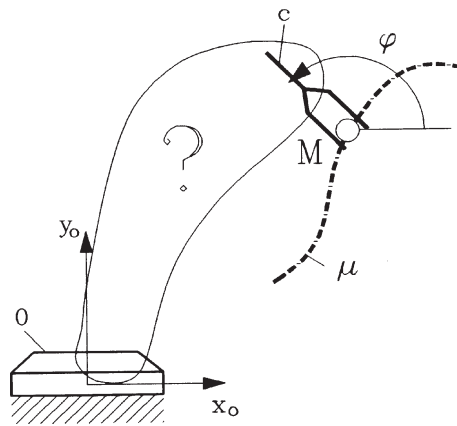
Zaproponować schemat kinematyczny manipulatora płaskiego, złożonego z par obrotowych R i/lub postępowych T , do prowadzenia punktu M po zadanej trajektorii. Wyprowadzić macierz transformacji 0A_c .

Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów. Przemieszczenia w parach kinematycznych oznaczyć przez q_i .

**Zad. 86**

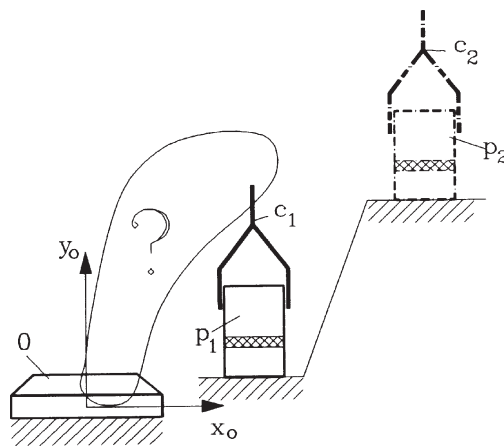
Zaproponować schemat kinematyczny manipulatora płaskiego, złożonego z par obrotowych R i/lub postępowych T , do prowadzenia punktu M po zadanej trajektorii przy stałym kącie orientacji φ . Wyprowadzić macierz transformacji 0A_c .

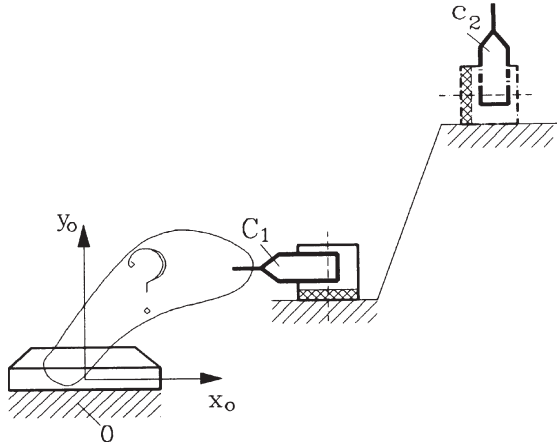
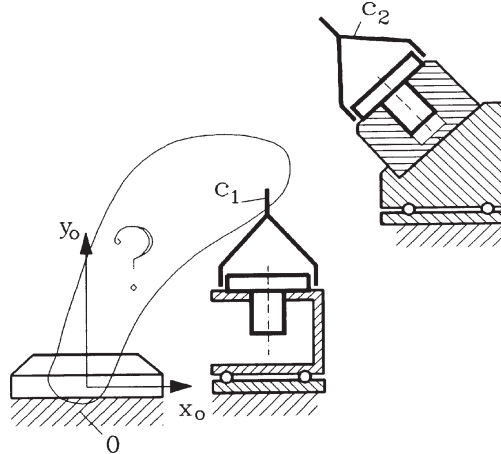
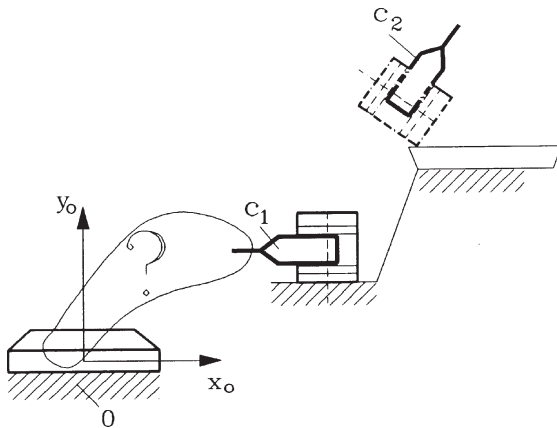
Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów. Przemieszczenia w parach kinematycznych oznaczyć przez q_i .

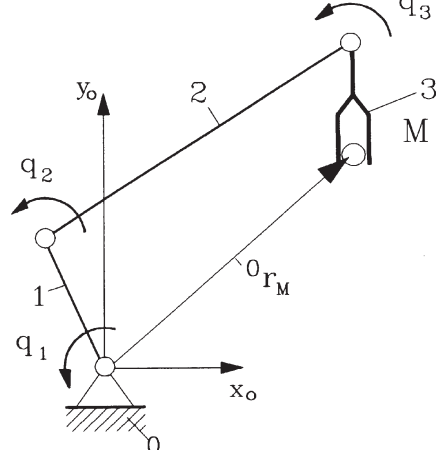
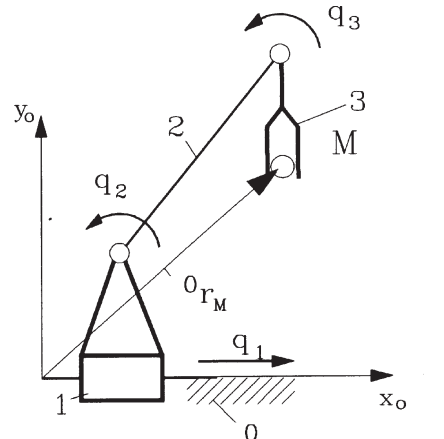
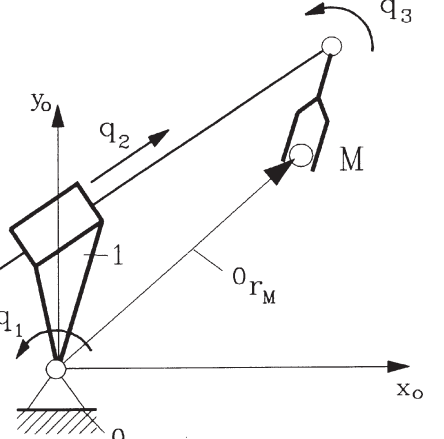
**Zad. 87**

Zaproponować schemat kinematyczny manipulatora płaskiego, złożonego z par obrotowych R i/lub postępowych T , do przemieszczania elementu p ruchem postępowym. Wyprowadzić macierz transformacji 0A_c .

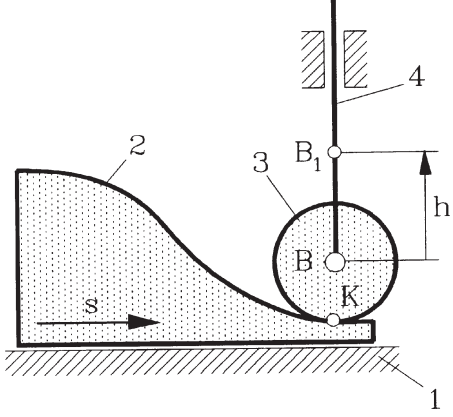
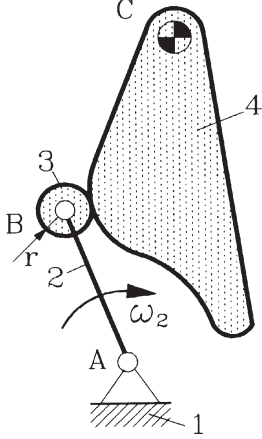
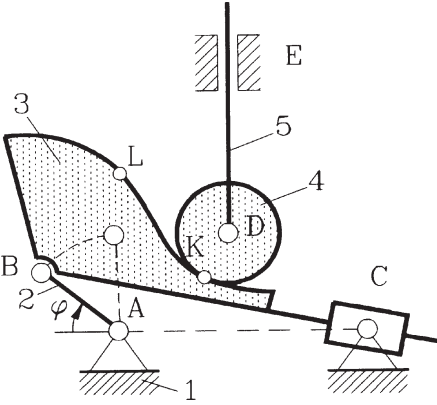
Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów. Przemieszczenia w parach kinematycznych oznaczyć przez q_i .



| | |
|---|--|
| <p>Zad. 88 Zaproponować schemat kinematyczny manipulatora płaskiego, złożonego z par obrotowych R i/lub postępowych T, do realizacji zadania przedstawionego na rysunku. Wyprowadzić macierz transformacji 0A_c.</p> <p>Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów. Przemieszczenia w parach kinematycznych oznaczyć przez q_i.</p> |  |
| <p>Zad. 89 Zaproponować schemat kinematyczny manipulatora płaskiego, złożonego z par obrotowych R i/lub postępowych T, do realizacji zadania przedstawionego na rysunku. Wyprowadzić macierz transformacji 0A_c.</p> <p>Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów. Przemieszczenia w parach kinematycznych oznaczyć przez q_i.</p> |  |
| <p>Zad. 90 Zaproponować schemat kinematyczny manipulatora płaskiego, złożonego z par obrotowych R i/lub postępowych T, do realizacji zadania przedstawionego na rysunku. Wyprowadzić macierz transformacji 0A_c.</p> <p>Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów. Przemieszczenia w parach kinematycznych oznaczyć przez q_i.</p> |  |

| | |
|--|--|
| <p>Zad. 91 Dla podanego układu manipulatora płaskiego znaleźć macierz transformacji ${}^0\mathbf{A}_3$ występującej w zależności ${}^0r_M = {}^0\mathbf{A}_3 {}^3r_M.$ Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów. Przez q_i oznaczyć przemieszczenia w parach kinematycznych.</p> |  |
| <p>Zad. 92 Dla podanego układu manipulatora płaskiego znaleźć macierz transformacji ${}^0\mathbf{A}_3$ występującej w zależności ${}^0r_M = {}^0\mathbf{A}_3 {}^3r_M.$ Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów. Przez q_i oznaczyć przemieszczenia w parach kinematycznych.</p> |  |
| <p>Zad. 93 Dla podanego układu manipulatora płaskiego znaleźć macierz transformacji ${}^0\mathbf{A}_3$ występującej w zależności ${}^0r_M = {}^0\mathbf{A}_3 {}^3r_M.$ Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów. Przez q_i oznaczyć przemieszczenia w parach kinematycznych.</p> |  |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 94 Dla danego układu manipulatora płaskiego wyprowadzić zależności określające składowe v_x i v_y prędkości punktu M w układzie globalnym. Dla przyjętych wartości przemieszczeń q_i i prędkości \dot{q}_i oraz wymiarów członów rozwiązać zadanie graficznie i analitycznie, a następnie porównać otrzymane wyniki.</p> <p>Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów.</p> | |
| <p>Zad. 95 Dla danego układu manipulatora płaskiego wyprowadzić zależności określając składowe v_x i v_y prędkości punktu M w układzie globalnym. Dla przyjętych wartości przemieszczeń q_i i prędkości \dot{q}_i oraz wymiarów członów rozwiązać zadanie graficznie i analitycznie, a następnie porównać otrzymane wyniki.</p> <p>Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów.</p> | |
| <p>Zad. 96 Dla danego układu manipulatora płaskiego wyprowadzić zależności określając składowe v_x i v_y prędkości punktu M w układzie globalnym. Dla przyjętych wartości przemieszczeń q_i i prędkości \dot{q}_i oraz wymiarów członów rozwiązać zadanie graficznie i analitycznie, a następnie porównać otrzymane wyniki.</p> <p>Dane: Przyjąć oznaczenia wymiarów członów.</p> | |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 97 Po przesunięciu krzywki 2 o skok s punkt B popychacza 4 przejdzie w położenie B_1. Określić: a) skok s przy danym h, b) dźwigniowy mechanizm zastępczy, c) nowy punkt K_1 styku krzywki 2 z krążkiem 3. Dane: Geometrię układu założyć.</p> |  |
| <p>Zad. 98 Po obrocie popychacza 2 o kąt $\psi = \pi/2$ krzywka 4 obróci się o kąt φ. Określić: a) kąt obrotu krzywki φ, b) czynny fragment zarysu krzywki, c) dźwigniowy mechanizm zastępczy. Dane: Geometrię układu założyć.</p> |  |
| <p>Zad. 99 Podczas obrotu korby AB w położenie pionowe krążek przetoczy się po krzywce wzdłuż zarysu KL. Określić: a) położenie nowego punktu styku (L), b) dźwigniowy mechanizm zastępczy. Dane: Geometrię układu założyć.</p> |  |

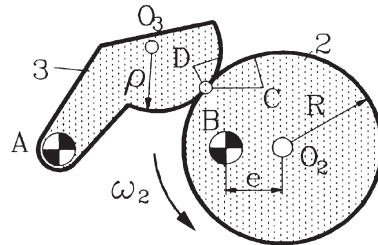
| | |
|--|--|
| <p>Zad. 100 Przy braku poślizgu między krążkiem i krzywką określić w położeniu jak na rysunku:</p> <p>a) prędkość kątową krążka ω_3,</p> <p>b) względną prędkość kątową ω_{34}.</p> <p>Dane: $a = 0,1$ m, $r = 0,03$ m, $R = 2e = 0,08$ m, $\omega_{21} = 100$ s⁻¹.</p> | |
| <p>Zad. 101 W podanym na rysunku mechanizmie określić:</p> <p>a) względną prędkość kątową ω_{34},</p> <p>b) kąt nacisku α.</p> <p>Dane: $AB = BC = BE = 0,15$ m, $R = EC = 2r = 0,12$ m, $DC = FO = 0,2$ m, $x_F = 0,25$ m, $y_A = 0,15$ m, $AD = 0,08$ m, $\varphi_2 = \pi/6$, $\omega_2 = 10$ s⁻¹.</p> | |
| <p>Zad. 102 W przedstawionym na rysunku mechanizmie krzywkowym określić:</p> <p>a) nowe położenie popychacza po obrocie krzywki o kąt $\Delta\varphi_2 = \pi/4$ od kąta $\varphi_2 = \pi/6$,</p> <p>b) prędkość kątową ω_4 dla $\varphi_2 = \pi/6$.</p> <p>Dane: $R = 2r = 0,06$ m, $AO = AB = 0,09$ m, $BC = 0,15$ m, $\omega_2 = 100$ s⁻¹.</p> | |

Zad. 103

Dla danego położenia mechanizmu dwukrzywkowego określić:

- a) prędkość poślizgu v_{DC} ,
- b) przyspieszenie ε_3 .

Dane: $AO_3 = AB = 2R = 0,06$ m,
 $e = \rho = 0,02$ m, $\omega_2 = 10$ s⁻¹.

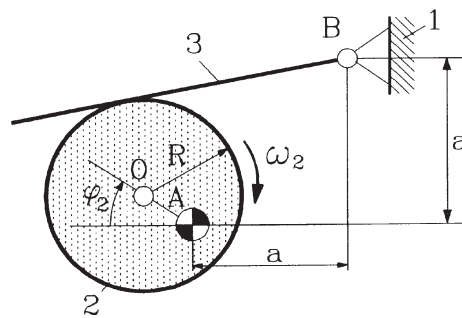


Zad. 104

Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku określić:

- a) całkowity kąt obrotu popychacza,
- b) przyspieszenie ε_3 w danym położeniu.

Dane: $a = 1,5R = 3AO = 0,03$ m,
 $\omega_2 = 20$ s⁻¹, $\varphi_2 = \pi/6$.

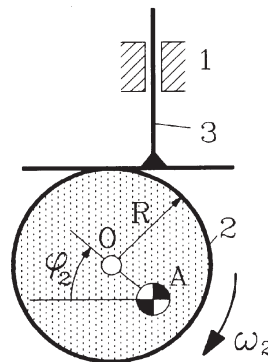


Zad. 105

Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku określić:

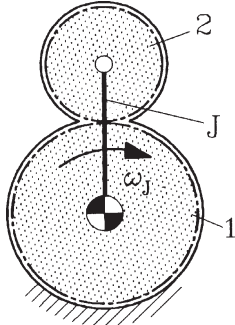
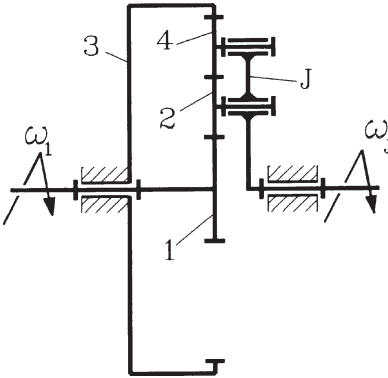
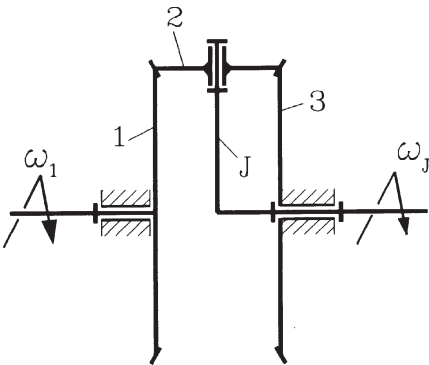
- a) całkowity skok popychacza,
- b) przyspieszenie popychacza w danym położeniu.

Dane: $R = 2AO = 0,04$ m,
 $\omega_2 = 25$ s⁻¹, $\varphi_2 = \pi/4$.

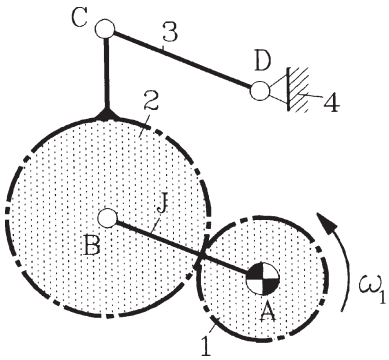
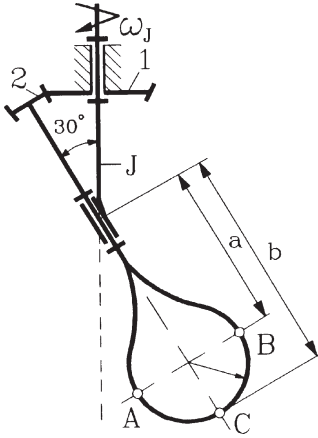
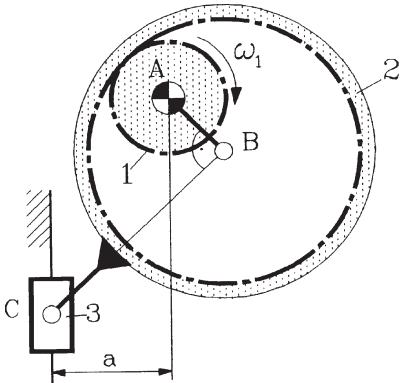


| | |
|--|--|
| <p>Zad. 106 Przy braku poślizgu między krzywką i krążkiem określić liczbę obrotów krążka 3 względem popychacza 4:</p> <p>a) przy obrocie krzywki o kąt $\varphi_2 = 2\pi$,</p> <p>b) przy obrocie krzywki o kąt $\varphi_2 = \pi$.</p> <p>Dane: $R = 3r = 2e = 0,03$ m.</p> | |
| <p>Zad. 107 Po przesunięciu krzywki 2 o skok $s = a$ krążek 3 dokona pewnego obrotu względem popychacza 4. Określić kąt obrotu φ_{34} przy założeniu braku poślizgu między krzywką i krążkiem.</p> <p>Dane: $a = 4r = 2AB = 0,08$ m.</p> | |
| <p>Zad. 108 Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku określić liczbę obrotów krążka (zakładając brak poślizgu) dla całkowitego obrotu krzywki.</p> <p>Dane: $BC = 0,045$ m, $OA = a = 0,04$ m $1,5R = 2r = 3r_k = 0,03$ m.</p> | |

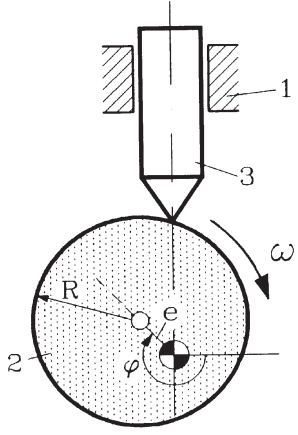
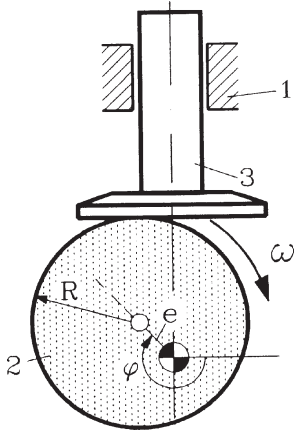
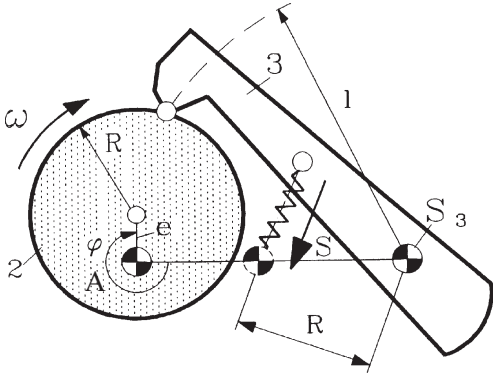
| | |
|--|--|
| <p>Zad. 109 W przedstawionym na rysunku mechanizmie krzywkowym określić: a) maksymalny kąt nacisku α, b) pracę wykonaną podczas podnoszenia popychacza, c) czynny fragment zarysu popychacza. Dane: $M_3 = 10 \text{ N}\cdot\text{m}$, $AO = 2R = 4r = 0,04 \text{ m}$, $R_1 = 0,05 \text{ m}$, $a = 0,06 \text{ m}$, $R = 0,04 \text{ m}$.</p> | |
| <p>Zad. 110 W mechanizmie przedstawionym na rysunku określić: a) maksymalny kąt nacisku α, b) pracę wykonaną podczas podnoszenia popychacza od położenia dolnego do górnego. Dane: $F_3 = 100 \text{ N}$, $R = 2AO = 2r_k = 0,04 \text{ m}$.</p> | |
| <p>Zad. 111 W przedstawionym na rysunku mechanizmie krzywkowym określić siłę zginającą popychacz w zadanym położeniu. Dane: $R_1 = 10r_k = 0,05 \text{ m}$, $R = 2r = 2e = 0,01 \text{ m}$, $m_3 = 5 \text{ kg}$, $F_3 = 100 \text{ N}$, $\omega_2 = 50 \text{ s}^{-1}$, $\varphi_2 = \pi/6$.</p> | |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 112 Dla przedstawionej na rysunku przekładni obiegowej określić obroty koła 2 w układzie podstawy 1 oraz w układzie jarzma J. Dane: $z_1 = 60$, $z_2 = 20$, $\omega_J = 10 \text{ s}^{-1}$.</p> |  |
| <p>Zad. 113 Określić przełożenie $i_{1J} = \omega_1 / \omega_J$ w podanej przekładni obiegowej. Dane: $z_1 = 40$, $z_2 = z_4 = 20$.</p> |  |
| <p>Zad. 114 W zadanej przekładni obiegowej określić ω_1 i ω_{2J}. Dane: $z_1 = z_3 = 40$, $z_2 = 30$, $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$.</p> |  |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 115 Określić obroty n_5 koła 5 podanej przekładni obiegowej. Zadanie rozwiązać metodą Willisa i graficzną. Dane: $z_1 = 22, z_2 = 16, z'_2 = 20, z_3 = 18, z'_3 = 22, z_4 = 18, z'_4 = 20, z_5 = 60, n_J = 1500$ obr/min.</p> | |
| <p>Zad. 116 Określić obroty n_1 koła 1 podanej przekładni różnicowej. Dane: $z_1 = 30, z_2 = 30, z'_2 = 20, z_3 = 80, z'_3 = 35, z_4 = 14, z_5 = 42, z_6 = 14, n_4 = 1500$ obr/min, $n_6 = 1500$ obr/min.</p> | |
| <p>Zad. 117 Wyznaczyć obroty koła 6 przedstawionego na rysunku reduktora. Dane: $z_1 = 49, z_2 = 50, z'_2 = 51, z_3 = 49, z_4 = z_5 = 14, z_6 = 140, n_J = 3000$ obr/min.</p> | |

| | |
|--|--|
| <p>Zad. 118 Dla zadanego mechanizmu określić prędkość kątową członu 3. Dane: $AB = CD$, $CB = AD$, $z_1 = 30$, $z_2 = 60$, $\omega_1 = 100 \text{ s}^{-1}$.</p> |  |
| <p>Zad. 119 Określić prędkości punktów A, B i C podanego na rysunku mieszalnika. Dane: $z_1 = 40$, $z_2 = 10$, $a = 0,3 \text{ m}$, $b = 0,4 \text{ m}$, $r = 0,1 \text{ m}$, $\omega_J = 10 \text{ s}^{-1}$.</p> |  |
| <p>Zad. 120 W podanym mechanizmie określić prędkość kątową członu 2 oraz prędkość liniową punktu C. Dane: $r_1 = 0,07 \text{ m}$, $r_2 = 0,14 \text{ m}$, $a = 0,085 \text{ m}$, $BC = 0,23 \text{ m}$, $\omega_1 = 200 \text{ s}^{-1}$.</p> |  |

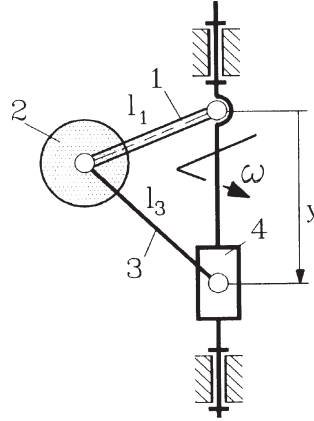
| | |
|--|--|
| <p>Zad. 121 Dla podanej wciągarki określić prędkość v_G haka G dla zadanej prędkości obrotowej n_S wału silnika S. Dane: $n_S = 3000$ obr/min, $z_2 = z_4 = 15$, $z_1 = 16$, $z_3 = 14$, $a = 0,4$ m.</p> | |
| <p>Zad. 122 Dla zadanej przekładni obiegowej określić przełożenie $i_{1,J} = \omega_1 / \omega_J$. Dane: $z_1 = 30$, $z_2 = 20$, $z_3 = 70$, $z_4 = 20$, $z_5 = 80$, $z_7 = 40$.</p> | |
| <p>Zad. 123 Dla załączonej przekładni określić przełożenie $i_{1,J} = \omega_1 / \omega_J$. Dane: z_i – liczba zębów poszczególnych kół zębatych.</p> | |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 124 Sprawdzić, czy dla zadanego położenia mechanizmu popychacz 3 oderwie się od krzywki 2. Dane: $\varphi = 5\pi/4$, $\omega = 20 \text{ s}^{-1}$. Wartości R i e przyjąć.</p> |  |
| <p>Zad. 125 Sprawdzić, czy dla zadanego położenia mechanizmu popychacz 3 oderwie się od krzywki 2. Dane: $\varphi = 5\pi/4$, $\omega = 20 \text{ s}^{-1}$. Wartości R i e przyjąć.</p> |  |
| <p>Zad. 126 Dla zadanego położenia mechanizmu wyznaczyć siłę S sprężyny, która zapewni kontakt krzywki 2 i popychacza 3. Dane: $\varphi = 3\pi/2$, $\omega = 20 \text{ s}^{-1}$, $IS_3 = 0,01 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $AS_3 = l = 2R = 4e = 0,4 \text{ m}$.</p> |  |

Zad. 127

Uwzględniając masę m_1 jednorodnego pręta 1 oraz masę m_2 ciężarka 2 wyprowadzić związek między prędkością kątową ω i wartością y .

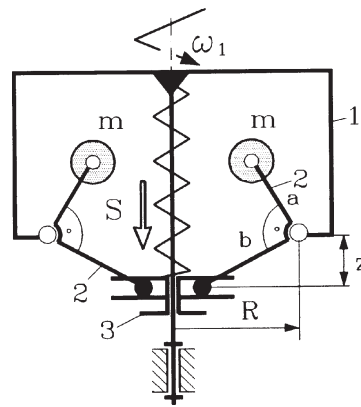
Dane: $l_1 = 0,1$ m, $l_3 = 0,18$ m, $m_1 = 0,4$ kg, $m_2 = 1$ kg.

**Zad. 128**

Określić masę m ciężarków, która zapewni położenie nasuwy 3 opisanego współrzędną z .

Dane: $a = 0,12$ m, $b = 0,1$ m, $R = 0,12$ m, $z = 0,04$ m.

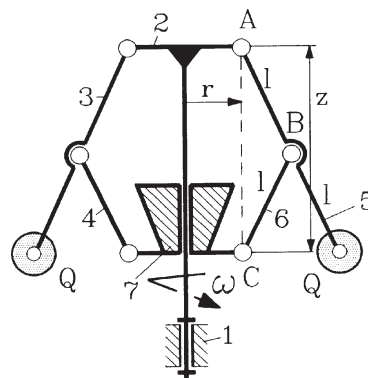
Masy członów 2 i 3 oraz tarcie pominać.

**Zad. 129**

Dla oznaczeń jak na rysunku wyprowadzić postać związku między prędkością kątową ω oraz współrzędną z .

Dane: $r = 0,05$ m, $l = 0,1$ m, $m_7 = 1$ kg, $m_Q = 0,2$ kg.

Masy członów 3, 4, 5, 6 oraz tarcie pominać.

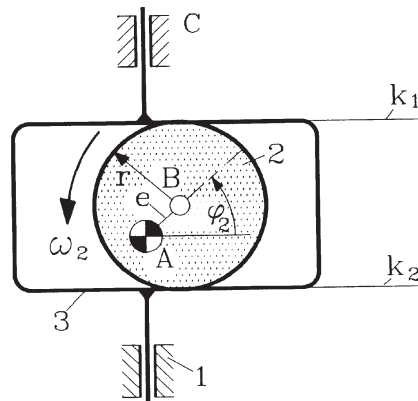


| | |
|---|--|
| <p>Zad. 130 Proces przesiewania wymaga wymuszenia ruchu względnego ziarna o masie m i sita 4. Sprawdzić, czy w zadanym położeniu układu ten ruch względny zostanie wymuszony obrotem korby AB z prędkością kątową ω_2.</p> <p>Dane: $\varphi_2 = 2\pi/3$, $\mu_{st} = 0,1$ (wsp. tarcia), $ED = GF$, $EG = DF$, $AB = 0,07$ m. Pozostałe wymiary przyjmując proporcjonalnie.</p> | |
| <p>Zad. 131 Dla układu pompy łopatkowej określić siłę oddziaływania P_{13} między łopatką 3 i korpusem 1, pochodzącą od sił masowych członu 3.</p> <p>Dane: $R = 0,25$ m, $r = 0,2$ m, $\varphi_2 = \pi/4$, $m_3 = 0,2$ kg, $I_{S3} = 0,01$ kg·m², $\omega_2 = 30$ s⁻¹.</p> | |
| <p>Zad. 132 Określić przebieg momentów gnących dla wału 1, na którym zamocowano jednorodny pręt o masie m_2 (środek masy pręta pokrywa się z osią pręta).</p> <p>Dane: $a = 0,4$ m, $b = 0,15$ m, $l = 0,7$ m, $\alpha = \pi/18$, $m_2 = 100$ kg, $\omega_2 = 100$ s⁻¹.</p> | |

Zad. 133

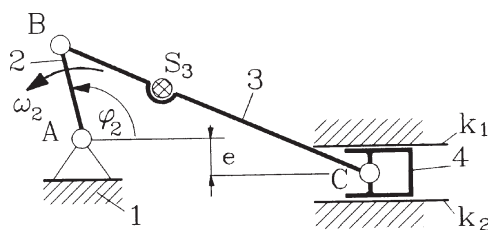
Ustalić czy w zadanym położeniu układu człony 2 i 3 stykają się na krawędzi k_1 czy k_2 . Wyznaczyć siłę oddziaływania P_{23} między tymi członami.

Dane: $r = 0,3$ m, $e = 0,1$ m,
 $\varphi_2 = \pi/3$, $m_3 = 5$ kg, $\omega_2 = 30$ s⁻¹.

**Zad. 134**

Ustalić czy w zadanym położeniu układu człony 1 i 4 stykają się na krawędzi k_1 czy k_2 . Wyznaczyć siłę oddziaływania P_{14} między tymi członami.

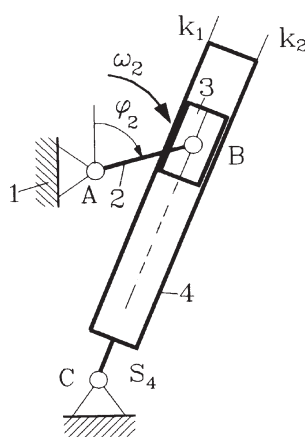
Dane: $AB = 0,1$ m, $e = 0,05$,
 $BC = 0,4$ m, $m_2 = m_4 = 0$,
 $m_3 = 0,8$ kg, $I_{S3} = 0,02$ kg·m²,
 $\varphi_2 = 2\pi/3$, $\omega_2 = 100$ s⁻¹.
 Masy członów 2 i 4 pominąć.

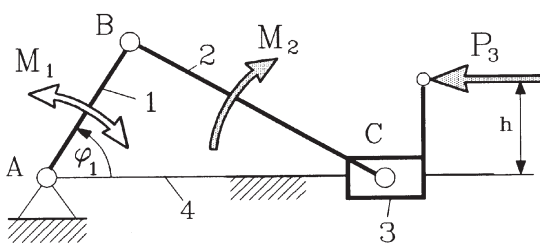
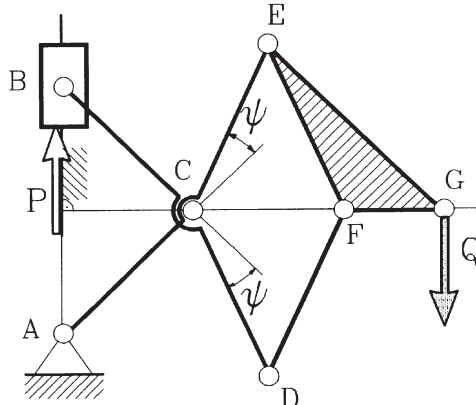
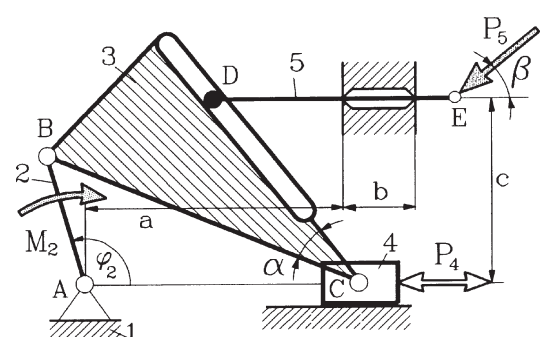
**Zad. 135**

Ustalić położenia (kąty φ_2) mechanizmu, w których w ruchu ustalonym następuje zmiana styku członów 3 i 4 z krawędzi k_1 na k_2 oraz z k_2 na k_1 .

Dane: $AB = 0,25$ m, $AC = 0,6$ m,
 $\omega_2 = \text{const}$, $I_{S4} > 0$ (środek masy członu 4 leży w C).

Masy członów 2 i 3 pominąć.



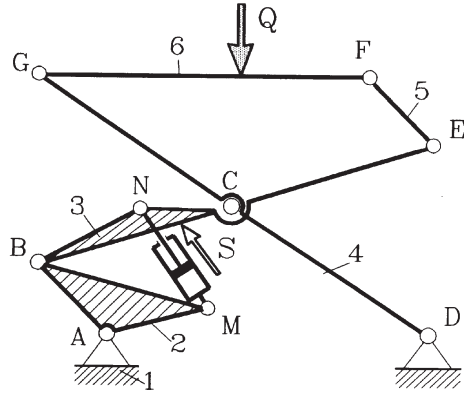
| | |
|---|--|
| <p>Zad. 136 Dla podanego układu wyznaczyć: a) moment równoważący M_1, b) siły oddziaływania w parach kinematycznych.</p> <p>Dane: $BC = 2AB = 0,2$ m, $h = 0,07$ m, $\varphi_1 = \pi/4$, $P_3 = 200$ N, $M_2 = 30$ N·m.</p> |  |
| <p>Zad. 137 Dla podanego układu wyznaczyć: a) siłę równoważącą P, b) siły oddziaływania w parach kinematycznych.</p> <p>Dane: $AB = BC = CE = AC =$ $= CD = EF = DF = 0,5$ m, $\psi = \pi/6$, $Q = 200$ N.</p> |  |
| <p>Zad. 138 Dla podanego mechanizmu określić: a) siłę równoważącą P_4, b) siły oddziaływania w parach kinematycznych.</p> <p>Dane (wymiary liniowe w m): $AB = 0,25$, $BC = 0,45$, $DE = 0,5$, $a = c = 0,45$, $\beta = 0,15$, $\alpha = \pi/6$, $\beta = \pi/4$, $\varphi_2 = 2\pi/3$, $M_2 = 10$ N·m, $P_5 = 500$ N.</p> |  |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 142 Dla zadanego układu określić:</p> <ol style="list-style-type: none"> siłę S w sprężynie 5 potrzebną do zrównoważenia siły Q i momentu M_2, siły oddziaływania w parach kinematycznych z pominięciem tarcia. <p>Dane: $M_2 = 20 \text{ N}\cdot\text{m}$, $Q = 1 \text{ kN}$, $y_A = 0,2 \text{ m}$, $x_D = 0,3 \text{ m}$. Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.</p> | |
| <p>Zad. 143 Dla podanego układu określić:</p> <ol style="list-style-type: none"> moment M_1 równoważący działanie sił F_3 i F_5, siły oddziaływania w parach kinematycznych z pominięciem tarcia. <p>Dane: $F_3 = F_5 = 500 \text{ N}$, $AB = 0,25 \text{ m}$. Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.</p> | |
| <p>Zad. 144 Dla podanego układu określić:</p> <ol style="list-style-type: none"> moment M_1 równoważący działanie sił P_2, P_3 i momentu M_4, siły oddziaływania w parach kinematycznych z pominięciem tarcia. <p>Dane: $P_3 = 2P_2 = 1 \text{ kN}$, $M_4 = 300 \text{ N}\cdot\text{m}$, $AB = 0,15 \text{ m}$. Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.</p> | |

Zad. 145

Dla układu podnośnika określić:
 a) siłę S w siłowniku MN potrzebną do zrównoważenia siły Q ,
 b) siły oddziaływania w parach kinematycznych z pominięciem tarcia.

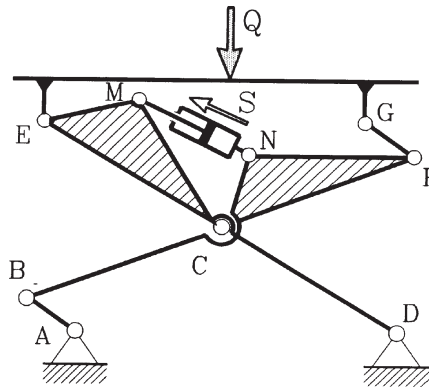
Dane: $Q = 25 \text{ kN}$, $MN = 0,3 \text{ m}$.
 Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.



Zad. 146

Dla układu podnośnika określić:
 a) siłę S w siłowniku MN potrzebną do zrównoważenia siły Q ,
 b) siły oddziaływania w parach kinematycznych z pominięciem tarcia.

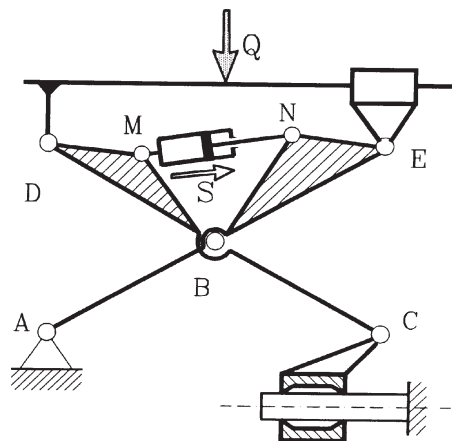
Dane: $Q = 25 \text{ kN}$, $MN = 0,2 \text{ m}$.
 Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.



Zad. 147

Dla układu podnośnika określić:
 a) siłę S w siłowniku MN potrzebną do zrównoważenia siły Q ,
 b) siły oddziaływania w parach kinematycznych z pominięciem tarcia

Dane: $Q = 30 \text{ kN}$, $MN = 0,25 \text{ m}$.
 Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.

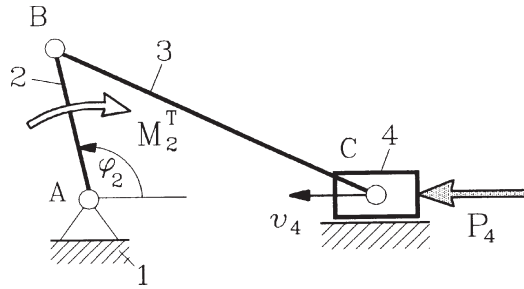


| | |
|--|--|
| <p>Zad. 148</p> <p>Dla podanego układu określić:</p> <ol style="list-style-type: none"> siłę S w siłowniku MN potrzebną do zrównoważenia sił Q, Q_P, G, siły oddziaływania w parach kinematycznych z pominięciem tarcia. <p>Dane: $Q = 50 \text{ kN}$, $Q_P = 15 \text{ kN}$, $G = 4 \text{ kN}$, $MN = 0,6 \text{ m}$.</p> <p>Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.</p> | |
| <p>Zad. 149</p> <p>Dla podanego układu określić:</p> <ol style="list-style-type: none"> siłę S w siłowniku MN potrzebną do zrównoważenia sił Q, Q_P, siły oddziaływania w parach kinematycznych z pominięciem tarcia. <p>Dane: $Q = 80 \text{ kN}$, $Q_P = 15 \text{ kN}$, $MN = 0,4 \text{ m}$.</p> <p>Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.</p> | |
| <p>Zad. 150</p> <p>Dla podanego układu określić:</p> <ol style="list-style-type: none"> siłę S w siłowniku MN potrzebną do zrównoważenia sił Q, Q_P, siły oddziaływania w parach kinematycznych z pominięciem tarcia. <p>Dane: $Q = 120 \text{ kN}$, $Q_P = 25 \text{ kN}$, $MN = 0,6 \text{ m}$.</p> <p>Pozostałe wymiary przyjąć proporcjonalnie.</p> | |

Zad. 151

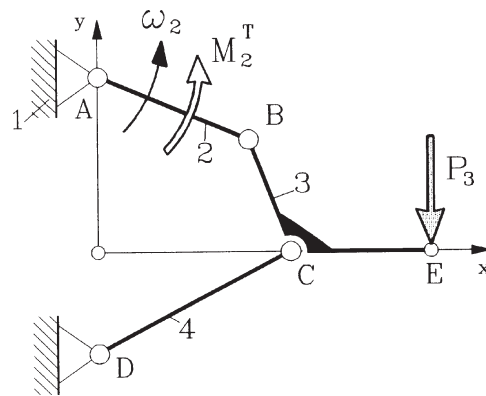
Określić siły oddziaływania oraz moment M_2^T potrzebny do zrównoważenia siły zewnętrznej P_4 . Tarcie uwzględnić w parach obrotowych A, B i w parze postępowej.

Dane: $P_4 = 500$ N,
 $BC = 2AB = 0,6$ m, $\rho = \pi/18$,
 $\varphi_2 = 5\pi/9$, $h = r\mu' = 0,03$ m.

**Zad. 152**

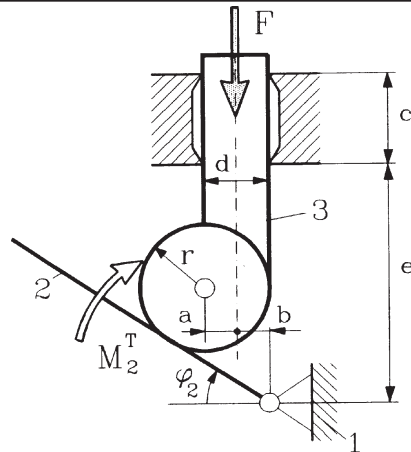
Określić siły oddziaływania w parach kinematycznych oraz moment M_2^T równoważący siłę P_3 .

Dane: $P_3 = 700$ N, $y_A = 0,45$ m,
 $y_D = -0,15$ m, $x_C = 0,3$ m,
 $x_E = 0,55$ m, $AB = 0,28$ m,
 $BC = 0,35$ m, $h = r\mu' = 0,05$ m.

**Zad. 153**

Określić siły oddziaływania w parach kinematycznych oraz moment czynny M_2^T potrzebny do pokonania siły F .

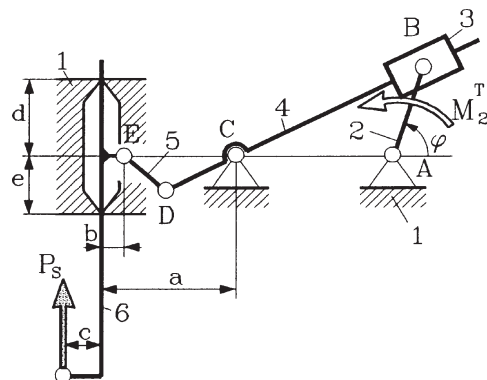
Dane: $F = 100$ N, $a = 0,04$ m,
 $e = 0,5$ m, $b = c = d = r = 0,1$ m,
 $\varphi_2 = \pi/4$, $\rho = \pi/18$,
 $h = r\mu' = 0,02$ m.



Zad. 154

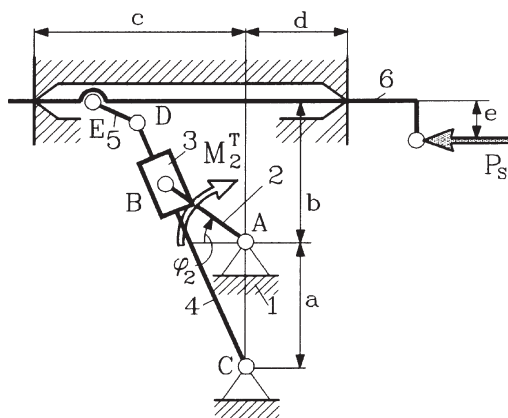
Określić siły oddziaływania oraz moment czynny M_2^T równoważący siłę skrawania P_s (tarcie uwzględnić w parach postępowych i parach obrotowych C, D i E).

Dane: $P_s = 10 \text{ kN}$, $AB = 0,04 \text{ m}$,
 $AC = ED = d = 0,15 \text{ m}$, $a = 0,3 \text{ m}$,
 $CD = 0,2 \text{ m}$, $2b = c = e = 0,1 \text{ m}$,
 $\varphi = \pi/3$, $\rho = \pi/30$,
 $h = r\mu' = 0,008 \text{ m}$.

**Zad. 155**

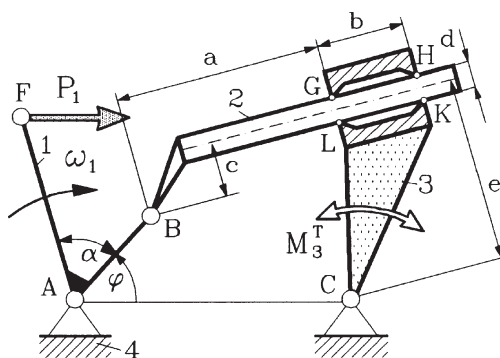
Określić siły oddziaływania oraz moment czynny M_2^T równoważący siłę skrawania P_s (tarcie uwzględnić w parach postępowych i parach obrotowych A i C).

Dane: $P_s = 20 \text{ kN}$, $a = 0,65 \text{ m}$,
 $b = 0,45 \text{ m}$, $c = 0,3 \text{ m}$, $d = 0,25 \text{ m}$,
 $e = 0,1 \text{ m}$, $CD = 1 \text{ m}$, $AB = 0,3 \text{ m}$,
 $DE = 0,25 \text{ m}$, $\varphi = \pi/3$, $\rho = \pi/30$,
 $h = r\mu' = 0,02 \text{ m}$.

**Zad. 156**

Określić siły oddziaływania oraz moment bierny M_3^T równoważący siłę P_1 (tarcie uwzględnić we wszystkich parach).

Dane: $P_1 = 500 \text{ N}$, $a = 0,42 \text{ m}$,
 $b = 0,3 \text{ m}$,
 $AF = AC = 2AB = 0,43 \text{ m}$,
 $c = 0,13 \text{ m}$, $e = 0,4 \text{ m}$, $d = 0,03 \text{ m}$,
 $\rho = \pi/18$, $h = r\mu' = 0,03 \text{ m}$,
 $\varphi = \alpha = \pi/3$.

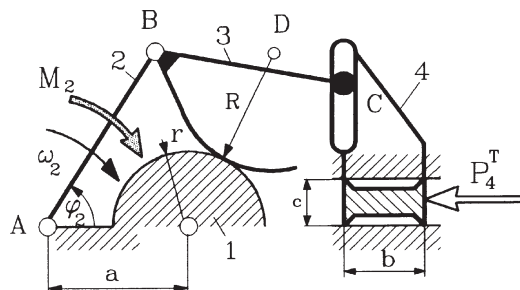


| | |
|--|--|
| <p>Zad. 157 Określić siły oddziaływania oraz siłę P^T równoważącą moment czynny M_2 (tarcie uwzględnić we wszystkich parach). Dane: $M_2 = 30 \text{ N}\cdot\text{m}$, $AB = 0,1 \text{ m}$, $y_C = 0,2 \text{ m}$, $y_D = 0,3 \text{ m}$, $R = 0,08 \text{ m}$, $\varphi_2 = \pi/4$, $\rho = \pi/18$, $h = r\mu' = 0,02 \text{ m}$, $a = 0,07 \text{ m}$, $r = d = 0,05 \text{ m}$.</p> | |
| <p>Zad. 158 Określić siły oddziaływania oraz siłę P^T równoważącą moment czynny M_2 (tarcie uwzględnić we wszystkich parach). Dane: $M_2 = 10 \text{ N}\cdot\text{m}$, $AB = 0,15 \text{ m}$, $x_A = 0,075 \text{ m}$, $y_B = d = 0,09 \text{ m}$, $y_C = 0,2 \text{ m}$, $y_D = 0,28 \text{ m}$, $\rho = \pi/18$, $h = r\mu' = 0,01 \text{ m}$.</p> | |
| <p>Zad. 159 Określić siły oddziaływania oraz moment czynny M_2^T równoważący siłę skrawania P_s (tarcie uwzględnić w parach postępowych i parach obrotowych A i C). Dane: $P_s = 10 \text{ kN}$, $AB = 0,045 \text{ m}$, $AC = 0,15 \text{ m}$, $a = 0,16 \text{ m}$, $b = 0,09 \text{ m}$, $c = 0,06 \text{ m}$, $d = e = 0,075 \text{ m}$, $\varphi_2 = 2\pi/3$, $\rho = \pi/30$, $h = r\mu' = 0,008 \text{ m}$.</p> | |

Zad. 160

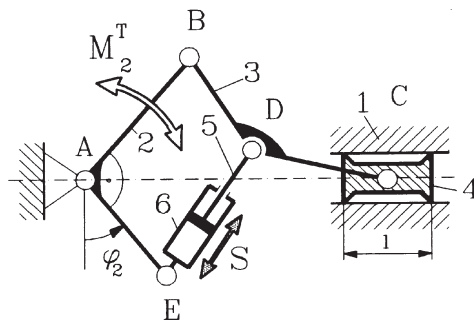
Określić siły oddziaływania oraz siłę P_4^T równoważącą moment M_2 (tarcie uwzględnić we wszystkich parach).

Dane: $M_2 = 10 \text{ N}\cdot\text{m}$, $AB = 0,2 \text{ m}$,
 $BC = 0,22 \text{ m}$, $CD = 0,1 \text{ m}$,
 $r = c = 0,06 \text{ m}$,
 $BD = R = a = 0,17 \text{ m}$, $b = 0,08 \text{ m}$,
 $\varphi_2 = \pi/4$, $\rho = \pi/18$,
 $h = r\mu' = 0,01 \text{ m}$.

**Zad. 161**

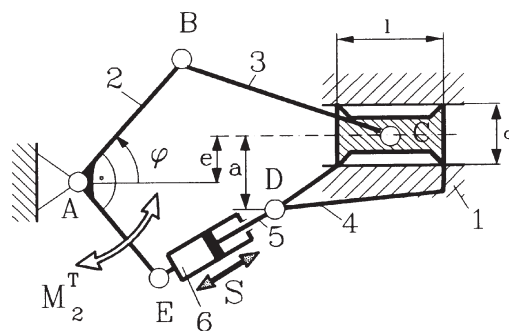
Określić siły oddziaływania oraz moment M_2^T równoważący siłę czynną S (tarcie uwzględnić we wszystkich parach).

Dane: $S = 100 \text{ N}$,
 $AB = BC = 0,36 \text{ m}$, $AE = 0,31 \text{ m}$,
 $BD = 0,16 \text{ m}$, $CD = 0,26 \text{ m}$,
 $l = 0,16 \text{ m}$, $\varphi_2 = \pi/6$, $\rho = \pi/18$,
 $h = r\mu' = 0,05 \text{ m}$.

**Zad. 162**

Określić siły oddziaływania oraz moment M_2^T równoważący siłę czynną S (tarcie uwzględnić we wszystkich parach).

Dane: $S = 1000 \text{ N}$,
 $AB = AE = 0,28 \text{ m}$, $BC = 0,48 \text{ m}$,
 $ED = 0,36 \text{ m}$, $a = 0,15 \text{ m}$,
 $d = 0,12 \text{ m}$, $e = 0,05 \text{ m}$, $l = 0,18 \text{ m}$,
 $\varphi = \pi/4$, $\rho = \pi/18$,
 $h = r\mu' = 0,025 \text{ m}$.

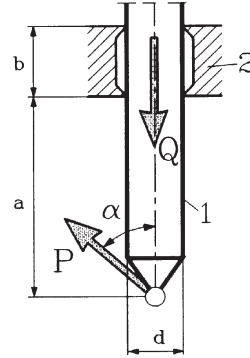


Zad. 163

Na człon 1 o ciężarze Q działa siła P przyłożona jak na rysunku. Określić:

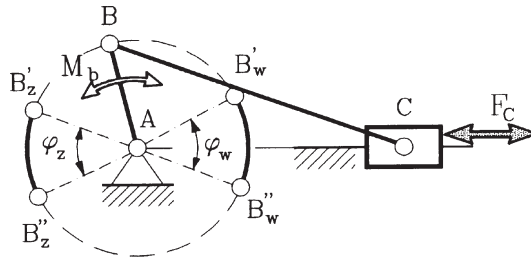
- charakter ruchu popychacza dla $\alpha = \pi/12$,
- kąt α , przy którym ruch będzie jednostajny.

Dane: $P = 100 \text{ N}$, $Q = 50 \text{ N}$,
 $a = 0,07 \text{ m}$, $b = 0,03 \text{ m}$,
 $d = 0,02 \text{ m}$, $\rho = \pi/18$.

**Zad. 164**

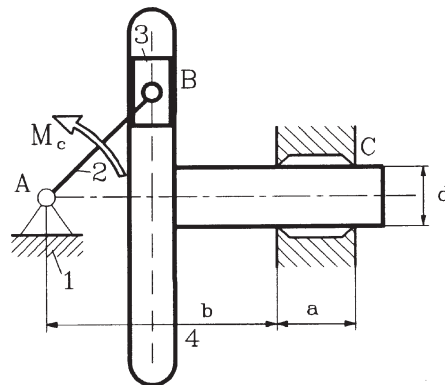
Określić zakresy położen martwych układu korbowo-wodzikowego obciążonego siłą czynną F_c i momentem biernym M_b (tarcie w parach obrotowych).

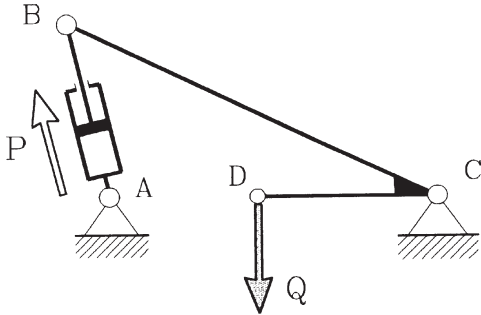
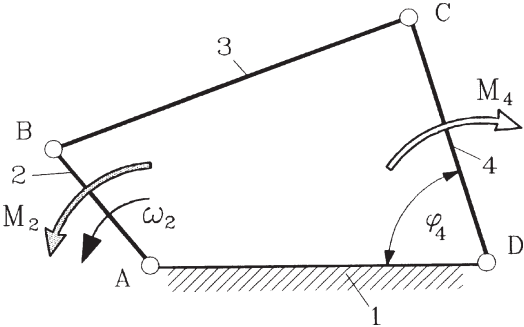
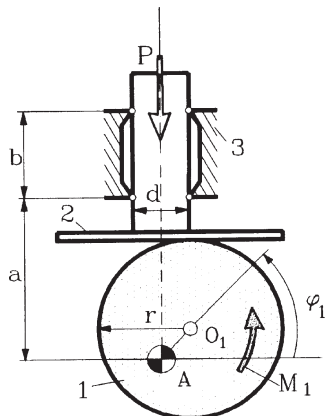
Dane: $AB = 0,5 \text{ m}$, $BC = 1,5 \text{ m}$,
 $h = r\mu' = 0,05 \text{ m}$.

**Zad. 165**

Z uwzględnieniem tarcia tylko w parze C , rozpatrzyć zagadnienie położen martwych. Dobrać wymiar a , którego wartość umożliwi ruch w zakresie pełnego kąta obrotu członu AB .

Dane: $AB = 0,8 \text{ m}$, $b = 1 \text{ m}$,
 $d = 0,1 \text{ m}$, $\mu = 0,3$.



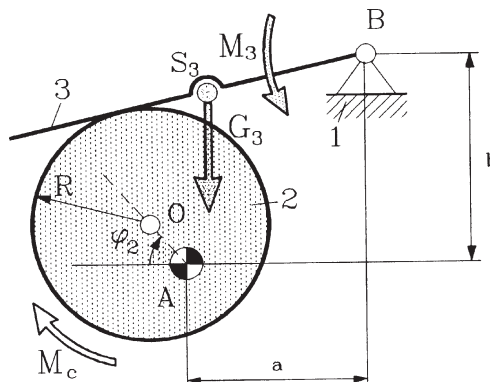
| | |
|---|--|
| <p>Zad. 166 Określić współczynnik mechanicznej sprawności chwilowej η_{ch} mechanizmu podczas podnoszenia i opuszczania ciężaru Q. Dane: $Q = 1000$ N, $AB = 0,5$ m, $BC = 1,2$ m, $AD = DC = 0,4$ m, $h = r\mu' = 0,02$ m.</p> |  |
| <p>Zad. 167 Określić współczynnik mechanicznej sprawności chwilowej η_{ch} czworoboku przegubowego. Dane: $AB = 0,24$ m, $BC = 0,6$ m, $CD = 0,4$ m, $AD = 0,55$ m, $\varphi_4 = \pi/3$, $M_2 = 30$ N·m, $h = r\mu' = 0,02$ m.</p> |  |
| <p>Zad. 168 Określić współczynnik mechanicznej sprawności chwilowej η_{ch} mechanizmu przy założeniu, że członem czynnym jest krzywka. Dane: $M_1 = 0,5$ N·m, $AO_1 = 0,02$ m, $\varphi_1 = \pi/6$, $a = 0,08$ m, $b = 0,03$ m, $r = 2d = 0,04$ m, $\rho = \pi/18$, $\mu' = 0,15$, $d_A = 0,02$ m (d_A – średnica czopa A).</p> |  |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. 169 Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku określić współczynnik mechanicznej sprawności chwilowej.</p> <p>Dane: $2AB = BC = 0,2$ m, $a = 0,05$ m, $M_c = 20$ N·m, $\varphi_2 = \pi/4$, $\rho = \pi/18$, $h_A = h_B = h_C = 0,01$ m.</p> | |
| <p>Zad. 170 Dla mechanizmu jarzmowego określić w dwóch położeniach członu AB współczynnik mechanicznej sprawności chwilowej.</p> <p>Dane: $3AB = AC = 0,9$ m, $M_c = 10$ N·m, $\varphi_{2(1)} = \pi/6$, $\varphi_{2(2)} = 5\pi/6$, $\rho = \pi/18$, $h_A = h_B = h_C = 0,015$ m.</p> | |
| <p>Zad. 171 Dla podnośnika przedstawionego na rysunku określić współczynnik mechanicznej sprawności chwilowej.</p> <p>Dane: $Q = 1000$ N, $AB = BC = BD = 0,5$ m, $AM = 0,2$ m, $CN = NM = 0,3$ m, $\rho = \pi/18$, $h_i = 0,04$ m.</p> | |

Zad. 172

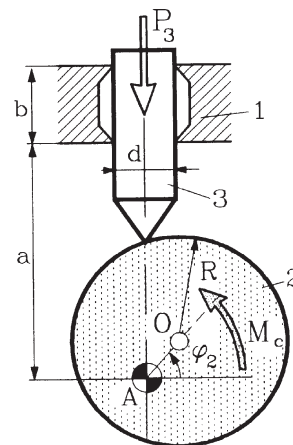
Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku określić współczynnik mechanicznej sprawności chwilowej.

Dane: $a = 1,5R = 3AO = BS_3 = 0,3 \text{ m}$, $M_3 = 1 \text{ N}\cdot\text{m}$, $G_3 = 100 \text{ N}$, $\varphi_2 = \pi/6$, $\rho = \pi/18$, $h_A = h_B = 0,01 \text{ m}$.

**Zad. 173**

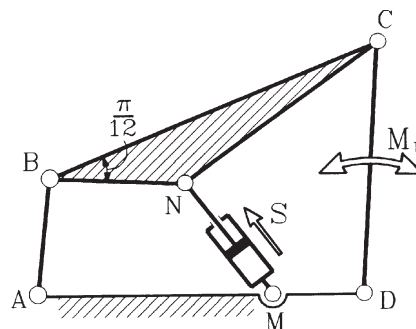
Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku określić współczynnik mechanicznej sprawności chwilowej.

Dane: $a = 0,08 \text{ m}$, $b = 0,03 \text{ m}$, $\rho = \pi/18$, $R = 2AO = 2d = 0,04 \text{ m}$, $\varphi_2 = \pi/6$, $M_c = 0,5 \text{ N}\cdot\text{m}$, $h_A = 0,0015 \text{ m}$.

**Zad. 174**

Dla mechanizmu przedstawionego na rysunku określić współczynnik mechanicznej sprawności chwilowej.

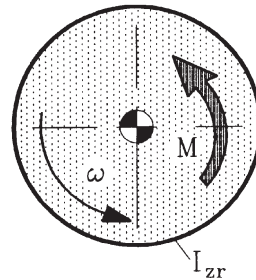
Dane: $2AB = AD = CD = 0,4 \text{ m}$, $AM = 3BN = NM = 0,3 \text{ m}$, $BC = 0,5 \text{ m}$, $h_i = 0,005 \text{ m}$, $S = 10 \text{ kN}$.



Zad. 175

Model dynamiczny maszyny jest obrotową tarczą o stałym zredukowanym momencie bezwładności I_{zr} . Określić moment M potrzebny do wywołania wzrostu prędkości kątowej ω od ω_1 do ω_2 w czasie Δt .

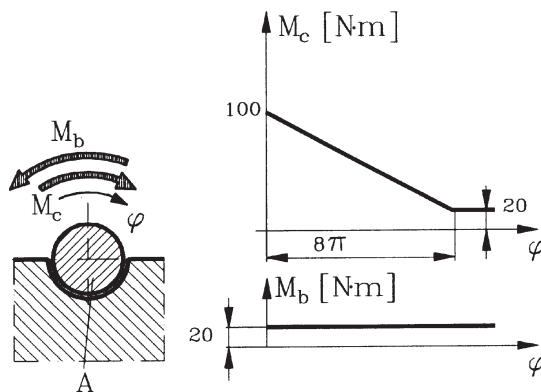
Dane: $I_{zr} = 2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $\omega_1 = 0$,
 $\omega_2 = 21 \text{ s}^{-1}$, $\Delta t = 3 \text{ s}$.



Zad. 176

Wał A maszyny jest obciążony momentem czynnym M_c i biernym M_b według przebiegów jak na rysunku. Określić prędkość ruchu ustalonego.

Dane: $\omega = 0$ dla $\varphi = 0$,
 $I_{zr} = 0,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

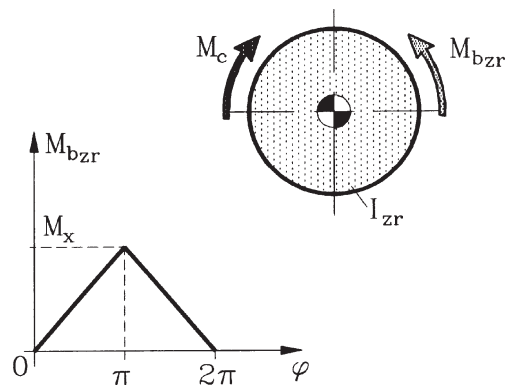


Zad. 177

Model maszyny w postaci obrotowej tarczy jest w ruchu ustalonym obciążony momentem biernym M_{bZR} (rysunek) i czynnym M_c . Kąt jednego cyklu pracy wynosi 2π . Określić:

- a) przebieg $\omega(\varphi)$ dla 1 cyklu pracy,
- b) współczynnik nierównomierności δ .

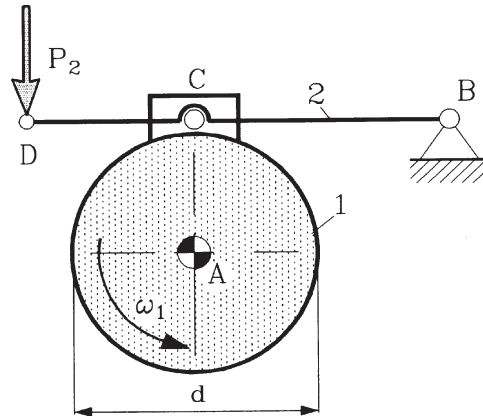
Dane: $M_x = 100 \text{ N}\cdot\text{m}$, $M_c = \text{const}$,
 $I_{zr} = 2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$,
 dla $\varphi = 0$ $\omega = \omega_{sr} = 20 \text{ s}^{-1}$.



Zad. 178

Hamowanie tarczy 1, obracającej się z prędkością kątową ω_1 , jest realizowane siłą P_2 . Określić liczbę obrotów, jaką wykona tarcza 1 do momentu zatrzymania.

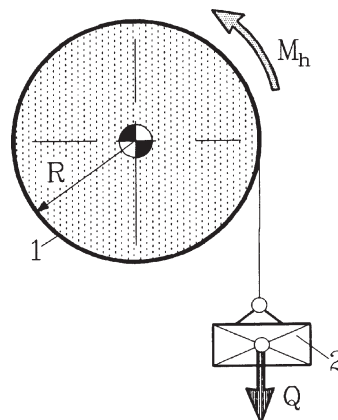
Dane: $BC = 0,5 \text{ m}$, $CD = 0,3 \text{ m}$,
 $d = 0,2 \text{ m}$, $P_2 = 200 \text{ N}$,
 $I_1 = 4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $m = 0,2$, $\omega_1 = 100 \text{ s}^{-1}$.

**Zad. 179**

Opadanie ciężaru 2 jest hamowane momentem M_h . W chwili początkowej bęben 1 jest nieruchomy. Określić:

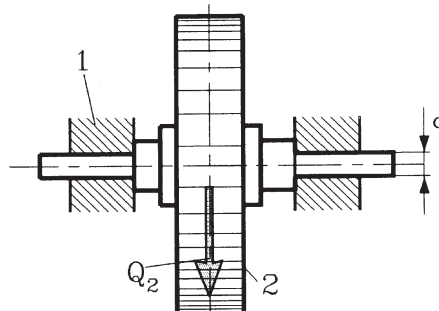
- przyspieszenie opadania a_2 ,
- długość liny jaka odwinie się z bębna po upływie czasu Δt .

Dane: $M_h = 100 \text{ N}\cdot\text{m}$, $\Delta t = 2 \text{ s}$,
 $I_1 = 3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $Q = 10 \text{ kN}$,
 $R = 0,5 \text{ m}$.

**Zad. 180**

W chwili wyłączenia napędu koło 2 o ciężarze Q_2 i momencie bezwładności I_2 obraca się z prędkością ω_2 . Określić współczynnik tarcia μ_{12} wiedząc, że czas zatrzymania wynosi Δt .

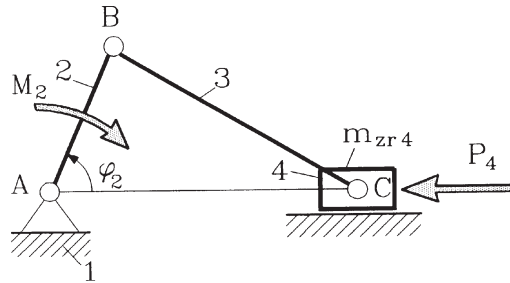
Dane: $d = 0,01 \text{ m}$, $\omega_2 = 50 \text{ s}^{-1}$,
 $\Delta t = 30 \text{ s}$, $Q_2 = 300 \text{ N}$,
 $I_2 = 0,08 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.



Zad. 181

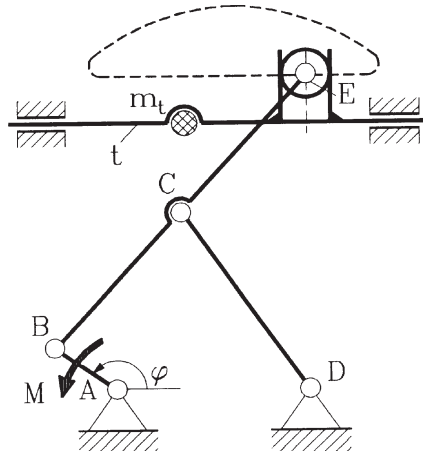
Korbosuw ABC , którego bezwładność opisuje masa zredukowana m_{zr4} , jest obciążony momentem M_2 i siłą P_4 . Określić przyspieszenie członu AB wiedząc, że w chwili początkowej mechanizm jest w spoczynku ($\omega_2 = 0$).

Dane: $AB = 0,3$ m, $BC = 0,7$ m,
 $\varphi_2 = \pi/3$, $M_2 = 50$ N·m,
 $P_4 = 150$ N, $m_{zr4} = 2$ kg·m².

**Zad. 182**

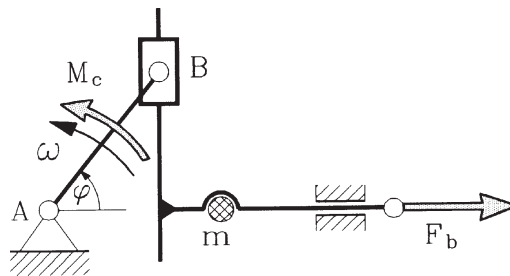
Ruch krokowy członu t jest wymuszany prostowodem $ABCDE$. Określić przyspieszenie a_t z pominięciem masy członów czworoboku $ABCD$.

Dane: $AB = 0,2$ m,
 $BC = CD = CE = 0,5$ m,
 $AD = 2AB$, $\varphi = 5\pi/6$,
 $M = 20$ N·m, $m_t = 20$ kg.

**Zad. 183**

Dla układu przedstawionego na rysunku określić przyspieszenie korby AB wywołane momentem M_c .

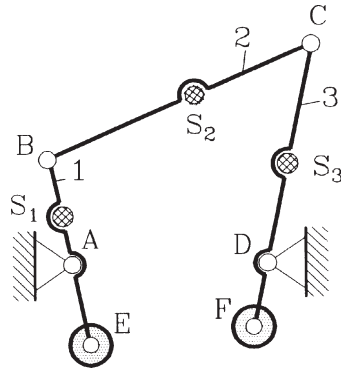
Dane: $AB = 0,2$ m, $\varphi = \pi/4$,
 $\omega = 30$ s⁻¹, $M = 20$ N·m,
 $F = 15$ N, $m = 10$ kg.
 Masę korby AB i suwaka pominąć.



Zad. 187

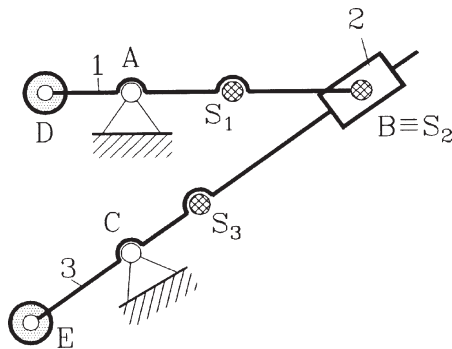
Obliczyć masy przeciwcieźarów E , F , niezbędnych do statycznego wyważenia układu przedstawionego na rysunku.

Dane: $AB = 0,12$ m,
 $BC = CD = 0,4$ m, $AD = 0,45$ m,
 $DS_3 = 2AS_1 = 0,15$ m,
 $BS_2 = 0,2$ m, $DF = 2AE = 0,1$ m,
 $m_3 = 2m_2 = 4m_1 = 4$ kg.

**Zad. 188**

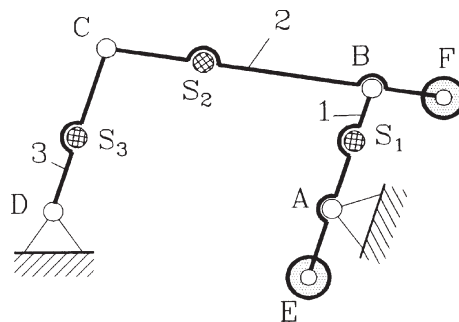
Obliczyć masy przeciwcieźarów D , E , niezbędnych do statycznego wyważenia układu przedstawionego na rysunku.

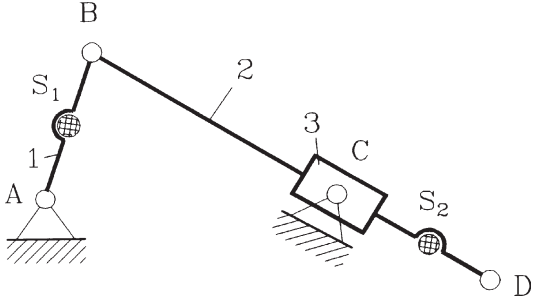
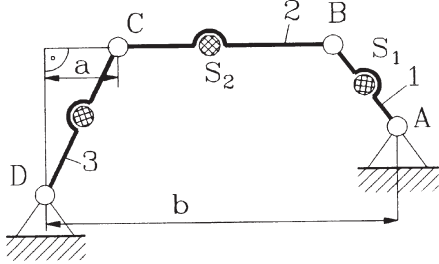
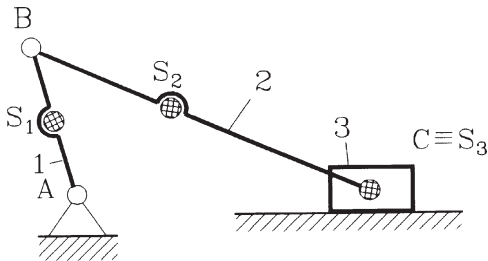
Dane: $AB = 0,1$ m, $AC = 0,25$ m,
 $AS_1 = 0,05$ m, $CS_3 = 0,2$ m,
 $CE = 2AD = 0,1$ m,
 $m_3 = 2m_1 = 2m_2 = 4$ kg.

**Zad. 189**

Obliczyć masy przeciwcieźarów E , F , niezbędnych do statycznego wyważenia układu przedstawionego na rysunku.

Dane: $AB = 0,12$ m,
 $BC = CD = 0,4$ m, $AD = 0,45$ m,
 $DS_3 = 2AS_1 = 0,15$ m,
 $BS_2 = BF = 0,2$ m, $AE = 0,1$ m,
 $m_3 = 2m_2 = 4m_1 = 4$ kg.

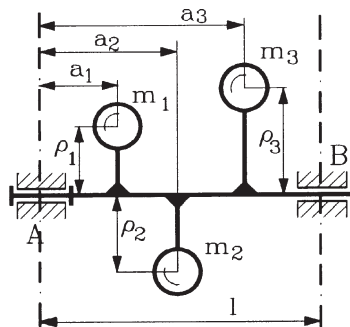


| | |
|---|--|
| <p>Zad. 190 Określić położenie, jakie zajmie układ pod własnym ciężarem. Tarcie w parach pominać. Dane: $AB = 0,04$ m, $AS_1 = 0,02$ m, $AC = BS_2 = 0,12$ m, $G_1 = 20$ N, $G_2 = 30$ N.</p> |  |
| <p>Zad. 191 Znaleźć mechanizm wykreślający tor środka ciężkości podanego na rysunku układu. Dane: $AB = 0,4$ m, $BC = 0,45$ m, $a = 0,2$ m, $b = 0,9$ m, $AS_2 = 2AS_1 = 0,2$ m, $CS_3 = 0,4$ m, $G_3 = 2G_1 = 800$ N, $G_2 = 500$ N.</p> |  |
| <p>Zad. 192 Określić położenie, jakie zajmie układ pod własnym ciężarem. Tarcie w parach pominać. Dane: $AB = 0,06$ m, $BC = 0,3$ m, $AS_1 = 0,03$ m, $BS_2 = 0,1$ m, $m_1 = 1$ kg, $m_2 = 3$ kg, $m_3 = 3,5$ kg.</p> |  |

Zad. 193

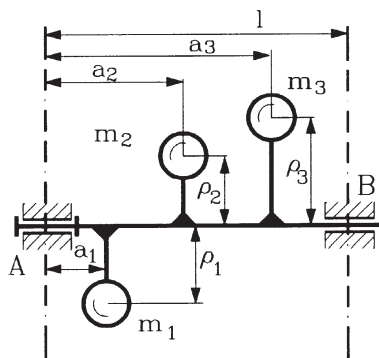
Dla wału, którego wszystkie masy i oś leżą w jednej płaszczyźnie, określić siły dynamiczne w łożyskach *A* i *B*.

Dane: $m_1 = 2m_2 = 4m_3 = 1 \text{ kg}$,
 $\rho_3 = 2\rho_2 = 2\rho_1 = 0,2 \text{ m}$,
 $a_3 = 4a_1 = 0,4 \text{ m}$, $a_2 = 0,3 \text{ m}$,
 $l = 0,5 \text{ m}$, $\omega = 20 \text{ s}^{-1}$.

**Zad. 194**

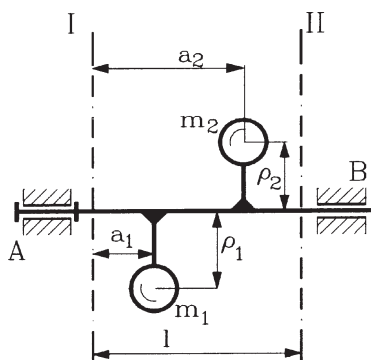
Określić dynamiczne siły oddziaływania w łożyskach *A* i *B*, jeżeli środki wszystkich mas oraz oś wału leżą w jednej płaszczyźnie.

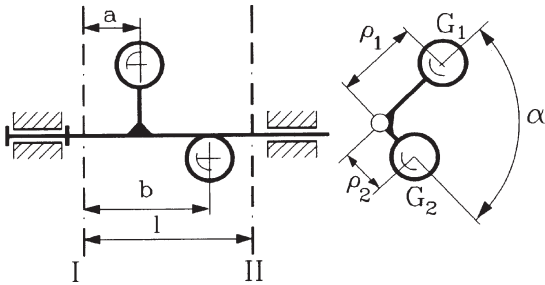
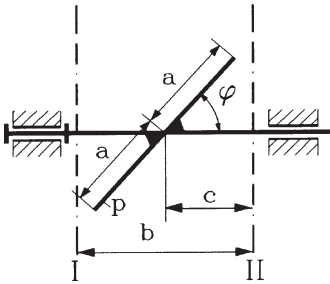
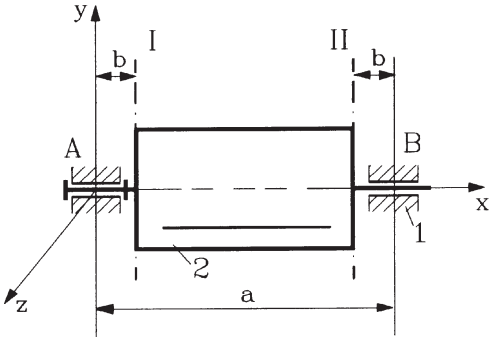
Dane: $m_1 = 10 \text{ kg}$, $m_2 = 15 \text{ kg}$,
 $m_3 = 8 \text{ kg}$, $\rho_1 = 0,01 \text{ m}$,
 $\rho_2 = 0,015 \text{ m}$, $\rho_3 = 0,025 \text{ m}$,
 $a_1 = 0,04 \text{ m}$, $a_2 = 0,05 \text{ m}$,
 $a_3 = 0,1 \text{ m}$, $l = 0,15 \text{ m}$, $\omega = 50 \text{ s}^{-1}$.

**Zad. 195**

Wyznaczyć masy m_I i m_{II} umieszczone w płaszczyznach I i II w celu zrównoważenia mas m_1 i m_2 , jeżeli obie te masy i oś wału leżą w jednej płaszczyźnie.

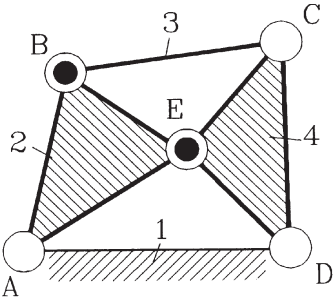
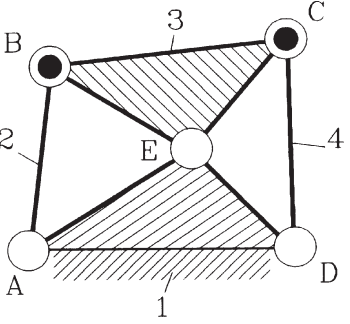
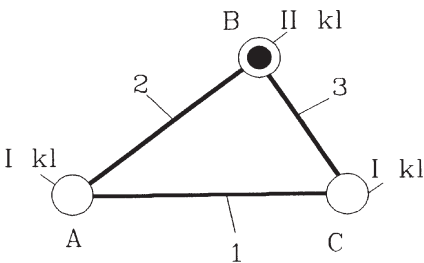
Dane: $m_1 = 2m_2 = 0,02 \text{ kg}$,
 $\rho_1 = \rho_2 = 0,1 \text{ m}$, $a_2 = 2a_1 = 0,4 \text{ m}$,
 $l = 0,6 \text{ m}$, $r_I = r_{II} = 0,1 \text{ m}$.



| | |
|--|--|
| <p>Zad. 196 Wyznaczyć masy m_I i m_{II} umieszczone w płaszczyznach I i II w celu dynamicznego zrównowazenia ciężarów G_1 i G_2.</p> <p>Dane: $m_2 = 2m_1 = 0,2$ kg, $\rho_1 = 2\rho_2 = 0,01$ m, $\alpha = \pi/2$, $a = 0,1$ m, $b = 0,25$ m, $l = 0,4$ m, $r_I = r_{II} = 0,01$ m.</p> |  |
| <p>Zad. 197 Obliczyć masy m_I i m_{II} umieszczone w płaszczyznach I i II w celu dynamicznego wyrównowania jednorodnego pręta p.</p> <p>Dane: Ciężar pręta $G = 40$ N, $b = 2a = 2c = 0,6$ m, $\varphi = \pi/4$, $r_I = r_{II} = 0,01$ m.</p> |  |
| <p>Zad. 198 Przy prędkości kątowej ω_2 wirnika 2 poziome siły oddziaływania w łożyskach odpowiednio wynoszą P^{Az} i P^{Bz}. Określić, o ile zwiększy się masa wirnika po jego wyrównowaniu masami m_I i m_{II} umieszczonymi w płaszczyznach I i II.</p> <p>Dane: $\omega_2 = 100$ s⁻¹, $P^{Az} = 700$ N, $P^{Bz} = 300$ N, $a = 0,5$ m, $b = 0,05$ m, $m_2 = 100$ kg.</p> |  |

Rozdział 3
Problemy syntezy

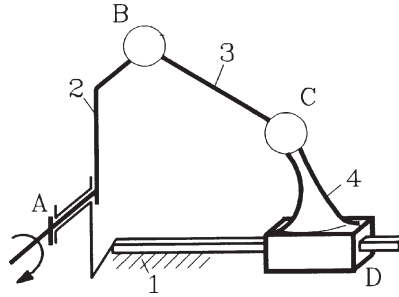
| <p>Zad. S-1 Przedstawiony mechanizm służy do zamiany ruchu korby 2 na ruch wahliwy popychacza 5. Zapisać ten mechanizm w postaci: a) schematu strukturalnego, b) zapisu macierzowego.</p> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|--|---|---|---|---|---|---|---|--|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| <p>Zad. S-2 Płaski mechanizm zębaty zilustrowany na rysunku w postaci grafu struktury przedstawić w formie: a) zapisu konturowego, b) schematu kinematycznego. Założyć, że: Pary B i C – zazębienie, pary A, E i D – przeguby.</p> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <p>Zad. S-3 Załączona macierz opisuje płaski układ wysięgnika ładowarki hydraulicznej. Przedstawić ten układ w formie: a) zapisu konturowego, b) schematu kinematycznego. Przyjąć, że: – człon 1 – podstawa, – człon 7 – łyżka, – człony 2 i 5 – siłowniki, – wszystkie pary obrotowe.</p> | <table style="border-collapse: collapse; margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th style="padding: 0 10px;">1</th> <th style="padding: 0 10px;">2</th> <th style="padding: 0 10px;">3</th> <th style="padding: 0 10px;">4</th> <th style="padding: 0 10px;">5</th> <th style="padding: 0 10px;">6</th> <th style="padding: 0 10px;">7</th> <th style="padding: 0 10px;"></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="padding: 5px;">1</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="padding: 5px;">2</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="padding: 5px;">3</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="padding: 5px;">4</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="padding: 5px;">5</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="padding: 5px;">6</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">1</td> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">0</td> <td style="padding: 5px;">7</td> </tr> </tbody> </table> | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 | 1 | 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 3 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 1 | 4 | 1 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 5 | 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 6 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 7 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 | 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 1 | 4 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. S-4 Załączony schemat strukturalny reprezentuje określoną rodzinę mechanizmów płaskich. Naszkicować wszystkie, objęte tym schematem strukturalnym, możliwe wersje schematów kinematycznych. Potraktować pary I kl. (A, C, D) jako obrotowe lub postępowe, a pary II kl. (B, E) jako zazębienie lub jako połączenie kulisowe.</p> |  |
| <p>Zad. S-5 Załączony schemat strukturalny reprezentuje rodzinę mechanizmów płaskich. Naszkicować wszystkie, objęte tym schematem strukturalnym, możliwe wersje schematów kinematycznych. Potraktować pary I kl. (A, E, D) jako obrotowe lub postępowe, a pary II kl. (B, C) jako zazębienie lub jako połączenie kulisowe.</p> |  |
| <p>Zad. S-6 Ze schematu strukturalnego przedstawionego na rysunku można otrzymać wiele mechanizmów zębatych, jeżeli potraktuje się parę B jako zazębienie. Narysować te mechanizmy przyjmąwszy, że wszystkie kolejne człony mogą pełnić rolę podstawy.</p> |  |

Zad. S-7

Rysunek przedstawia układ przeniesienia ruchu z członu 2 na człon 4. Zaproponować możliwe rozwiązania różniące się klasami par kinematycznych *B* i *C*.

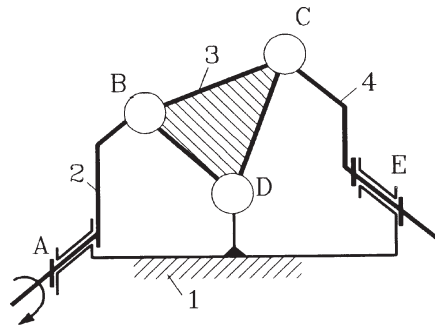
Uwzględnić tylko rozwiązania racjonalne, dopuścić również ruchliwość lokalną członu 3.



Zad. S-8

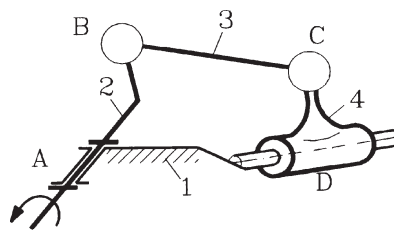
Rysunek przedstawia schemat połączeń układu przeniesienia ruchu z członu 2 na człon 4, przy czym nie są określone klasy par *B*, *C* i *D*. Przedstawić w postaci schematów kinematycznych możliwe rozwiązania tego układu.

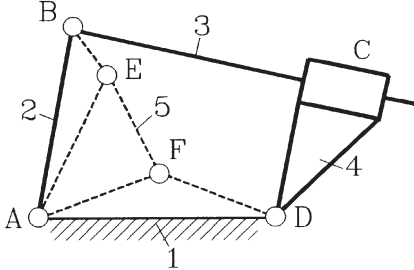
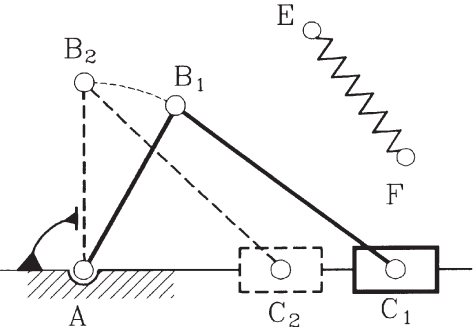
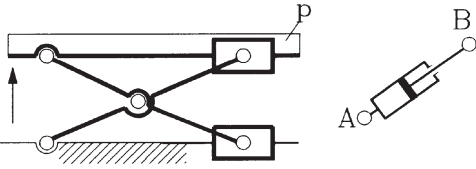
Uwaga: Układ powinien być jednobieźny i bez więzów biernych.



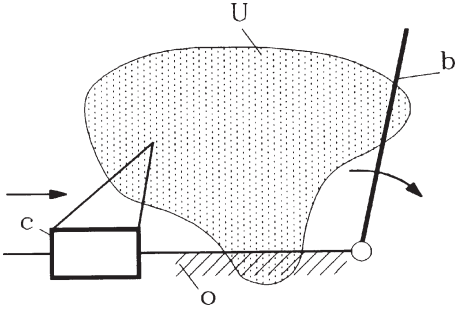
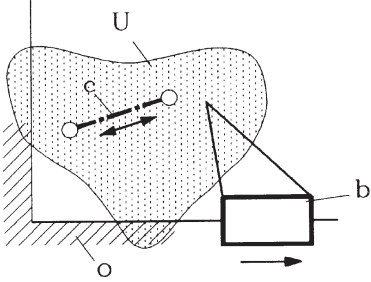
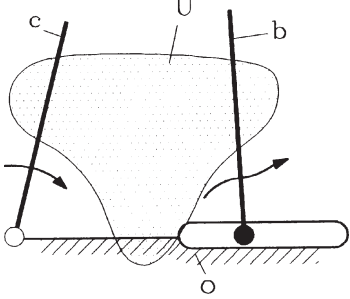
Zad. S-9

Przez dobór odpowiednich klas par *B* i *C* można otrzymać układ umożliwiający jednoznaczny zamianę ruchu czynnego członu 2 na ruch bierny członu 4. Rozrysować możliwe rozwiązania, dopuścić również ruchliwość lokalną członu 3.

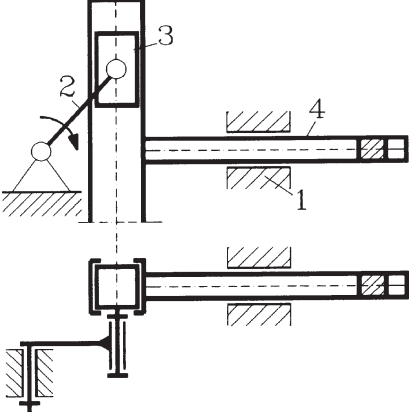
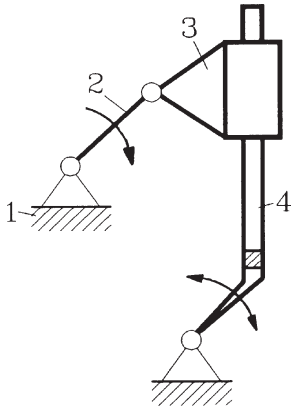
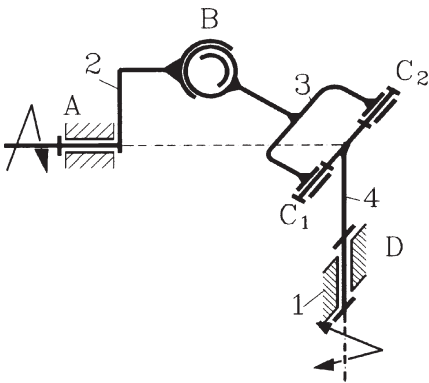


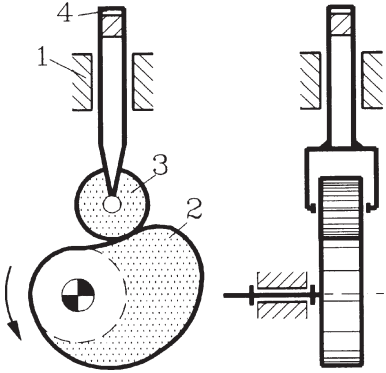
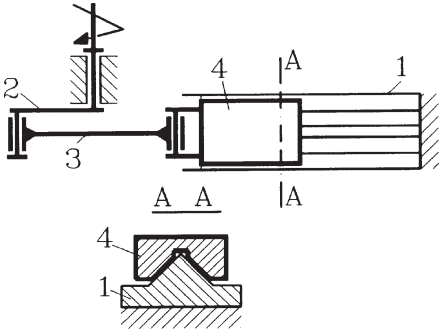
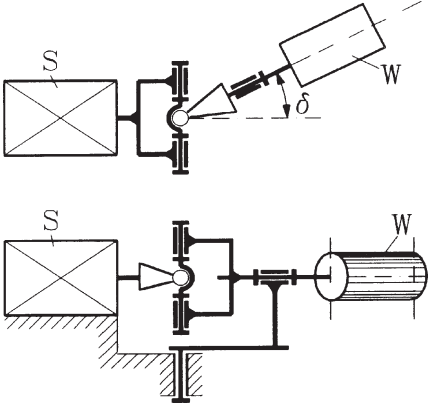
| | |
|--|--|
| <p>Zad. S-10 Układ $ABCD$ charakteryzuje się ruchliwością $W = 1$. Po przyłączeniu przegubowo dodatkowego członu 5 otrzymuje się układ sztywny. Przykładową wersję rozwiązania przedstawiono na rysunku linią przerywaną. Narysować wszystkie możliwe wersje układów sztywnych otrzymanych przez przyłączenie dodatkowego członu dwuwęzłowego 5.</p> |  |
| <p>Zad. S-11 Przejście układu z położenia AB_1C_1 w położenie AB_2C_2 można uzyskać przez odpowiednie włączenie do układu sprężyny rozciąganej EF. Rozrysować wszystkie możliwe rozwiązania.</p> |  |
| <p>Zad. S-12 Ruch platformy p podnośnika można uzyskać wykorzystując zmianę długości siłownika AB. Rozrysować wszystkie układy otrzymane przy różnych możliwych podłączeniach siłownika AB.</p> |  |

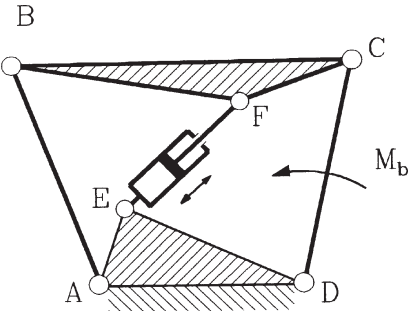
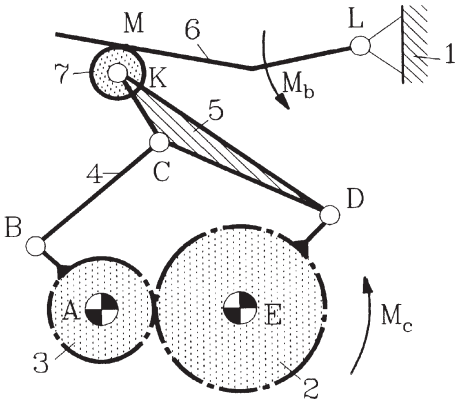
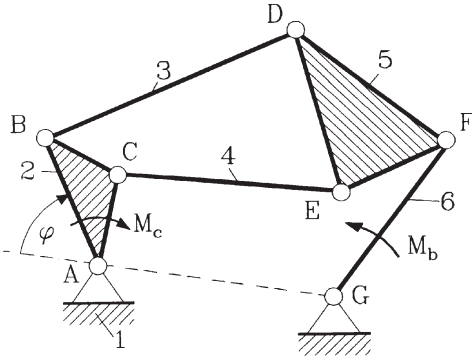
| | |
|--|--|
| <p>Zad. S-13 Łańcuch pośredniczący $ABCD$ z wolnymi półparami A, C, D, włączony w układ członów wyjściowych o, c, b, zapewnia jednobieżność układu. Przykładowe rozwiązanie naniesiono na rysunku linią przerywaną. Narysować wszystkie możliwe wersje połączeń.</p> | |
| <p>Zad. S-14 Łańcuch pośredniczący $ABCD$, włączony wolnymi półparami A, C, D w układ członów wejściowych o, b, zapewnia jednobieżność układu (zmiana długości siłownika c powoduje jednoznaczny ruch członu b). Przykładowe rozwiązanie naniesiono na rysunku linią przerywaną. Narysować wszystkie możliwe wersje połączeń.</p> | |
| <p>Zad. S-15 Łańcuch pośredniczący $ABCDE$, włączony wolnymi półparami A, C, D w układ członów wejściowych o, b, zapewnia jednobieżność układu (zmiana długości siłownika c powoduje jednoznaczny ruch członu b). Przykładowe rozwiązanie naniesiono na rysunku linią przerywaną. Narysować wszystkie możliwe wersje połączeń.</p> | |

| | |
|--|--|
| <p>Zad. S-16 Do przeniesienia ruchu z członu c na ruch członu b wykorzystuje się łańcuch U członów pośredniczących. Należy:</p> <ol style="list-style-type: none"> wyprowadzić równanie strukturalne łańcucha U, sporządzić tabele schematów podstawowych dla $p_2 < 2, k \leq 3$, rozrysować jeden schemat podstawowy (strukturalny) w postaci schematów kinematycznych. |  |
| <p>Zad. S-17 Zmiana długości siłownika c powinna wywołać jednoznaczny ruch członu b. Należy dobrać odpowiedni łańcuch U zapewniający taką zamianę. W tym celu:</p> <ol style="list-style-type: none"> wyprowadzić równanie strukturalne łańcucha U, sporządzić tabele schematów podstawowych dla $p_2 < 2, k \leq 3$, rozrysować jeden schemat podstawowy (strukturalny) w postaci schematów kinematycznych. |  |
| <p>Zad. S-18 Do przeniesienia ruchu z członu c na ruch członu b wykorzystuje się łańcuch U członów pośredniczących. Należy:</p> <ol style="list-style-type: none"> wyprowadzić równanie strukturalne łańcucha U, sporządzić tabele schematów podstawowych dla $p_2 < 2, k \leq 3$, rozrysować jeden schemat podstawowy (strukturalny) w postaci schematów kinematycznych. |  |

| | |
|--|--|
| <p>Zad. S-19 Do przeniesienia ruchu z członu c na ruch członu b wykorzystuje się łańcuch U członów pośredniczących. Należy:</p> <ol style="list-style-type: none"> wyprowadzić równanie strukturalne łańcucha U, sporządzić tabele schematów podstawowych dla $p_2 < 2, k \leq 3$, rozrysować jeden schemat podstawowy (strukturalny) w postaci schematów kinematycznych. | |
| <p>Zad. S-20 Zmiana długości siłownika c powinna wywołać jednoznaczny ruch członu b. Należy dobrać odpowiedni łańcuch U. W tym celu:</p> <ol style="list-style-type: none"> wyprowadzić równanie strukturalne łańcucha U, sporządzić tabele schematów podstawowych dla $p_2 < 2, k \leq 3$, rozrysować jeden schemat podstawowy (strukturalny) w postaci schematów kinematycznych. | |
| <p>Zad. S-21 Do przeniesienia ruchu z członu c na ruch członu b wykorzystuje się łańcuch U członów pośredniczących. Należy:</p> <ol style="list-style-type: none"> wyprowadzić równanie strukturalne łańcucha U, sporządzić tabele schematów podstawowych dla $p_2 < 2, k \leq 3$, rozrysować jeden schemat podstawowy (strukturalny) w postaci schematów kinematycznych. | |

| | |
|--|--|
| <p>Zad. S-22 Przedstawiony na rysunku mechanizm został zaprojektowany z przeznaczeniem do zamiany ruchu obrotowego członu 2 na ruch postępowo-zwrotny członu 4. Oceń strukturalną poprawność rozwiązania i zaproponować możliwe struktury układów racjonalnych.</p> |  |
| <p>Zad. S-23 Mechanizm jarzmowy, służący do zamiany ruchu obrotowego korby 2 na ruch wahliwy członu 4, rozwiązano jak na rysunku. Przeanalizować poprawność strukturalną układu i zaproponować możliwe rozwiązania racjonalne (bez więzów biernych).</p> |  |
| <p>Zad. S-24 Przedstawiony mechanizm przestrzenny zaprojektowano w celu zamiany ruchu obrotowego korby 2 na ruch wahliwy członu 4. Przeanalizować rozwiązanie pod względem strukturalnym. Czy jest to układ racjonalny (bez więzów biernych)? Zaproponować możliwe rozwiązania racjonalne.</p> |  |

| | |
|--|--|
| <p>Zad. S-25 Mechanizm krzywkowy przedstawiony na rysunku umożliwia zamianę ruchu obrotowego członu 2 na ruch postępowo-zwrotny popychacza 4. Przeanalizować rozwiązanie strukturalne tego mechanizmu i zaproponować możliwe rozwiązania racjonalne.</p> |  |
| <p>Zad. S-26 Mechanizm zamiany ruchu obrotowego korby 2 na ruch postępowo-zwrotny suportu rozwiązano jak na rysunku. Przeanalizować mechanizm pod względem strukturalnym i zaproponować możliwe rozwiązania racjonalne.</p> |  |
| <p>Zad. S-27 Zastosowane sprzęgło Cardana umożliwia napęd wirnika W pod zmiennym, w czasie pracy, kątem δ. Przeanalizować rozwiązanie układu pod względem strukturalnym i zaproponować możliwe rozwiązania racjonalne.</p> |  |

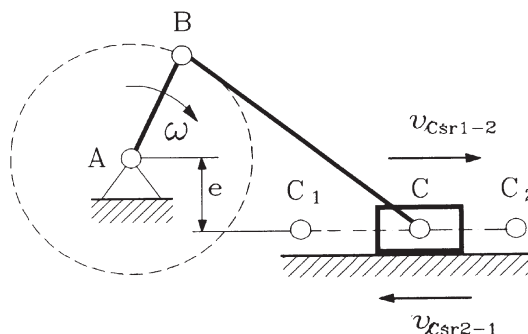
| | |
|--|--|
| <p>Zad. S-28 Zmiana długości siłownika EF wywołuje ruch układu $ABCD$ obciążonego momentem biernym M_b. Należy określić kąt nacisku α w parze F i C. Uwaga: Mechanizm narysowano w podziałce.</p> |  |
| <p>Zad. S-29 Przedstawiony na rysunku układ umożliwia zamianę ruchu członu czynnego 2 na ruch członu 6 obciążonego momentem biernym M_b. Określić kąt nacisku α w parze K, jaką tworzy krążek 7 z członem 5. Uwaga: Mechanizm narysowano w podziałce.</p> |  |
| <p>Zad. S-30 Mechanizm realizuje zamianę ruchu członu czynnego 2 na ruch członu biernego 6. Określić wartość kąta nacisku α w parze F w położeniu mechanizmu określonym kątem $\varphi = \pi/2$. Uwaga: Mechanizm narysowano w podziałce.</p> |  |

Zad. S-31

Przy stałej prędkości kątowej korby AB ($\omega = \text{const}$) iloraz średnich prędkości suwaka podczas jego ruchu w obie strony jest na ogół różny od jedności ($k = v_{C_{sr} 1-2} / v_{C_{sr} 2-1} \neq 1$). Określić:

- a) wartość współczynnika k ,
- b) geometrię układu realizującego ten sam skok C_1C_2 przy tym samym k .

Dane: $e = 0,1$ m, $AB = 0,2$ m, $BC = 0,45$ m.

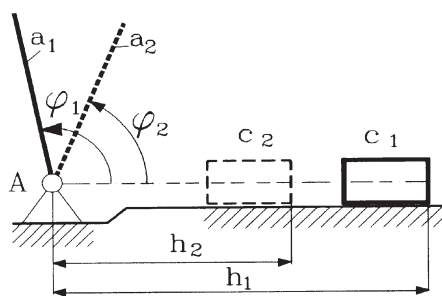


Zad. S-32

Przejściu wahacza a z położenia a_1 w a_2 powinno towarzyszyć przejście suwaka c z położenia c_1 w c_2 .

Dobrać schemat najprostszego mechanizmu z parami obrotowymi oraz określić jego wymiary podstawowe.

Dane: $\varphi_1 = 2\pi/3$, $\varphi_2 = 2\pi/9$, $h_2 = 0,4$ m, $h_1 = 0,6$ m.

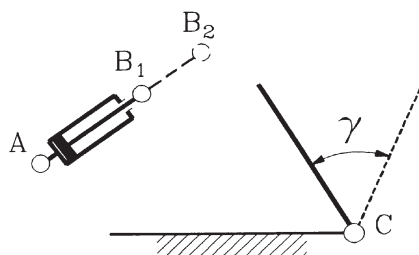


Zad. S-33

Zmiana długości siłownika AB o skok B_1B_2 powinna wymusić obrót wału C o kąt γ .

Zaproponować schemat najprostszego mechanizmu i dobrać jego wymiary przy założeniu dodatkowych kryteriów oceny.

Dane: $AB_1 = 0,5$ m, $B_1B_2 = 0,3$ m, $\gamma = \pi/3$.

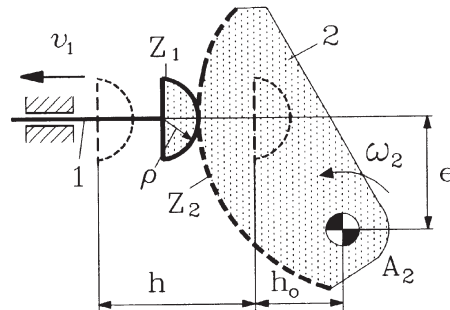


Zad. S-34

Ruch jednostajny obrotowy krzywki 2 o zarysie Z_2 wymusza ruch jednostajny postępowy członu 1 z zakończeniem Z_1 w granicach skoku h .

Określić zarys Z_2 .

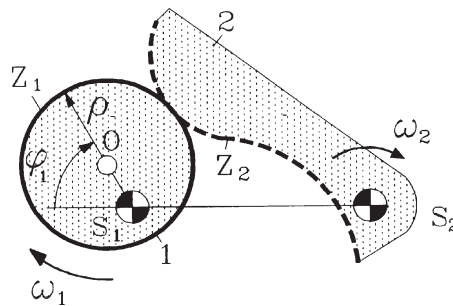
Dane: $h_o = 0,2$ m, $h = e = 0,3$ m,
 $\rho = 0,1$ m, $v_1 = 0,6$ m/s,
 $\omega_2 = \pi/3$ s⁻¹.

**Zad. S-35**

Obrót krzywki mimośrodowej o zarysie Z_1 wymusza ruch wahadłowy krzywki 2 o zarysie Z_2 .

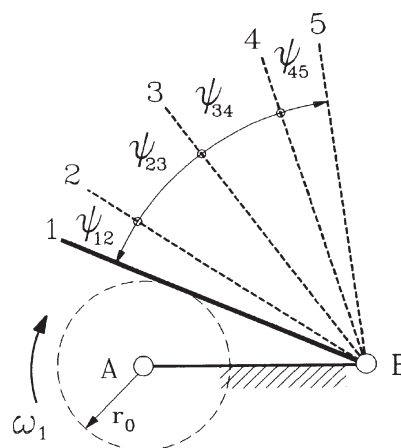
Określić zarys Z_2 .

Dane: $S_1S_2 = 0,1$ m,
 $S_1O = 0,02$ m, $\omega_2/\omega_1 = 0,6$,
 $1 < \varphi_1 < \pi$.

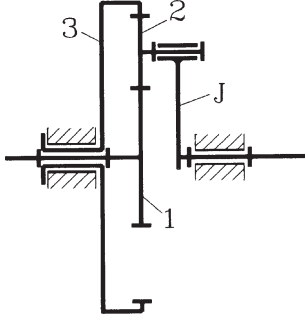
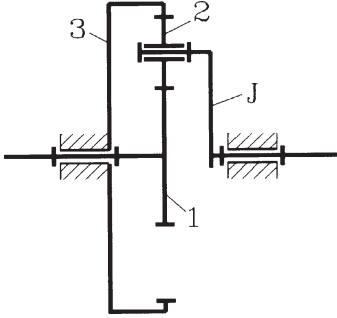
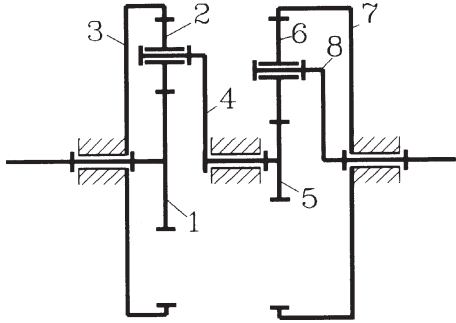
**Zad. S-36**

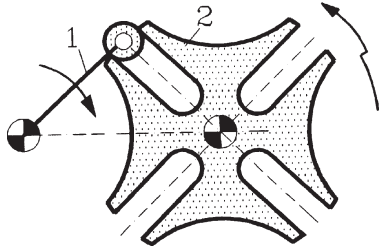
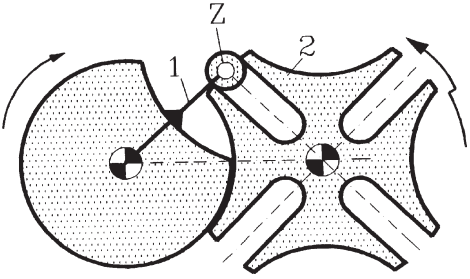
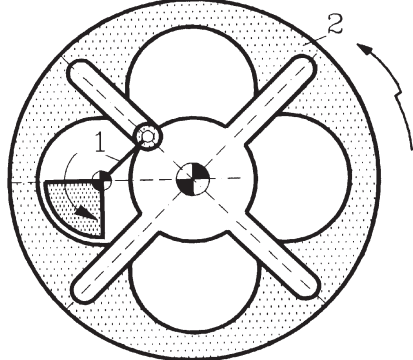
Ruch obrotowy popychacza prostoliniowego, wymuszony obrotem krzywki o kąt φ_p , jest określony położeniami 1–5, którym odpowiadają jednakowe przedziały czasu Δt . Określić zarys krzywki zakładając, że obraca się ona ze stałą prędkością kątową.

Dane: $\psi_{12} = \psi_{45} = \pi/24$,
 $\psi_{23} = \psi_{34} = \pi/12$, $\Delta t = 0,5$ s,
 $r_o = 0,02$ m, $AB = 0,05$ m, $\varphi_p = 2\pi/3$.

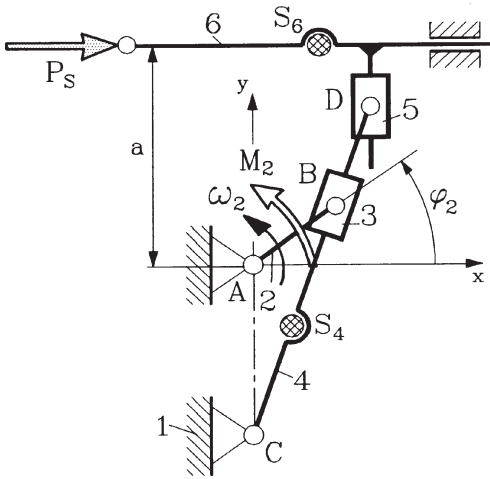


| | |
|---|--|
| <p>Zad. S-37</p> <p>Dane jest prawo ruchu popychacza 2 w postaci:</p> $S_p = H(1 - \cos \pi\varphi/\varphi_p)/2,$ $S_o = H(1 + \cos \pi\varphi/\varphi_p)/2,$ <p>Określić zarys krzywki 1 (graficznie i tabelarycznie) oraz maksymalną wartość kąta nacisku (analitycznie i graficznie).</p> <p>Dane: $r_o = 0,02$ m, $e = 0,01$ m, $H = 0,02$ m, $\varphi_p = 2\pi/3$, $\varphi_o = \pi/2$, $\varphi_g = \varphi_d = 5\pi/12$.</p> | |
| <p>Zad. S-38</p> <p>Wykreślić zarys krzywki o najmniejszych gabarytach, mając zadane prawa ruchu popychacza według wersji a, b, c lub d oraz odmiany 1 lub 2.</p> <p>Dane:</p> <p>Odmiana 1: $H = 0,04$ m, $\varphi_p = 2\pi/3$, $\varphi_o = \pi/2$, $\varphi_g = \pi/6$, $\alpha_{pmax} = \alpha_{omax} = \pi/6$.</p> <p>Odmiana 2: $H = 0,04$ m, $\varphi_p = \pi/2$, $\varphi_o = \pi/6$, $\varphi_g = \pi/6$, $\alpha_{pmax} = \alpha_{omax} = \pi/6$.</p> | |
| <p>Zad. S-39</p> <p>Popychacz 2 o ciężarze Q jest obciążony tylko siłą sprężyny F. Określić charakterystykę sprężyny zapewniającej minimalny docisk popychacza P_{21min}.</p> <p>Dane: $r_o = 0,01$ m, $H = 0,04$ m, $\varphi_p = \varphi_o = \pi$, $P_{21min} = 1$ N, $Q = 10$ N, prawo ruchu popychacza w postaci przebiegu $d^2S/d\varphi^2(\varphi)$.</p> | |

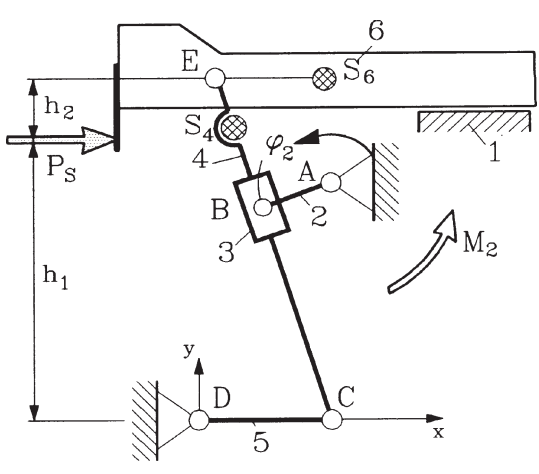
| | |
|--|---|
| <p>Zad. S-40 Dla danej przekładni obiegowej sprawdzić, czy spełnione są warunki konstrukcyjne? Dane: $z_1 = 30$, $z_2 = 20$, $z_3 = 70$, $k = 5$ (k – liczba satelitów).</p> |  <p>The diagram shows a planetary gear set. It consists of a central gear 1, an outer gear 3, and a planet gear 2. The planet gear 2 meshes with both gear 1 and gear 3. The planet gear 2 is mounted on a carrier J. The carrier J is supported by two bearings. Gear 1 is fixed to a shaft, and gear 3 is fixed to another shaft.</p> |
| <p>Zad. S-41 Dla podanego schematu kinematycznego przekładni obiegowej określić liczby zębów kół 1, 2 i 3 dla zadanych przełożeń $i = \omega_1/\omega_j$ oraz liczb k satelitów. Dane: a) $i = 4$, $k = 3$, b) $i = 5$, $k = 4$, c) $i = 5$, $k = 6$, d) $i = 6$, $k = 6$.</p> |  <p>The diagram shows a planetary gear set similar to the one in the previous row. It consists of a central gear 1, an outer gear 3, and a planet gear 2. The planet gear 2 meshes with both gear 1 and gear 3. The planet gear 2 is mounted on a carrier J. The carrier J is supported by two bearings. Gear 1 is fixed to a shaft, and gear 3 is fixed to another shaft.</p> |
| <p>Zad. S-42 Dla przedstawionej przekładni obiegowej dobrać liczby zębów. Dane: $k_2 = 3$, $k_6 = 4$, $\omega_1/\omega_8 = 1/24$ (k_i – liczba satelitów).</p> |  <p>The diagram shows a complex planetary gear set. It consists of two planetary gear sets. The first planetary gear set has a central gear 1, an outer gear 3, and a planet gear 2. The planet gear 2 is mounted on a carrier. The second planetary gear set has a central gear 5, an outer gear 8, and a planet gear 6. The planet gear 6 is mounted on a carrier. The two carriers are connected to each other. Gear 1 is fixed to a shaft, and gear 8 is fixed to another shaft. Gear 4 is a planet gear that meshes with gear 2 and gear 6. Gear 7 is an outer gear that meshes with gear 6.</p> |

| | |
|---|--|
| <p>Zad. S-43 Podczas pracy mechanizmu maltańskiego, jak na rysunku, występuje zjawisko uderu przy wejściu i wyjściu zabieraka z zazębienia. Zaproponować 4 odmienne rozwiązania, w których zjawisko uderu występuje w stopniu mniejszym lub nie występuje.</p> |  |
| <p>Zad. S-44 W celu zapewnienia ustalonego położenia krzyża maltańskiego 2 w fazie spoczynku stosuje się, między innymi, układ blokowania przedstawiony na rysunku. Przedstawić 4 inne alternatywne rozwiązania.</p> |  |
| <p>Zad. S-45 Obsługiwana technologia narzuca potrzebę realizacji ruchu przerywanego, określonego ilorazem $T_s/T > 1/4$. Warunek ten spełniają rozwiązania oparte na krzyżach maltańskich o zazębieniu wewnętrznym. Czy może być rozwiązanie o zazębieniu zewnętrznym? Uzasadnić odpowiedź. T_s – czas spoczynku, T – czas pełnego obrotu korby 1</p> |  |

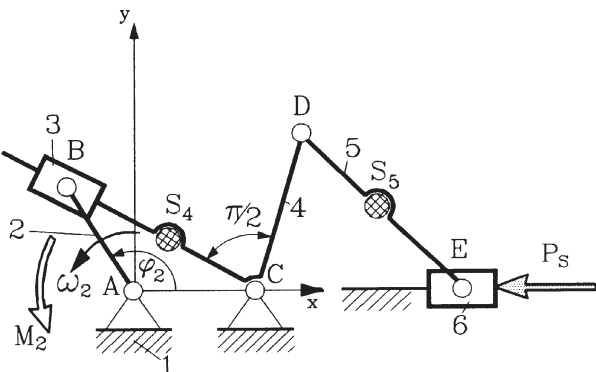
Rozdział 4
Problemy analizy wspomaganiej komputerem

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-1 | |
|---|---|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $y_C = -0,5$ $a = 0,4$ $CS_4 = 0,4$ $AB = 0,25$ $DC = 0,8$ $P_S = 3 \text{ kN}$, gdy $v_6 < 0$ <hr/> $m_4 = \dots \text{ kg}$ $m_6 = \dots \text{ kg}$ $I_{S4} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $\varphi_2^* = \dots^\circ$ $\varphi_2^{**} = \dots^\circ$ $\omega_2^* = \dots \text{ rad/s}$ $\omega_2^{**} = \dots \text{ rad/s}$ | |

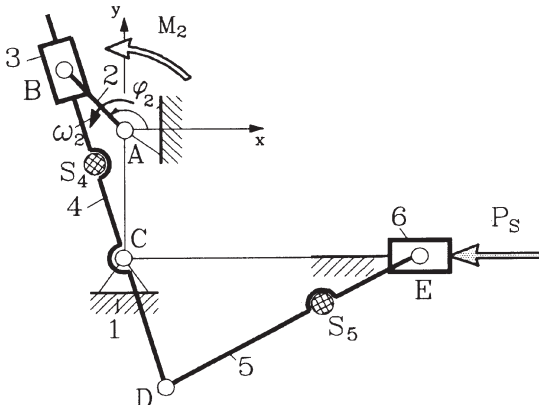
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|---|--------------------|
| 1 | Siłę oddziaływania P_{23} dla φ_2^* i φ_2^{**} , gdy $m_i = 0$ | graficzny |
| 2 | Siłę oddziaływania P_{23} dla φ_2^* i φ_2^{**} , gdy $m_i = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(P_{23}^K - P_{23}^G)/P_{23}^K] \cdot 100\%$ P_{23}^G – wartość wyznaczona graficznie P_{23}^K – wartość wyznaczona komputerowo | analityczny |
| 4 | Wartość kąta φ_2 , gdy $M_2 = \max$, gdy ω_2^* i $P_S = 0$ | komputerowy |
| 5 | Siłę oddziaływania P_{23} dla φ_2^* , gdy $\omega_2^* = 0$ i $P_S = 0$ | komputerowy |
| 6 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ dla ω_2^* | komputerowy |
| 7 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ dla ω_2^{**} | komputerowy |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-2 |
|---|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $x_A = 0,4$ $y_A = 0,6$ $h_1 = 0,85$ $h_2 = 0,15$ $CS_4 = 0,55, EC = 1,1$ $AB = 0,2, DC = 0,4$ $P_5 = 3 \text{ kN}$, gdy $v_6 < 0$ <p>$m_4 = \dots \text{ kg}$ $m_6 = \dots \text{ kg}$ $I_{S4} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $\varphi_2^* = \dots^\circ$ $\varphi_2^{**} = \dots^\circ$ $\omega_2^* = \dots \text{ rad/s}$</p> |

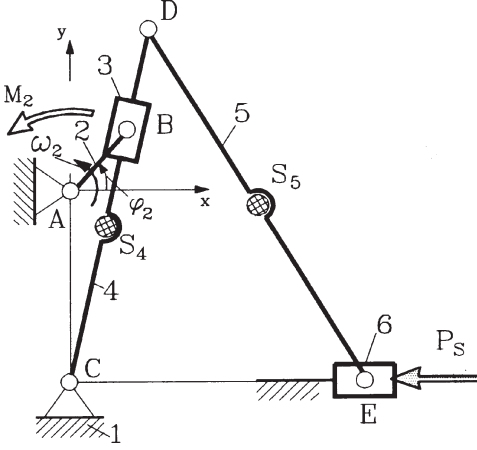
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|--------------------|
| 1 | Siłę oddziaływania P_{15} dla φ_2^* i φ_2^{**} oraz $m_i = 0$ | graficzny |
| 2 | Siłę oddziaływania P_{15} dla φ_2^* i φ_2^{**} oraz $m_i = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(P_{15}^K - P_{15}^G)/P_{15}^K] \cdot 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} P_{15}^G – wartość wyznaczona graficznie P_{15}^K – wartość wyznaczona komputerowo | analityczny |
| 4 | Wartość kąta φ_2 , w którym $P_{b6} = \max$ | komputerowy |
| 5 | Wartość siły oddziaływania P_{23} dla φ_2^* | komputerowy |
| 6 | Przebieg zmian siły oddziaływania $P_{15}(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-3 | |
|---|---|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $AB = 0,15$ $AC = 0,45$ $CD = 0,56$ $DE = 1,12$ $CS_4 = 0,3$ $DS_5 = DE/2$ $P_S = 4 \text{ kN}$ <hr/> $m_4 = \dots \text{ kg}$ $I_{S4} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $m_5 = \dots \text{ kg}$ $I_{S5} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $\omega_2 = \dots \text{ rad/s}$ $\varphi_2^* = \dots^\circ$ $\varphi_2^{**} = \dots^\circ$ | |

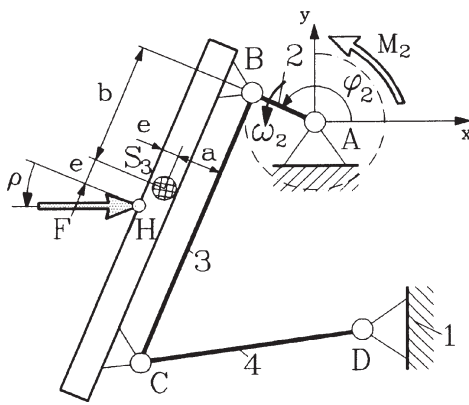
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|--------------------|
| 1 | Siłę oddziaływania P_{45} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $m_i = 0$ | graficzny |
| 2 | Siłę oddziaływania P_{45} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $m_i = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(P_{45}^K - P_{45}^G)/P_{45}^K] \cdot 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} P_{45}^G – wartość wyznaczona graficznie P_{45}^K – wartość wyznaczona komputerowo | analityczny |
| 4 | Wartość kąta φ_2 , w którym $P_{b6} = \max$ | komputerowy |
| 5 | Wartość siły bezwładności P_{b5} dla φ_2^* i φ_2^{**} | komputerowy |
| 6 | Przebieg zmian siły oddziaływania $P_{45}(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-4 | |
|---|---|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $AB = 0,1$ $AC = 0,3$ $CD = 0,4$ $DE = 1,2 = 2DS_5$ $CS_4 = 0,2$ <hr/> $m_4 = \dots \text{ kg}$ $I_{S4} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $m_5 = \dots \text{ kg}$ $I_{S5} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $m_6 = \dots \text{ kg}$ $P_S = \dots \text{ N}$ $\omega_2 = \dots \text{ rad/s}$ $\varphi_2^* = \dots ^\circ$ $\varphi_2^{**} = \dots ^\circ$ | |

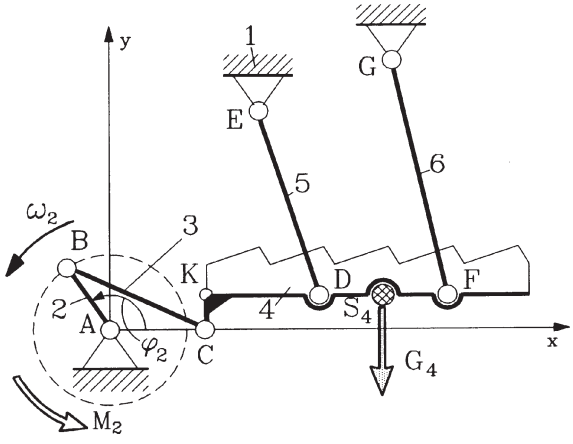
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|-------------------------|
| 1 | Siłę oddziaływania P_{45} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $m_i = 0$ | graficzny |
| 2 | Siłę oddziaływania P_{45} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $m_i = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(P_{45}^K - P_{45}^G)/P_{45}^K] \cdot 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} P_{45}^G – wartość wyznaczona graficznie P_{45}^K – wartość wyznaczona komputerowo | analityczny |
| 4 | Wartość kąta φ_2 , w którym $P_{b6} = \max$ | komputerowy |
| 5 | Wartość siły bezwładności P_{b5} dla φ_2^* i φ_2^{**} | komputerowy/analityczny |
| 6 | Przebieg zmian siły oddziaływania $P_{45}(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-5 | |
|---|--|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $AB = 0,2$ $AC = 0,6$ $CD = 1,2$ $DE = 2,4$ $CS_4 = CD/2$ $DS_5 = DE/2$ <hr/> $m_4 = \dots \text{ kg}$ $I_{S4} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $m_5 = \dots \text{ kg}$ $I_{S5} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $P_S = \dots \text{ kN}$ $\omega_2 = \dots \text{ rad/s}$ $\varphi_2^* = \dots \text{ }^\circ$ $\varphi_2^{**} = \dots \text{ }^\circ$ | |
| | | |

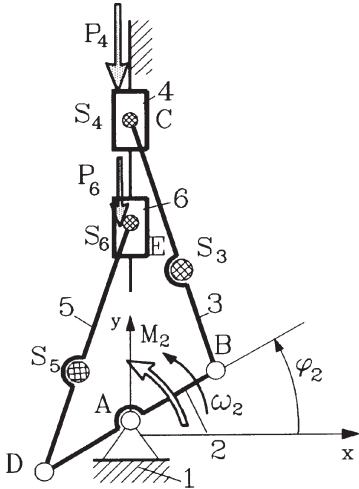
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|-------------------------|
| 1 | Siłę oddziaływania P_{45} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $m_i = 0$ | graficzny |
| 2 | Siłę oddziaływania P_{45} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $m_i = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(P_{45}^K - P_{45}^G)/P_{45}^K] \cdot 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} P_{45}^G – wartość wyznaczona graficznie P_{45}^K – wartość wyznaczona komputerowo | analityczny |
| 4 | Wartość kąta φ_2 , w którym $P_{b4} = \max$ | komputerowy |
| 5 | Wartość siły bezwładności P_{b5} dla φ_2^* i φ_2^{**} | komputerowy/analityczny |
| 6 | Przebieg zmian siły bezwładności $P_{45}(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-6 |
|---|--|
|  | <p>Wymiary w m $AB = 0,05, DC = 0,6$ $y_D = -0,5$ $x_D = 0,15$ $CB = 0,6$ $a = 0,1, b = 0,3$ $e = 0,05$</p> <hr/> $w_2 = \dots \text{ rad/s}$ $m_3 = \dots \text{ kg}$ $I_{S3} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $F = \dots \text{ kN}$, gdy $v_{Hx} < 0$ $r = 15^\circ$ $\varphi_2^* = \dots^\circ$ $\varphi_2^{**} = \dots^\circ$ |

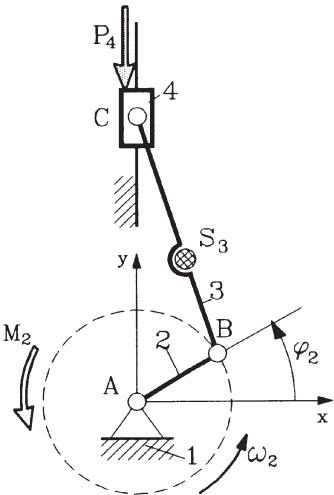
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|--------------------|
| 1 | Siłę oddziaływania P_{21} dla φ_2^* i φ_2^{**} , gdy $m_3 = 0$ | graficzny |
| 2 | Siłę oddziaływania P_{21} dla φ_2^* i φ_2^{**} , gdy $m_3 = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(P_{21}^K - P_{21}^G)/P_{21}^K] \cdot 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} P_{21}^G – wartość wyznaczona graficznie P_{21}^K – wartość wyznaczona komputerowo | analityczny |
| 4 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$, gdy $m_3 = 0$ | komputerowy |
| 5 | Wartość kąta φ_2 , w którym $M_2 = \max$, gdy $m_3 = 0$ | komputerowy |
| 6 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-7 | |
|---|---|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $AB = 0,06$ $BC = 0,25$ $CK = 0,05$ $KD = 0,2$ $ED = 0,3, FG = 0,35$ $DF = 0,25, DS_4 = 0,15$ $x_E = 0,3, y_E = 0,35$ $x_G = 0,6, y_G = 0,4$ <p>$m_4 = \dots$ kg $I_{S_4} = \dots$ kg·m² $\omega_2^* = \dots$ rad/s $\omega_2^{**} = \dots$ rad/s $\varphi_2^* = \dots$ ° $\varphi_2^{**} = \dots$ °</p> | |

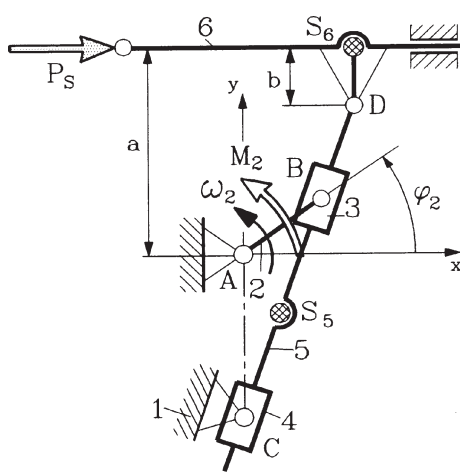
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|--------------------|
| 1 | Siłę oddziaływania P_{23} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $\omega_2 = 0$ | graficzny |
| 2 | Siłę oddziaływania P_{23} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $\omega_2 = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(P_{23}^K - P_{23}^G)/P_{23}^K] 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} P_{23}^G – wartość wyznaczona graficznie P_{23}^K – wartość wyznaczona komputerowo | analityczny |
| 4 | Przebieg zmian $M_2(\varphi_2)$, gdy $P_{b4} = 0$ i $M_{b4} = 0$ | komputerowy |
| 5 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ dla ω_2^* i ω_2^{**} | komputerowy |
| 6 | Wartość kąta φ_2 , w którym $M_2 = \max$ dla ω_2^* | komputerowy |
| 7 | Wartość kąta φ_2 , w którym $P_{b4} = \max$ dla ω_2^* | komputerowy |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-8 |
|---|--|
|  | <p>Wymiary w m $AB = AD = 0,02$ $BC = DE = 0,15$ $BS_3 = DS_5 = 0,06$</p> <p>$m_3 = m_5 = 0,8$ kg $m_4 = m_6 = 0,5$ kg $I_{S3} = I_{S5} = 0,01$ kg·m²</p> <p>$P_4 = \dots$ N $P_6 = \dots$ N $\omega_2 = \dots$ rad/s $\varphi_2^* = \dots$ ° $\varphi_2^{**} = \dots$ °</p> |

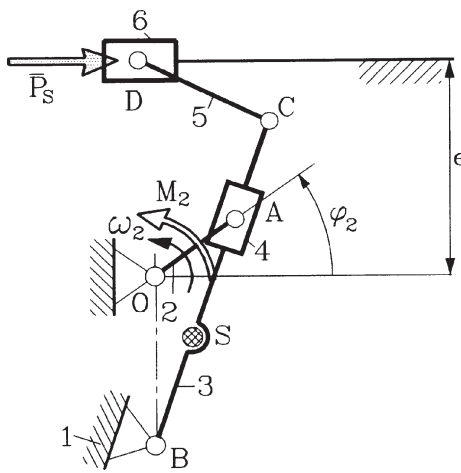
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|--------------------|
| 1 | Siły oddziaływania P_{32}, P_{52} dla φ_2^* i φ_2^{**} , gdy $m_i = 0$ | graficzny |
| 2 | Siły oddziaływania P_{32}, P_{52} dla φ_2^* i φ_2^{**} , gdy $m_i = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta_{32} = [(P_{32}^K - P_{32}^G)/P_{32}^K] \cdot 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} Błąd $\delta_{52} = [(P_{52}^K - P_{52}^G)/P_{52}^K] \cdot 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} P_{32}^G, P_{52}^G – wartości wyznaczone graficznie P_{32}^K, P_{52}^K – wartości wyznaczone graficznie | analityczny |
| 4 | Wartość kąta φ_2 , w którym $M_2 = \max$ | komputerowy |
| 5 | Wartość kąta φ_2 , w którym $P_{b3} = \max$ | komputerowy |
| 6 | Wartość kąta φ_2 , w którym $P_{b4} = \max$ | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-9 |
|---|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $AB = 0,035$ $BC = 0,12$ $CS_3 = 0,08$ $M_u = 50 \text{ Nm}$ dla $300 < \varphi_2 < 420$ <hr/> $m_3 = \dots \text{ kg}$ $I_{S3} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $\omega_2 = \dots \text{ rad/s}$ $\varphi_2^* = \dots ^\circ$ $\varphi_2^{**} = \dots ^\circ$ |

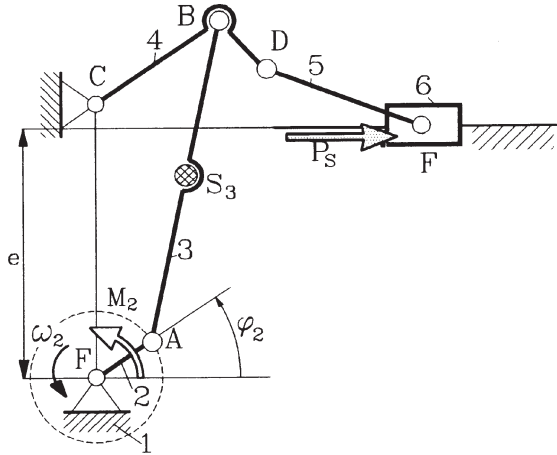
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|--------------------|
| 1 | Siłę oddziaływania P_{43} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $m_3 = 0$ | graficzny |
| 2 | Siłę oddziaływania P_{43} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $m_3 = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(P_{43}^K - P_{43}^G)/P_{43}^K] \cdot 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} P_{43}^G – wartość wyznaczona graficznie P_{43}^K – wartość wyznaczona komputerowo | analityczny |
| 4 | Wartość kąta φ_2 , w którym $P_{b3x} = \max$ Wartość kąta φ_2 , w którym $P_{b3y} = \max$ | komputerowy |
| 5 | Wartości obciążeń dynamicznych P_{b3} i M_{b3} dla φ_2^* | komputerowy |
| 6 | Przebieg zmian siły oddziaływania $P_{12}(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-10 | |
|---|--|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $DS_5 = 0,45$ $AB = 0,1$ $y_C = -0,4$ $a = 0,4$ $b = 0,1$ <hr/> $P_S = 2000 \text{ N}$ $m_5 = \dots \text{ kg}$ $m_6 = \dots \text{ kg}$ $I_{S5} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $\omega_2 = \dots \text{ rad/s}$ $\varphi_2^* = \dots ^\circ$ | |

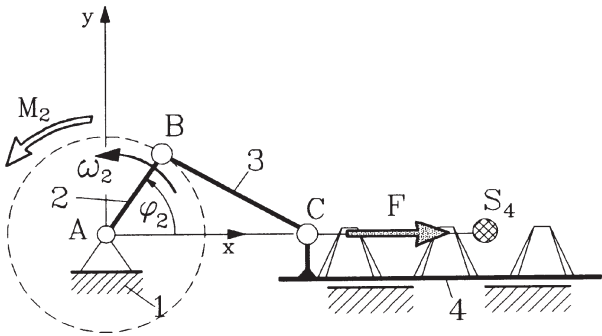
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|--------------------|
| 1 | Siłę oddziaływania P_{23} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $m_i = 0$ | graficzny |
| 2 | Siłę oddziaływania P_{23} dla φ_2^* i φ_2^{**} przy $m_i = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(P_{23}^K - P_{23}^G)/P_{23}^K] \cdot 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} P_{23}^G – wartość wyznaczona graficznie P_{23}^K – wartość wyznaczona komputerowo | analityczny |
| 4 | Wartość kąta φ_2 , w którym $M_2 = \max$ | komputerowy |
| 5 | Wartość siły oddziaływania P_{23} dla φ_2^* i φ_2^{**} | komputerowy |
| 6 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 7 | Przebieg zmian siły oddziaływania $P_{23}(\varphi_2)$ | komputerowy |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-11 | |
|---|--|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $OA = 0,05$ $OB = 0,25$ $CB = 0,40$ $CD = 0,15$ $e = 0,20$ $BS_3 = CB/2$ $P_S = 3 \text{ kN}$ | |
| | <hr/> $m_3 = \dots \text{ kg}$ $I_{S3} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $\omega_2 = \dots \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = \dots ^\circ$ | |

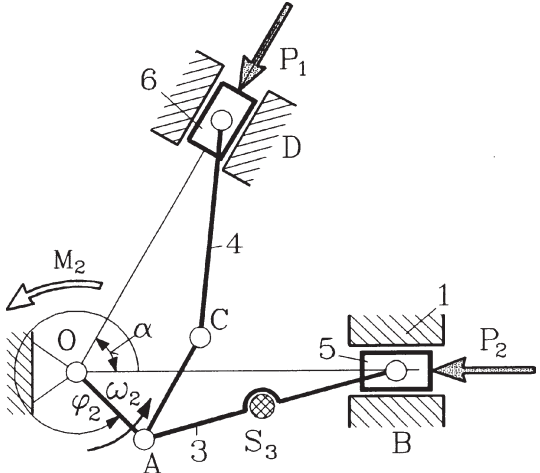
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|---|--------------------|
| 1 | Prędkość v_D i przyspieszenie a_D dla danego φ_2 | graficzny |
| 2 | Prędkość v_D i przyspieszenie a_D dla danego φ_2 | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta_v = [(v_D^K - v_D^G)/v_D^K] \cdot 100\%$ Błąd $\delta_a = [(a_D^K - a_D^G)/a_D^K] \cdot 100\%$ v_D^G, a_D^G – wartości wyznaczone graficznie v_D^K, a_D^K – wartości wyznaczone komputerowo | analityczny |
| 4 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ dla $m_3 = 0$ | komputerowy |
| 5 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 6 | Kąt φ_2 , w którym P_{23} jest maksymalne i minimalne | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-12 | |
|---|---|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $OA = 0,10$ $OC = 0,30$ $AB = 0,35$ $CB = 0,20$ $CD = 0,25$ $BD = 0,10$ $DF = 0,25$ $e = 0,25$ $AS_3 = AB/2$ $P_S = 3 \text{ kN}$ <hr/> $m_3 = \dots \text{ kg}$ $I_{S3} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $\omega_2 = \dots \text{ rad/s}$ | |
| | | |

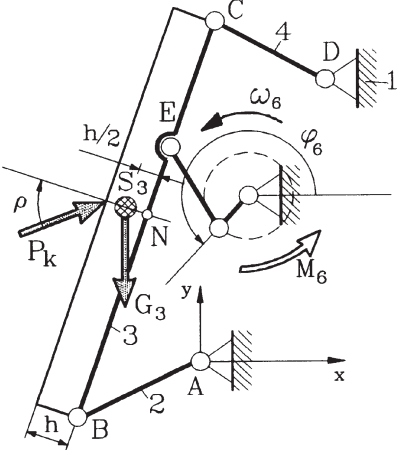
| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|---|--------------------|
| 1 | Prędkość v_F i przyspieszenie a_F dla danego φ_2 | graficzny |
| 2 | Prędkość v_F i przyspieszenie a_F dla danego φ_2 | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta_v = [(v_F^K - v_F^G)/v_F^K] 100\%$ Błąd $\delta_a = [(a_F^K - a_F^G)/a_F^K] 100\%$ a_F^G, v_F^G – wartości wyznaczone graficznie a_F^K, v_F^K – wartości wyznaczone komputerowo | analityczny |
| 4 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ dla $m_3 = 0$ | komputerowy |
| 5 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 6 | Kąt φ_2 , w którym P_{23} jest maksymalne i minimalne | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-13 | |
|---|--|--|
|  | <p>Wymiary w m $AB = 0,1$ $BC = 0,26$ $CS_4 = 0,7$</p> <p>$F = 30 \operatorname{sgn}(v_4) \text{ N}$</p> <hr/> $m_4 = \dots \text{ kg}$ $\omega_2 = \dots \text{ rad/s}$ $\varphi_2^* = \dots^\circ$ $\varphi_2^{**} = \dots^\circ$ | |

| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|---|--------------------|
| 1 | Przyspieszenie a_C dla φ_2^* i φ_2^{**} | graficzny |
| 2 | Przyspieszenie a_C dla φ_2^* i φ_2^{**} | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(a_C^K - a_C^G)/a_C^K] 100\%$ dla φ_2^* i φ_2^{**} a_C^K – wartość wyznaczona komputerowo a_C^G – wartość wyznaczona graficznie | analityczny |
| 4 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ dla $m_4 = 0$ | komputerowy |
| 5 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 6 | Wartość kąta φ_2 , w którym $P_{21} = \max$ | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-14 | |
|---|---|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> <p>$AO = 0,10$ $AB = 0,40$ $AC = 0,15$ $CB = 0,30$ $CD = 0,30$ $AS_3 = AB/2$ $\alpha = 60^\circ$ $P_1 = 3 \text{ kN}$ $P_2 = 3 \text{ kN}$</p> <hr/> <p>$m_3 = \dots \text{ kg}$ $I_{S3} = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $\omega_2 = \dots \text{ rad/s}$ $\varphi_2 = \dots ^\circ$</p> | |

| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|--------------------|
| 1 | Prędkości v_B, v_D i przyspieszenia a_B, a_D dla danego φ_2 | graficzny |
| 2 | Prędkości v_B, v_D i przyspieszenia a_B, a_D dla danego φ_2 | komputerowy |
| 3 | <p>Błąd $\delta_v = [(v_D^K - v_D^G)/v_D^K] 100\%$ Błąd $\delta_a = [(a_D^K - a_D^G)/a_D^K] 100\%$ a_D^G, v_D^G – wartości wyznaczone graficznie a_D^K, v_D^K – wartości wyznaczone komputerowo</p> | analityczny |
| 4 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ dla $m_3 = 0$ | komputerowy |
| 5 | Przebieg zmian momentu $M_2(\varphi_2)$ | komputerowy |
| 6 | Kąt φ_2 , w którym P_{23} jest maksymalne i minimalne | komputerowy |
| 7 | | |

| TEORIA MASZYN I MECHANIZMÓW | Zadanie projektowe nr K-15 |
|---|--|
|  | <p>Wymiary w m</p> $x_G = 0,025, y_G = 0,22$ $x_D = 0,075, y_D = 0,4$ $AB = EF = 0,15$ $BC = 0,6, FG = 0,03$ $CD = CE = 0,2$ $BN = 0,4$ $h = 0,04$ $P_k = 120 \text{ kN}$, gdy $v_{Nx} < 0$ $r = 15^\circ$ <hr/> $m_3 = \dots \text{ kg}$ $I_3 = \dots \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $w_6 = \dots \text{ rad/s}$ $\varphi_6^* = \dots^\circ$ |

| Lp. | Określić | Sposób rozwiązania |
|-----|--|--------------------|
| 1 | Wartość momentu M_6 dla φ_6^* i φ_6^{**} przy $m_3 = 0$ | graficzny |
| 2 | Wartość momentu M_6 dla φ_6^* i φ_6^{**} przy $m_3 = 0$ | komputerowy |
| 3 | Błąd $\delta = [(M_6^K - M_6^G)/M_6^K] 100\%$ dla φ_6^* i φ_6^{**} M_6^G – wartość wyznaczona graficznie M_6^K – wartość wyznaczona graficznie | analityczny |
| 4 | Wartość siły bezwładności P_{b3} dla φ_6^* i φ_6^{**} | komputerowy |
| 5 | Przebieg zmian momentu $M_6(\varphi_6)$ dla $m_3 = 0$ | komputerowy |
| 6 | Przebieg zmian momentu $M_6(\varphi_6)$ dla $P_k = 0$ | komputerowy |
| 7 | Przebieg zmian momentu $M_6^*(\varphi_6)$ | komputerowy |

Rozdział 5
Komentarze do problemów analizy i syntezy

Problemy analizy

- Zad. 1. O klasie pary decyduje liczba stopni swobody jednego członu względem drugiego.
- Zad. 2. Zwrócić uwagę na ruchome połączenia członów 1, 2 i 3.
- Zad. 3. W przedstawionym rozwiązaniu jeden stopień swobody jest zbędny, który?
- Zad. 4. Wykorzystać poznane już symbole graficzne członów i par.
- Zad. 5. Określić ruchliwość W , traktując ten układ jako mechanizm przestrzenny.
- Zad. 6. Zwrócić uwagę na osie par obrotowych.
- Zad. 7. Wszystkie te przypadki są powszechnie znane w budowie maszyn. Jeden z nich to para śrubowa.
- Zad. 8. Uruchomić wyobraźnię przestrzenną.
- Zad. 9. Dla układu płaskiego $W_t = 3(n - 1) - 2p_1 - 1p_2$.
- Zad. 10. Zwrócić uwagę na dwa różne kontury.
- Zad. 11. Pamiętajmy o możliwości wystąpienia ruchliwości lokalnej i więzów biernych.
- Zad. 12. Jest to mechanizm przestrzenny.
- Zad. 13. Należy zwrócić uwagę na połączenie B oraz zazębienie kół zębatych.
- Zad. 14. Uwaga na ruchliwość lokalną!
- Zad. 15. Rozpatrzmy sytuację poszczególnych fragmentów układu oraz oddzielnych członów.
- Zad. 16–27. Należy wyróżnić łańcuch U (członów pośredniczących w przekazywaniu ruchu z członu czynnego na ruch członu biernego) – narysowany cienką linią. Łańcuch ten należy wydzielić, a następnie włączyć w układ członów wyjściowych na wszystkie możliwe sposoby. Wszystkie warianty zestawić w tabeli.
- Zad. 28. $\omega_{34} = 0$ dla ekstremalnych wartości φ_{34} .
- Zad. 29. Wykorzystać twierdzenie o trzech środkach obrotu.
- Zad. 30. Środek obrotu członu w ruchu postępowym znajduje się w nieskończoności.
- Zad. 31. Wykorzystać środki obrotu.
- Zad. 32. Jak wiadomo $\vec{a}_{cd}^c = 2\vec{\omega}_3 \times \vec{v}_{cd}$; jednocześnie $\vec{v}_{cd} = \vec{v}_c$.
- Zad. 33. Ruch złożony płaski można zastąpić obrotem wokół chwilowego środka obrotu.
- Zad. 34–39. Wykorzystać twierdzenie o trzech środkach obrotu.
- Zad. 40. Wymiary i kształty członów nie ulegają zmianie.
- Zad. 41. a) Rozłączyć jedną z par E, F lub G i narysować trajektorię tej pary;
b) względne położenia członów nie zależą od tego, który z członów przyjęto za podstawę.

- Zad. 42. Ruchy względne wykonywane przez człony mechanizmu nie zależą od tego, który z członów przyjąć za podstawę.
- Zad. 43. Zmiana energii potencjalnej jest związana za zmianą położenia środka ciężkości.
- Zad. 44. Praca dostarczona do układu jest wykorzystywana do zwiększenia energii potencjalnej tego układu.
- Zad. 45. Położeniu równowagi trwałej odpowiada lokalne minimum energii potencjalnej.
- Zad. 46. Dla przypadku b) należy zwrócić uwagę, że każdemu kątowi φ odpowiada ściśle określony kąt ψ .
- Zad. 47. Wartości kąta φ_6 obliczyć metodą graficzną. Zwrócić uwagę na prostoliniowy (w przybliżeniu) fragment uzyskanego wykresu.
- Zad. 48. Wykorzystać trajektorię punktu M .
- Zad. 49. Zadanie rozwiązać metodą graficzną, wykreślając pomocniczo trajektorię punktu D .
- Zad. 50–53. Zadanie rozwiązać metodą graficzną, wykreślając pomocniczo trajektorię punktu C .
- Zad. 54. Zadanie rozwiązać metodą graficzną, wykreślając pomocniczo trajektorię punktu B .
- Zad. 55. Zapisać analitycznie lub wykreślić $\beta(\varphi)$, gdzie $\beta = \angle BCA$.
- Zad. 56. W przypadku braku tarcia mechanizm ma sprawność $\eta = 1$ – moc na wejściu jest równa mocy na wyjściu.
- Zad. 57. Środek obrotu S_{24} znajduje się w punkcie styku kół 2 i 4.
- Zad. 58. Do wyznaczenia położenia, w których punkt C osiąga wartość maksymalną, posłużyć się przebiegiem drogi w funkcji kąta obrotu korby AB i zróżniczkować go. Po określeniu tych położenia potrzebny iloraz określić wykorzystując równania wektorowe prędkości.
- Zad. 59. Podobnie jak w zadaniu 58.
- Zad. 60. Zadanie rozwiązać analitycznie.
- Zad. 61. Zwrócić uwagę na ruch postępowy członu 3 względem 4.
- Zad. 62. Do określenia kierunku prędkości punktu C można pomocniczo posłużyć się środkiem obrotu S_{61} .
- Zad. 63. Do wyznaczenia kierunku prędkości punktu D można wykorzystać środki obrotu.
- Zad. 64. Odpowiedź na postawione pytanie daje wyznaczenie prędkości kątowej członu AB .
- Zad. 65. Do wyznaczenia E_{k8} niezbędna jest znajomość prędkości v_K .
- Zad. 66. Wykorzystać bilans energetyczny. Potrzebne ilorazy prędkości można wyznaczyć, przyjmując prędkość dowolnego punktu, np. punktu C .

- Zad. 67. Stosując metodę równań wektorowych posłużyć się punktem Assura.
- Zad. 68. Wyznaczenie S_{81} wymaga określenia kierunków prędkości dwóch punktów należących do członu 8.
- Zad. 69. Jest to mechanizm III klasy – punkty Assura.
- Zad. 70. Zwrócić uwagę na ruchy względne poszczególnych członów.
- Zad. 71. Zwróć uwagę, że $\bar{\omega}_3 = \bar{\omega}_4$ oraz $\bar{\varepsilon}_3 = \bar{\varepsilon}_4$.
- Zad. 72. Zadanie rozwiązać analitycznie.
- Zad. 73. Grupę BCD rozwiązać po uprzednim rozpatrzeniu przekładni zębatej.
- Zad. 74. Najpierw rozpatrzyć mechanizm ABC .
- Zad. 75. Zwróć uwagę, że rozpatrywany mechanizm ma ruchliwość $W = 2$.
- Zad. 76–81. Jest to mechanizm III klasy. Stosując metodę równań wektorowych można posłużyć się punktem Assura.
- Zad. 82. Poszukiwany moment równoważy siłę bezwładności członu 6.
- Zad. 83. Gdy pominiemy tarcie w parach kinematycznych, moc sił czynnych jest równa mocy sił biernych.
- Zad. 84. Oprócz siły Q układ obciąża siła bezwładności od masy Q/g .
- Zad. 85. Mechanizm powinien dysponować co najmniej dwoma stopniami swobody. Dlaczego?
Poszukiwana macierz transformacji jest iloczynem macierzy transformacji między dwoma układami współrzędnych na płaszczyźnie.
- Zad. 86. Mechanizm powinien dysponować co najmniej trzema stopniami swobody. Dlaczego?
Poszukiwana macierz transformacji jest iloczynem macierzy transformacji między dwoma układami współrzędnych na płaszczyźnie.
- Zad. 87. Mechanizm powinien dysponować co najmniej dwoma stopniami swobody w przypadku, gdy człony tworzą tylko pary postępowe; gdy tylko pary obrotowe, wymagane są trzy stopnie swobody. Dlaczego?
Poszukiwana macierz transformacji jest iloczynem macierzy transformacji między dwoma układami współrzędnych na płaszczyźnie.
- Zad. 88. Należy zwrócić uwagę, że przemieszczaniu przedmiotu, a więc także chwytaka, towarzyszy obrót. Poszukiwana macierz transformacji jest iloczynem macierzy transformacji między dwoma układami współrzędnych na płaszczyźnie.
- Zad. 89. Należy zwrócić uwagę, że pobranie sworznia z podajnika (z położenia c_1) wymaga przemieszczania chwytaka ruchem postępowym. To samo dotyczy umieszczenia go w pozycji docelowej (w położeniu c_2). Poszukiwana macierz transformacji jest iloczynem macierzy transformacji między dwoma układami współrzędnych na płaszczyźnie.

- Zad. 90. Należy pamiętać, że przemieszczanie pojemnika w pierwszej fazie powinno być realizowane ruchem postępowym. Poszukiwana macierz transformacji jest iloczynem macierzy transformacji między dwoma układami współrzędnych na płaszczyźnie.
- Zad. 91–93. Poszukiwana macierz transformacji jest iloczynem macierzy transformacji między dwoma układami współrzędnych na płaszczyźnie.
- Zad. 94–96. Po określeniu macierzy transformacji 0A_2 (jest iloczynem macierzy transformacji między dwoma układami współrzędnych na płaszczyźnie) należy znaleźć wyrażenia określające współrzędne punktu M i zróżniczkować je po czasie.
- Zad. 97. Zadanie należy rozwiązać bez przerysowywania zarysu krzywki. Wykorzystać ruch względny członów 4 i 2. Ekwidystanta.
- Zad. 98. Wykorzystać kształt toru punktu B w układzie członu 4 (ekwidystanta).
- Zad. 99. Zadanie należy rozwiązać bez przerysowywania zarysu krzywki. Wykorzystać ruch względny krzywki i popychacza.
- Zad. 100. Pamiętać, że $\bar{\omega}_3 = \bar{\omega}_4 + \bar{\omega}_{34}$.
- Zad. 101. α – kąt zawarty między wektorem siły oddziaływania P_{34} a wektorem prędkości v_E .
- Zad. 102. Wykorzystać ruch względny członów 2 i 4.
- Zad. 103. Do określenia ε_3 wykorzystać mechanizm zastępczy.
- Zad. 104–105. W wyznaczeniu przyspieszenia posłużyć się mechanizmem zastępczym.
- Zad. 106. Należy pamiętać, że $\omega_{34} \neq \omega_3$.
- Zad. 107. Pamiętajmy, że φ_{34} zależy też od φ_4 . Uwaga na punkt C .
- Zad. 108. Brak poślizgu oznacza czyste obtaczanie.
- Zad. 109. Rozpatrzeć fazę podnoszenia.
- Zad. 110. Należy rozpatrywać mechanizm w kolejnych położeniach – sugerujemy metodę graficzną, ale można też analitycznie.
- Zad. 111. Należy określić siłę masową członu 3, a następnie rozpatrzeć jego równowagę – siła zginająca jest składową poziomą siły, z jaką krążek 4 oddziałuje na popychacz 3.
- Zad. 112. Posłużyć się metodą analityczną Willisa.
- Zad. 113. Brakującą liczbę zębów z_3 określić z warunku współosiowości, a następnie posłużyć się metodą analityczną Willisa.
- Zad. 114. Posłużyć się metodą analityczną Willisa.
- Zad. 115. Rozpatrywać dwie przekładnie – pierwsza złożona z kół 1, 2, 2' i 3 jest przekładnią zwykłą.
- Zad. 116. Wyróżnić przekładnię obiegową i zwykłą.
- Zad. 117. Zauważyć, że $\omega_5 = -\omega_4$.

- Zad. 118. Zauważyć, że $\omega_3 = \omega_J$.
- Zad. 119. Uwaga na prędkości v_A i v_B .
- Zad. 120. Zauważyć, że $\omega_2 = \omega_{BC}$.
- Zad. 121. Określić tylko składową pionową v_G .
- Zad. 122. Przekładnia składa się z dwóch przekładni jednorzędowych.
- Zad. 123. Wyróżnić przekładnię obiegową.
- Zad. 124–126. Zjawisko odrywania popychacza będzie spowodowane działaniem siły bezwładności popychacza.
- Zad. 127. Zwrócić uwagę na wypadkową P_{b1} .
- Zad. 128. W układzie regulatora musi być zachowana równowaga członu 2.
- Zad. 129. Wykorzystać równanie równowagi członu AB .
- Zad. 130. Ruch przesiewanego materiału względem sita jest wywołany siłą bezwładności ziarna.
- Zad. 131. Siła docisku działa na kierunku normalnej do okręgu o promieniu R .
- Zad. 132. Obciążenie wału jest wynikiem działania sił bezwładności i ciężkości.
- Zad. 133–135. Obciążenie układu pochodzi od siły bezwładności, o punkcie styku informuje odpowiednia siła oddziaływania.
- Zad. 136. Należy wydzielić grupę statycznie wyznaczalną (dwuczłon 2–3).
- Zad. 137. Po rozpatrzeniu równowagi członu EFG wydzielić grupę statycznie wyznaczalną.
- Zad. 138. Po rozpatrzeniu równowagi członu 5 należy wydzielić grupę statycznie wyznaczalną (dwuczłon).
- Zad. 139. W parach kinematycznych A i D siły oddziaływania rozłożyć na styczne i normalne względem punktu przecięcia się kierunków BC i MN .
- Zad. 140. Człony CBN i AMB wraz z siłownikiem potraktować jako sztywny element x , a następnie rozwiązać grupę statycznie wyznaczalną (dwuczłon $x-CD$).
- Zad. 141. Wykorzystać punkt przecięcia kierunków MN i AB .
- Zad. 142. Człony 3 i 4 potraktować jako wspólny element z i rozpatrzyć warunki równowagi grupy statycznie wyznaczalnej złożonej z elementów 2 oraz z .
- Zad. 143. Rozwiązanie zadania wymaga, między innymi, wydzielenia grupy statycznie wyznaczalnej (dwuczłon).
- Zad. 144. Najpierw rozpatrzyć równowagę członów 5 i 4, potem grupę statycznie wyznaczalną.
- Zad. 145. Traktując człony 2, 3 i siłownik jako element sztywny x , rozwiązać grupę statycznie wyznaczalną (dwuczłon $x-4$).
- Zad. 146. Najpierw wyznaczyć siły oddziaływania w parach kinematycznych A i D (człon AB rozciągany lub ściskany).
- Zad. 147. Rozpocząć od równowagi suwaka przy podstawie.

- Zad. 148. Rozwiązanie wymaga wydzielenia grupy statycznie wyznaczalnej.
- Zad. 149. Człony CBK i ABM wraz z siłownikiem MN traktować jako jeden element.
- Zad. 150. Rozwiązanie zadania wymaga wydzielenia grupy statycznie wyznaczalnej.
- Zad. 151. Bez uwzględnienia tarcia, siły obciążające człon 3 leżą na kierunku BC .
- Zad. 152. Człon 4 może być tylko ściskany lub rozciągany.
- Zad. 153. Zwrócić uwagę na siłę P_{23}^T i wspólną strefę tarcia.
- Zad. 154 i 155. Równowagę członu 6 można rozwiązać metodą graficzną Culmanna.
- Zad. 156. Linie działania poszczególnych sił oddziaływania w parach kinematycznych wynikną po rozpatrzeniu równowagi członu 2.
- Zad. 157. Zwrócić uwagę na usytuowanie siły P_{23}^T w stosunku do wspólnej strefy tarcia.
- Zad. 158. Zwrócić uwagę na usytuowanie siły P_{34}^T względem wspólnej strefy tarcia.
- Zad. 159. Najpierw należy rozpatrzyć równowagę członu 6.
- Zad. 160 i 161. Najpierw należy rozpatrzyć równowagę członu 3.
- Zad. 162. Najpierw należy rozpatrzyć równowagę suwaka 4.
- Zad. 163. Dogodnie jest posłużyć się wypadkową sił P i Q .
- Zad. 164. W położeniu martwym dowolnie wielka siła F_c nie spowoduje ruchu mechanizmu.
- Zad. 165. Zadanie jest trywialne po określeniu wspólnej strefy tarcia.
- Zad. 166–174. Wyznaczenie sprawności musi być poprzedzone analizą równowagi z uwzględnieniem tarcia. Uważnie należy ustalić siłę czynną i bierną, np. w zad. 166 podczas podnoszenia siłą czynną jest P , natomiast podczas opadania Q .
- Zad. 175. Wykorzystać równania ruchu.
- Zad. 176. Do chwili, gdy $M_c = M_b$, nadmiar pracy sił czynnych powoduje rozpędzanie maszyny.
- Zad. 177. Wartość M_c wyznaczyć z warunku, że dla jednego cyklu praca sił czynnych jest równa pracy sił biernych.
- Zad. 178. Sprowadzić zagadnienie do modelu obrotowego i wykorzystać równania ruchu.
- Zad. 179. Wprowadzić dynamiczny model układu i wykorzystać równania ruchu.
- Zad. 180. Wykorzystać równania ruchu.
- Zad. 181–186. Zastąpić mechanizm jego modelem dynamicznym, napisać równania ruchu (przyrost pracy sił zewnętrznych wywołuje zmianę energii kinetycznej) i rozwiązać je wykorzystując warunki brzegowe.
- Zad. 187. W układzie wyrównoważonym statycznie wypadkowy środek ciężkości wszystkich członów ruchomych pozostaje w spoczynku dla dowolnego położenia układu.
- Zad. 188. Wykorzystać statyczne momenty masowe.

- Zad. 189. Dla pełnego statycznego wyrównoważenia układu niezbędne jest, aby środek ciężkości całego układu pozostawał w spoczynku w czasie ruchu mechanizmu.
- Zad. 190. Poszukiwane położenie określa najniższe położenie wypadkowego środka ciężkości poszczególnych członów.
- Zad. 191. Poszukiwany mechanizm można znaleźć wykorzystując ideę wektorów głównych.
- Zad. 192. Poszukiwane położenie determinuje wartość energii potencjalnej
- Zad. 193 i 194. Dynamiczne siły oddziaływania w łożyskach równoważą siły bezwładności.
- Zad. 195. Po wyrównoważeniu dynamiczne siły oddziaływania w łożyskach są równe zeru.
- Zad. 196. Po dynamicznym wyrównoważeniu suma sił i momentów od sił bezwładności wszystkich mas musi być równa zeru.
- Zad. 197. Zwrócić uwagę na punkt przyłożenia wypadkowej siły bezwładności każdej z połówek pręta.
- Zad. 198. Najpierw należy określić położenie środka masy bębna 2.

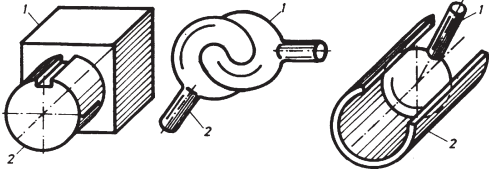
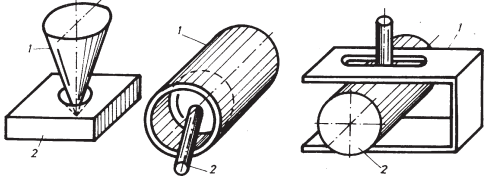
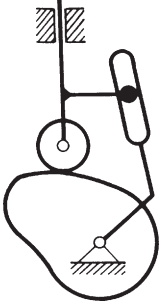
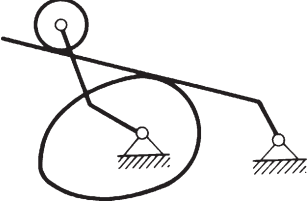
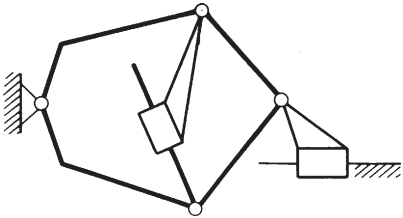
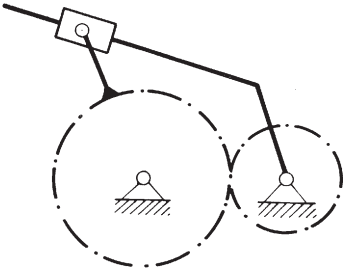
Problemy syntezy

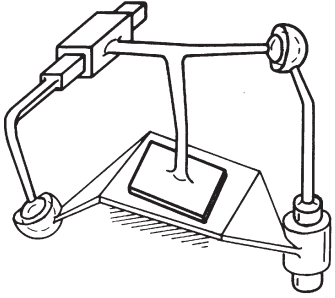
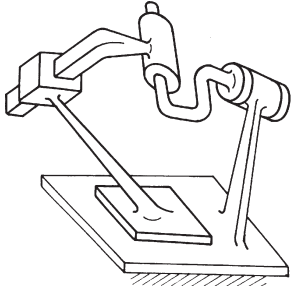
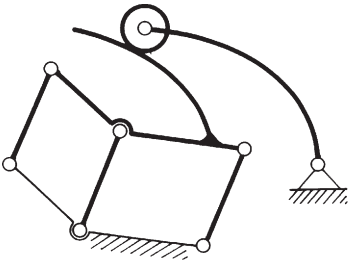
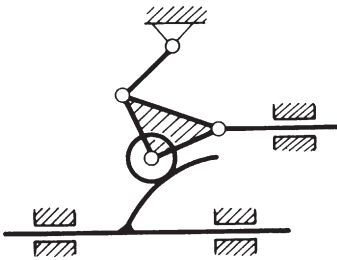
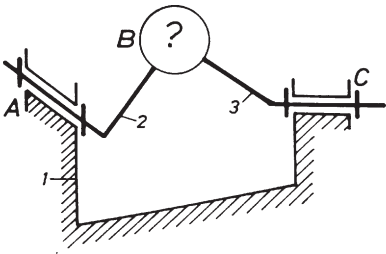
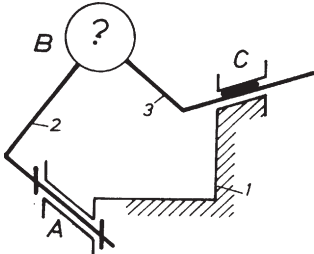
- Zad. S-1. Ustalić klasę pary krzywkowej, traktując mechanizm jako płaski.
- Zad. S-2. Podczas rysowania schematu kinematycznego należy pamiętać o warunku współosiowości (koło 1 o zazębieniu wewnętrznym).
- Zad. S-3. Elementy macierzy $a_{ij} = 0$ – brak połączenia członów, $a_{ij} = 1$ – człony tworzą parę.
- Zad. S-4. Rozróżnić zazębienie zewnętrzne i wewnętrzne.
- Zad. S-5. Rozrysowanie poprzedzić zestawieniem w tabeli.
- Zad. S-6. Można otrzymać 3 mechanizmy zębate o osiach stałych oraz 5 odmian mechanizmów obiegowych.
- Zad. S-7. Wykorzystać wzór określający ruchliwość łańcucha przestrzennego.
- Zad. S-8. Wykorzystać wzór określający ruchliwość układu przestrzennego.
- Zad. S-9. Układ powinien mieć $W_t = 1$ lub $W_t = 2$ w razie ruchliwości lokalnej członu 3.
- Zad. S-10. Otrzymamy 6 wersji ogólnych. Istnieją ponadto rozwiązania szczególne, np. $E = B, F = D$.
- Zad. S-11. Wykorzystać wszystkie możliwe ruchy względne (6 rozwiązań ogólnych + rozwiązania szczególne).
- Zad. S-12. Wykorzystać ruchy względne wszystkich członów (15 rozwiązań ogólnych + rozwiązania szczególne).

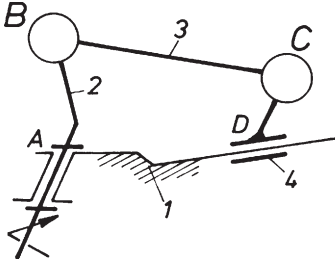
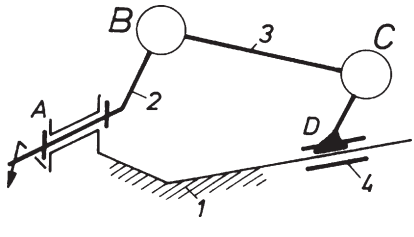
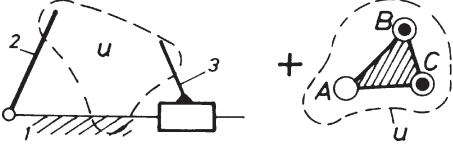
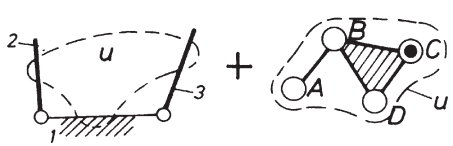
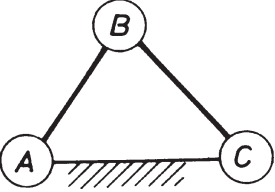
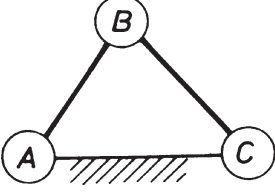
- Zad. S-13. Wytypować tylko te rozwiązania, które zapewniają ruch względny wszystkich członów (4 wersje).
- Zad. S-14. Poprawne są te kombinacje połączeń, które zapewniają ruch względny wszystkich członów (4 wersje).
- Zad. S-15. Rozrysować te kombinacje połączeń, które zapewniają ruchliwość zupełną (4 wersje).
- Zad. S-16. Potraktować układ jako płaski: $F_c = 1, F_b = 1, W = 1$.
- Zad. S-17. Przy stałej długości siłownika układ jest sztywny. Przy takim założeniu: $F_c = 0, F_b = 1, W = 0$. Rozpatrzeć układy płaskie.
- Zad. S-18. Potraktować układ jako płaski: $F_c = 1, F_b = 2, W = 1$.
- Zad. S-19. Rozpatrzeć układy płaskie: $F_c = 1, F_b = 2, W = 1$.
- Zad. S-20. Do rozważań przyjąć, że przy stałej długości siłownika układ jest sztywny. Przy takim założeniu $F_c = 0, F_b = 2, W = 0$.
- Zad. S-21. Rozpatrzeć układy płaskie: $F_c = 1, F_b = 2, W = 1$.
- Zad. S-22. Określić ruchliwość W i liczbę więzów biernych R_b . Rozpatrzeć możliwość zmiany klas poszczególnych par.
- Zad. S-23. Potraktować mechanizm jako układ przestrzenny i określić liczbę więzów biernych. Rozpatrzeć możliwość doboru par innych klas.
- Zad. S-24. Określić liczbę więzów biernych ze zdwojoną parą C i z pojedynczą.
- Zad. S-25. Potraktować mechanizm jako układ przestrzenny. Określić liczbę więzów biernych.
- Zad. S-26. Potraktować mechanizm jako układ przestrzenny. Oddzielnie rozpatrzeć prowadnicę suportu (ruchowe połączenie członów 1 i 4).
- Zad. S-27. Określić ruchliwość układu również przy założeniu, że godzimy się na przeszywnienie samego sprzęgła Cardana C , traktując je jako parę II klasy.
- Zad. S-28. Kąt nacisku jest kątem zawartym między wektorem siły i wektorem prędkości punktu przyłożenia tej siły.
- Zad. S-29. Ustalić kierunek i zwrot prędkości punktu K .
- Zad. S-30. Narysować mechanizm w zadanym położeniu (rozłączyć w parze F) oraz ustalić kierunek siły w parze F (na człon 5 działają trzy siły zewnętrzne).
- Zad. S-31. Narysować mechanizm w położeniach zwrotnych. Przy $k = \text{const}$ odcinek C_1C_2 widać z punktu A pod tym samym kątem.
- Zad. S-32. Przyjąć układ korbowo-wodzikowy ABC . Założyć punkt C na suwaku c i zastosować np. metodę graficzną.
- Zad. S-33. Przyjąć układ ABC , założyć CB i wykreślić miejsce geometryczne punktów A (mocowania do podstawy). Przyjąć jednakowe kąty odchylenia w położeniach martwych.

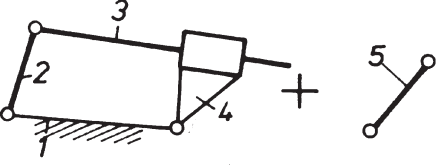
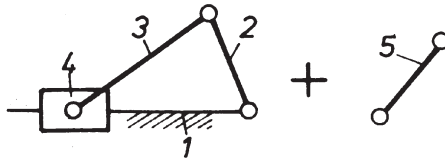
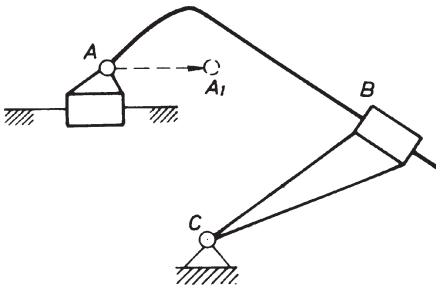
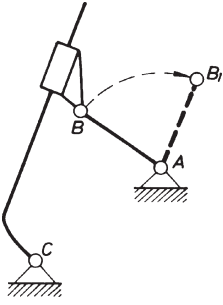
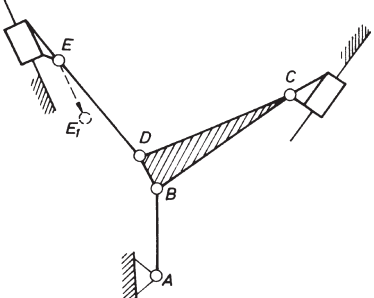
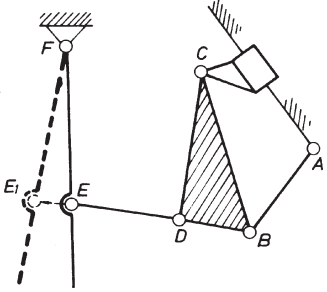
- Zad. S-34. Z_2 jest zarysem sprzężonym z zarysem Z_1 . Wykorzystać ruch względny członów 1 i 2.
- Zad. S-35. Wykorzystać bicentroidę s_{12} (miejsce geometryczne chwilowych środków obrotu S_{12}) oraz dla kolejnych wartości φ_1 wyznaczyć φ_2 .
- Zad. S-36. Zarys krzywki jest obwiednią odpowiednich położenia popychacza względem nieruchomej krzywki.
- Zad. S-37. Wykorzystać wzór określający kąt nacisku [3].
- Zad. S-38. Potrzebne: r_o i e określić graficznie lub analitycznie.
- Zad. S-39. Określić wartości przyspieszeń. Zestawić przebiegi sił bezwładności, ciężaru i siły sprężyny.
- Zad. S-40. Sprawdzić warunki: współosiowości, sąsiedztwa i montażowy.
- Zad. S-41. Uwzględnić: warunki konstrukcyjne i warunek podcinania zębów.
- Zad. S-42. Zauważyć, że występują tu dwie przekładnie jednorzędowe połączone szeregowo.
- Zad. S-43. Poszukiwane rozwiązania można otrzymać przez modyfikację i dobór toru zabieraka oraz modyfikację przełożenia między członem czynnym i zabierakiem.
- Zad. S-44. Nie podpowiadamy żadnych rozwiązań.
- Zad. S-45. Zwrócić uwagę na rozkłady przyspieszeń oraz masy i gabaryty.

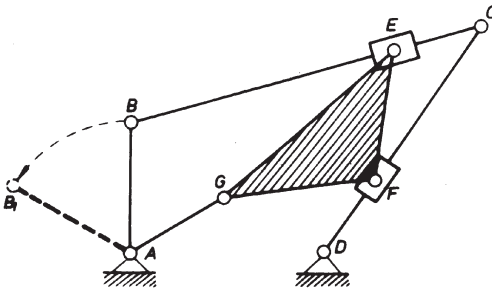
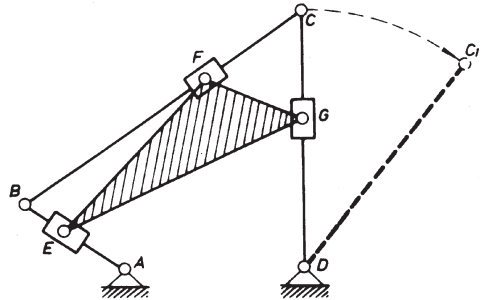
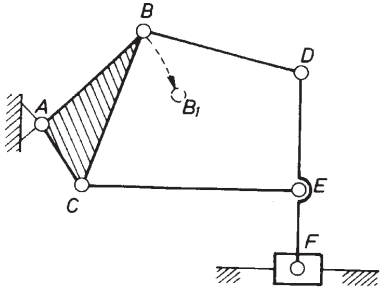
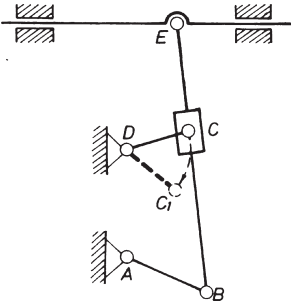
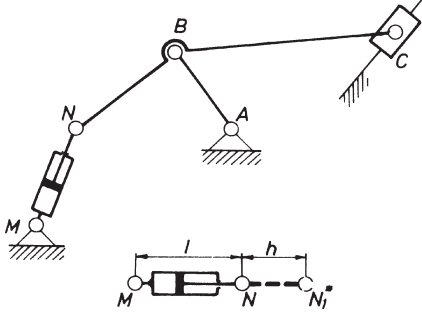
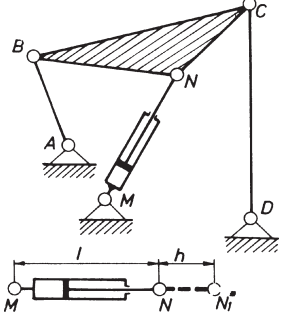
Rozdział 6
Zadania kontrolne

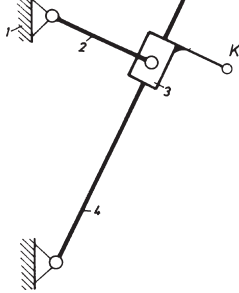
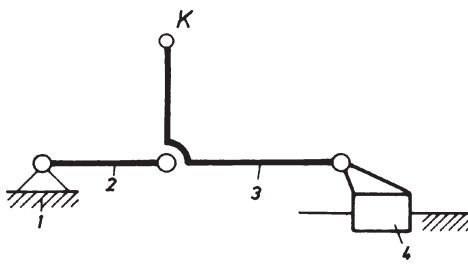
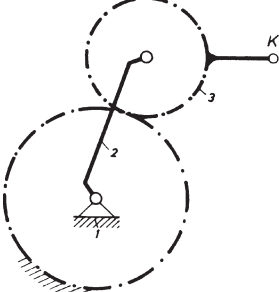
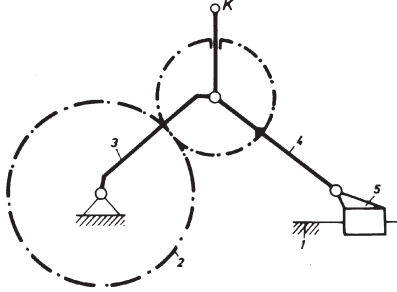
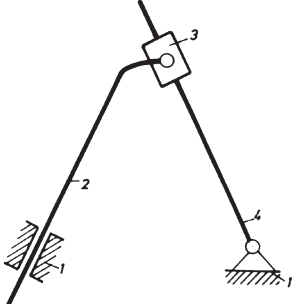
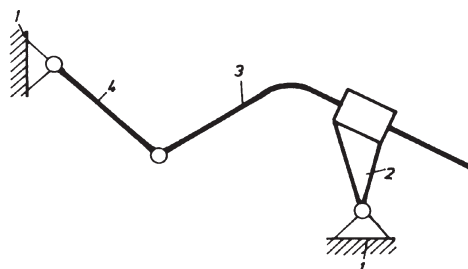
| | |
|---|--|
| 1-A Dane: | 1-B Dane: |
| Szukane: Klasy par kinematycznych | Szukane: Klasy par kinematycznych |
|  |  |
| 2-A Dane: | 2-B Dane: |
| Szukane: ruchliwość W | Szukane: ruchliwość W |
|  |  |
| 3-A Dane: | 3-B Dane: |
| Szukane: ruchliwość W | Szukane: ruchliwość W |
|  |  |

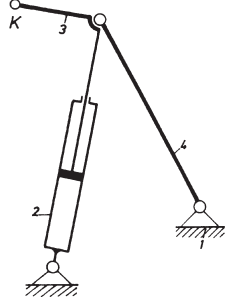
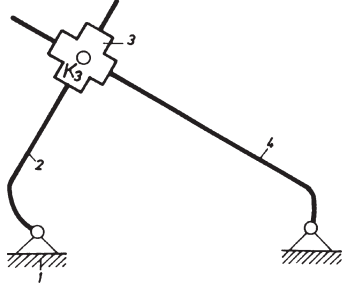
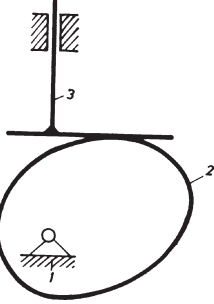
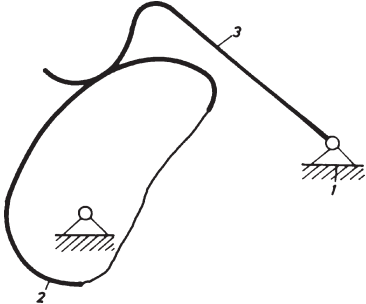
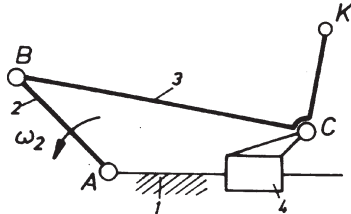
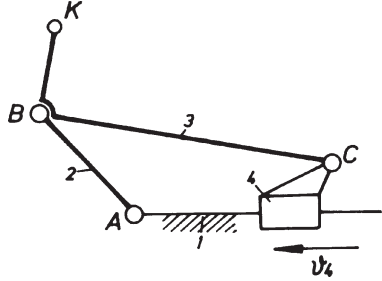
| | |
|---|--|
| 4-A Dane: | 4-B Dane: |
| Szukane: ruchliwość W | Szukane: ruchliwość W |
|  |  |
| 5-A Dane: | 5-B Dane: |
| Szukane: ruchliwość W | Szukane: ruchliwość W |
|  |  |
| 6-A Dane: człony wejściowe (1, 2, 3), klasy par A i C | 6-B Dane: człony wejściowe (1, 2, 3), klasy par A i C |
| Szukane: 1. określić kl. pary B . 2. narys. schemat przykł. rozwiązania | Szukane: 1. określić kl. pary B . 2. narys. schemat przykł. rozwiązania |
|  |  |

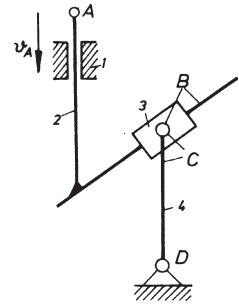
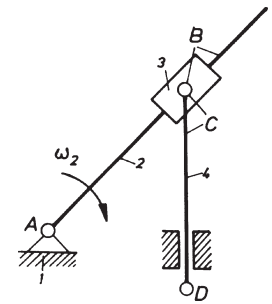
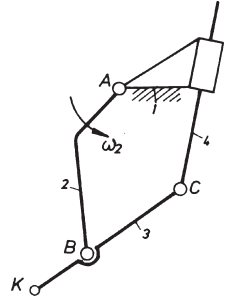
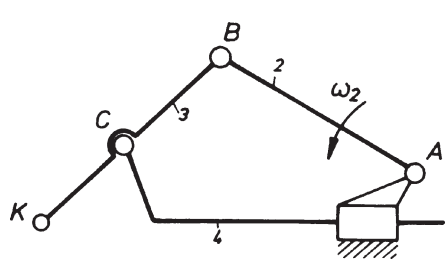
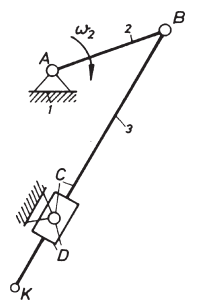
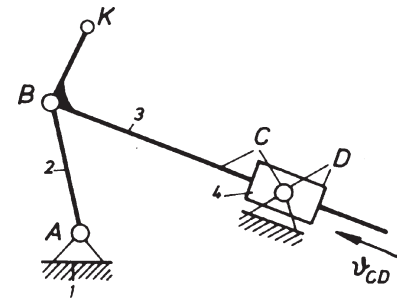
| | | | |
|--|--|--|--|
| 7-A | Dane: człony wejściowe (1, 2, 3, 4), klasy par A i D, ruchliwość $W = 1$ | 7-B | Dane: człony wejściowe (1, 2, 3, 4), klasy par A i D, ruchliwość $W = 1$ |
| Szukane: określić klasy par B i C (wszystkie warianty) | | Szukane: określić klasy par B i C (wszystkie warianty) | |
| Uwaga: dopuszcza się ruchliwość lokalną członu 3. | | Uwaga: dopuszcza się ruchliwość lokalną członu 3. | |
|  | |  | |
| 8-A | Dane: człony wejściowe (1, 2, 3), łań- cuch członów pośredniczących (u) | 8-B | Dane: człony wejściowe (1, 2, 3), łań- cuch członów pośredniczących (u) |
| Szukane: 1. tabela wszystkich możliwych rozwiązań 2. cztery pierwsze schematy podstaw | | Szukane: 1. tabela wszystkich możliwych rozwiązań 2. cztery pierwsze schematy podstaw | |
|  | |  | |
| 9-A | Dane: schemat strukturalny | 9-B | Dane: schemat strukturalny |
| Szukane: narysować 4 schematy kinematyczne | | Szukane: narysować 4 schematy kinematyczne | |
|  <p data-bbox="400 1727 722 1787">A, C – pary I klasy B – para II klasy, zazębienie</p> | |  <p data-bbox="943 1727 1265 1787">A, C – pary I klasy B – para II klasy, zazębienie</p> | |

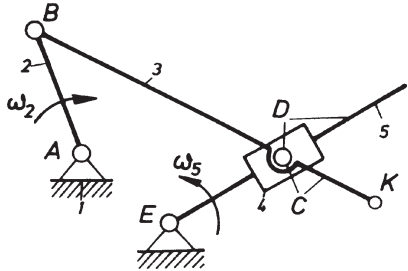
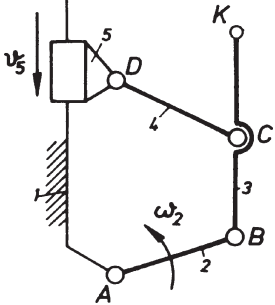
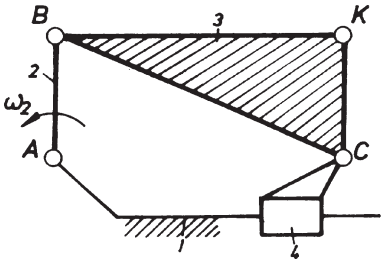
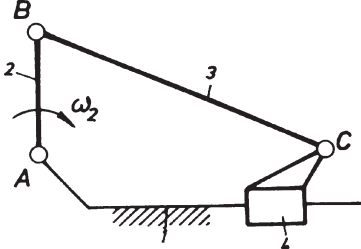
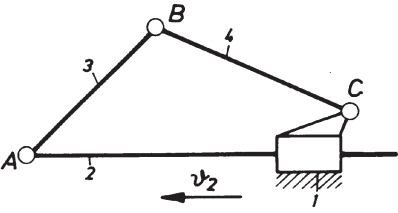
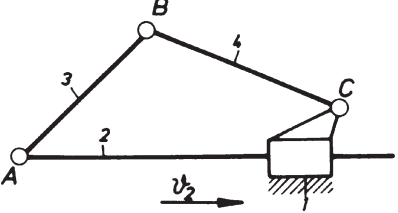
| | | | |
|---|--|--|--|
| 10-A | Dane: Układ 1-2-3-4 jest ruchliwy. Po przyłączeniu czł. 5 otrzyma się układ sztywny | 10-B | Dane: Układ 1-2-3-4 jest ruchliwy. Po przyłączeniu czł. 5 otrzyma się układ sztywny |
| Szukane: narysować wszystkie możliwe wersje układów sztywnych | | Szukane: narysować wszystkie możliwe wersje układów sztywnych | |
|  | |  | |
| 11-A | Dane: κ_1 | 11-B | Dane: κ_1 |
| Szukane: nowe położenie mechanizmu | | Szukane: nowe położenie mechanizmu | |
|  | |  | |
| 12-A | Dane: κ_1 | 12-B | Dane: κ_1 |
| Szukane: nowe położenie punktu D | | Szukane: nowe położenie punktu D | |
|  | |  | |

| | |
|---|--|
| <p>13-A Dane: κ_1</p> | <p>13-B Dane: κ_1</p> |
| <p>Szukane: nowe położenie punktu G</p> | <p>Szukane: nowe położenie punktu G</p> |
|  |  |
| <p>14-A Dane: κ_1</p> | <p>14-B Dane: κ_1</p> |
| <p>Szukane: nowe położenie punktu E</p> | <p>Szukane: nowe położenie punktu E</p> |
|  |  |
| <p>15-A Dane: κ_1, h</p> | <p>15-B Dane: κ_1, h</p> |
| <p>Szukane: nowe położenie punktu N</p> | <p>Szukane: nowe położenie punktu N</p> |
|  |  |

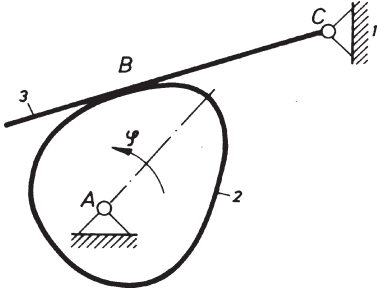
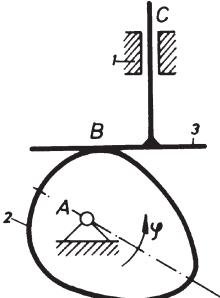
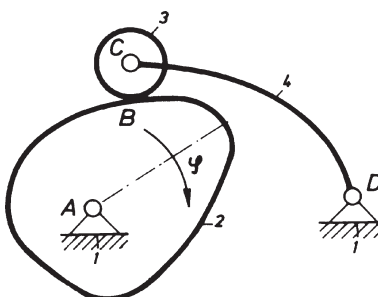
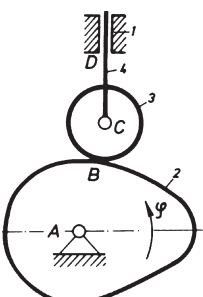
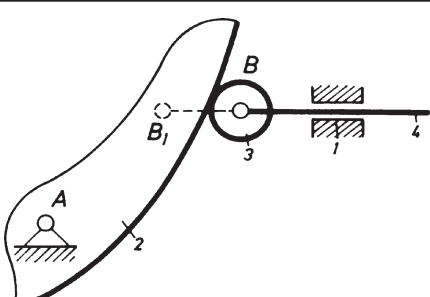
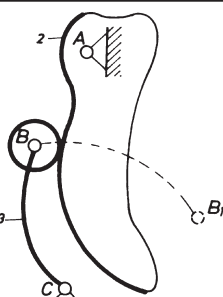
| | |
|---|--|
| <p>16-A Dane: κ_1</p> | <p>16-B Dane: κ_1</p> |
| <p>Szukane: kierunek v_K</p> | <p>Szukane: kierunek v_K</p> |
|  |  |
| <p>17-A Dane: κ_1</p> | <p>17-B Dane: κ_1</p> |
| <p>Szukane: kierunek v_K</p> | <p>Szukane: kierunek v_K</p> |
|  |  |
| <p>18-A Dane: κ_1</p> | <p>18-B Dane: κ_1</p> |
| <p>Szukane: \acute{s}rodki obrotu</p> | <p>Szukane: \acute{s}rodki obrotu</p> |
|  |  |

| | | | |
|---|----------------------------|--|-----------------------|
| 19-A | Dane: κ_1 | 19-B | Dane: κ_1 |
| Szukane: kierunek v_K | | Szukane: kierunek v_{K3} | |
|  | |  | |
| 20-A | Dane: κ_1 | 20-B | Dane: κ_1 |
| Szukane: środki obrotu | | Szukane: środki obrotu | |
|  | |  | |
| 21-A | Dane: κ_1, ω_2 | 21-B | Dane: κ_1, v_4 |
| Szukane: v_K | | Szukane: v_K | |
|  | |  | |

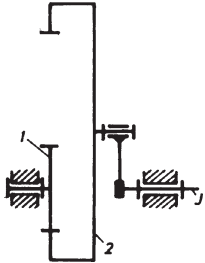
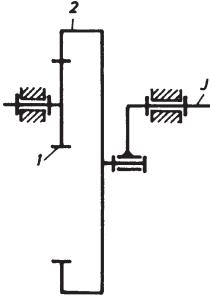
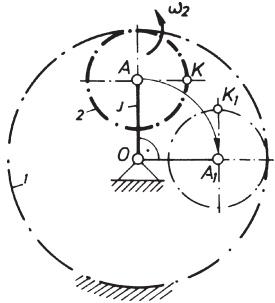
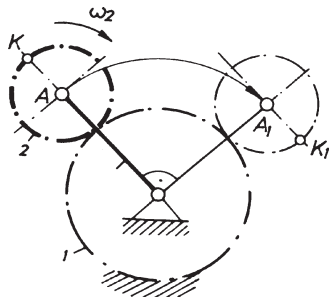
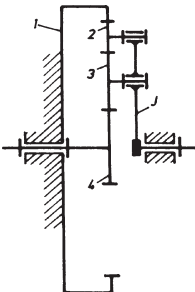
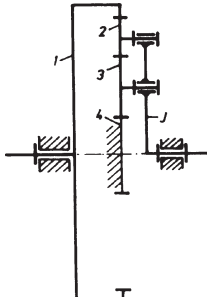
| | |
|---|--|
| <p>22-A Dane: κ_1, v_A</p> | <p>22-B Dane: κ_1, ω_2</p> |
| <p>Szukane: ω_4</p> | <p>Szukane: v_D</p> |
|  |  |
| <p>23-A Dane: κ_1, ω_2</p> | <p>23-B Dane: κ_1, ω_2</p> |
| <p>Szukane: v_K</p> | <p>Szukane: v_K</p> |
|  |  |
| <p>24-A Dane: κ_1, ω_2</p> | <p>24-B Dane: κ_1, v_{CD}</p> |
| <p>Szukane: v_K</p> | <p>Szukane: v_K</p> |
|  |  |

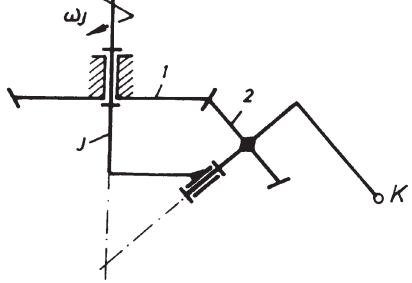
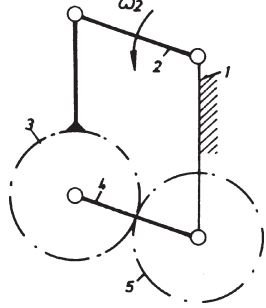
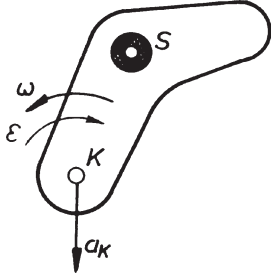
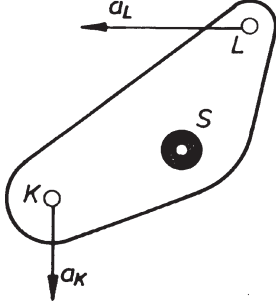
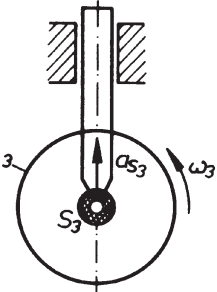
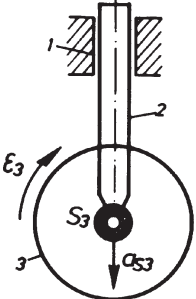
| | | | |
|---|---------------------------------------|--|----------------------------------|
| 25-A | Dane: $\kappa_1, \omega_2, \omega_5,$ | 25-B | Dane: $\kappa_1, v_5, \omega_2,$ |
| Szukane: v_K | | Szukane: v_K | |
|  | |  | |
| 26-A | Dane: κ_1, ω_2 | 26-B | Dane: κ_1, ω_2 |
| Szukane: a_K | | Szukane: ε_3 | |
|  | |  | |
| 27-A | Dane: κ_1, v_2 | 27-B | Dane: κ_1, v_2 |
| Szukane: ε_3 | | Szukane: ε_4 | |
|  | |  | |

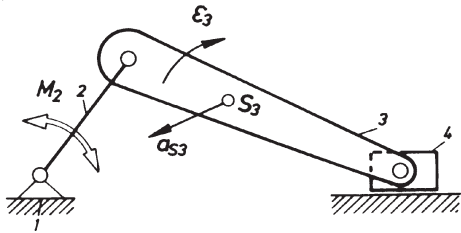
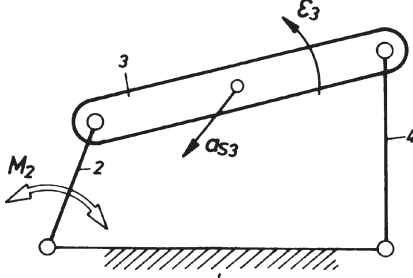
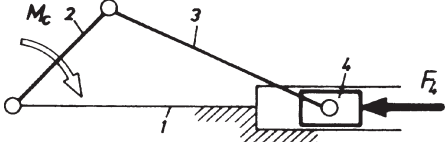
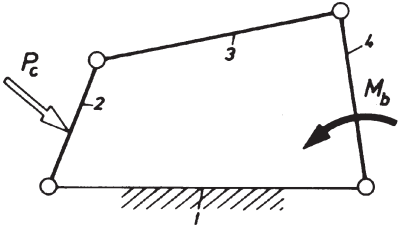
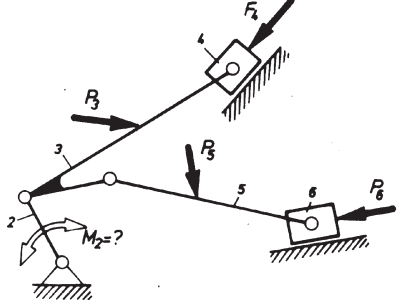
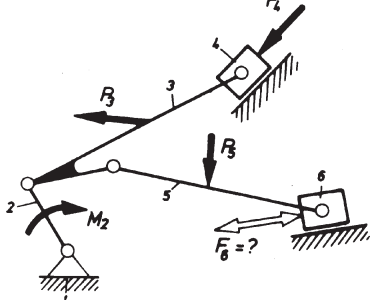
| | |
|---------------------------------|---------------------------------|
| 28-A Dane: κ_1, ω_2 | 28-B Dane: κ_1, v_{CD} |
| Szukane: ε_3 | Szukane: ε_3 |
| | |
| 29-A Dane: κ_1, ω_2 | 29-B Dane: κ_1, ω_2 |
| Szukane: a_K | Szukane: ε_3 |
| | |
| 30-A Dane: κ_1, ω_2 | 30-B Dane: κ_1, ω_4 |
| Szukane: ε_4 | Szukane: ε_2 |
| | |

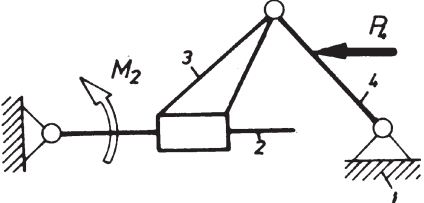
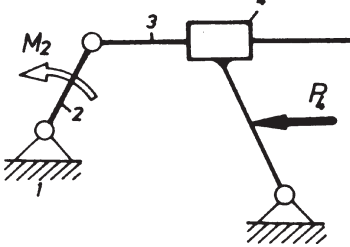
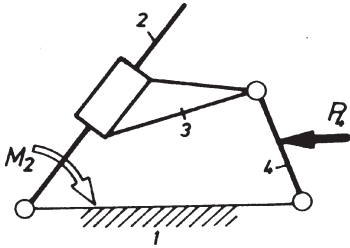
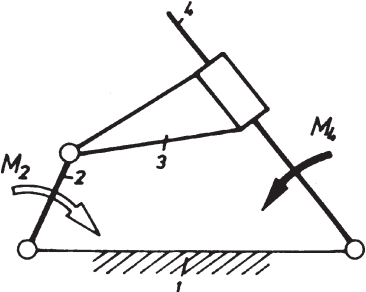
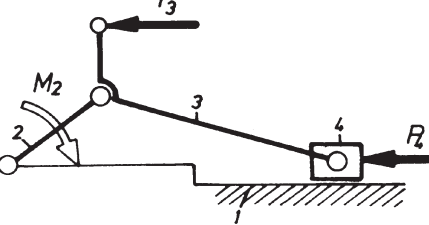
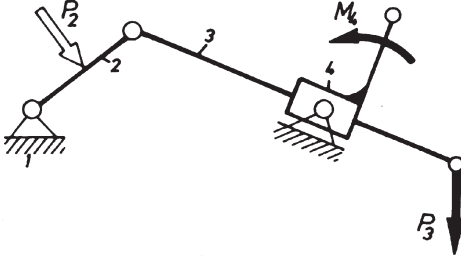
| | |
|---|--|
| 31-A Dane: $\kappa_1, \varphi = \pi/3$ | 31-B Dane: $\kappa_1, \varphi = \pi/2$ |
| Szukane: nowe położenie członu 3 | Szukane: nowe położenie członu 3 |
|  |  |
| 32-A Dane: $\kappa_1, \varphi = \pi/3$ | 32-B Dane: $\kappa_1, \varphi = \pi/3$ |
| Szukane: 1) nowe położenie 4, 2) kąt nacisku | Szukane: 1) nowe położenie 4, 2) kąt nacisku |
|  |  |
| 33-A Dane: κ_1 | 33-B Dane: κ_1 |
| Szukane: kąt obrotu krzywki 2 | Szukane: kąt obrotu krzywki 2 |
|  |  |

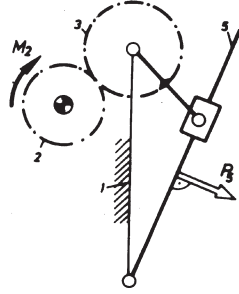
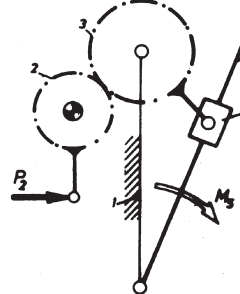
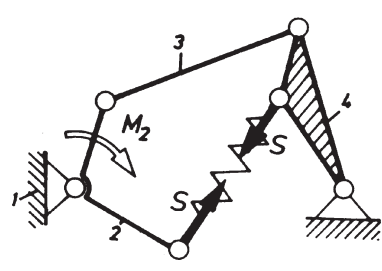
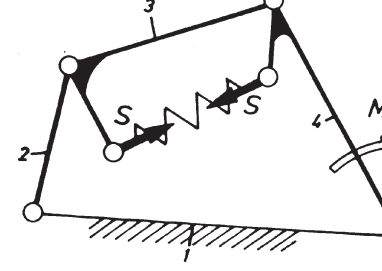
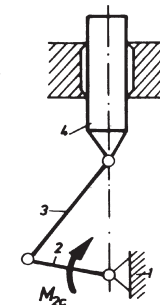
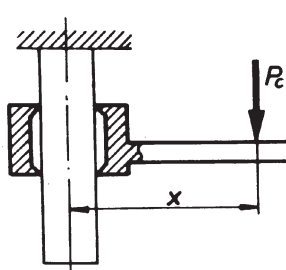
| | |
|--|--|
| <p>34-A Dane: κ_1, ω_2</p> | <p>34-B Dane: κ_1, ω_2</p> |
| <p>Szukane: 1) mechanizm zastępczy, 2) ω_3, v_{BC}</p> | <p>Szukane: 1) mechanizm zastępczy, 2) v_3, v_{BC}</p> |
| | |
| <p>35-A Dane: κ_1, v_2 (brak poślizgu)</p> | <p>35-B Dane: κ_1, ω_2 (brak poślizgu)</p> |
| <p>Szukane: ω_{34}</p> | <p>Szukane: ω_{23}</p> |
| | |
| <p>36-A Dane: z_1, z_2, ω_J</p> | <p>36-B Dane: z_1, z_2, ω_J</p> |
| <p>Szukane: ω_{2J}</p> | <p>Szukane: ω_{2J}</p> |
| | |

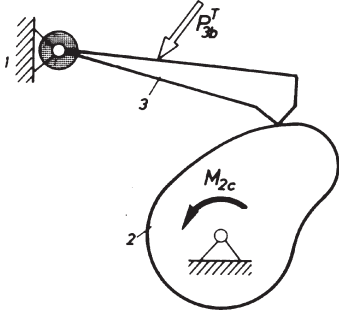
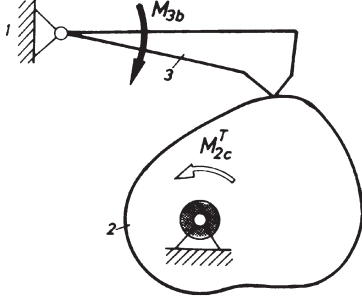
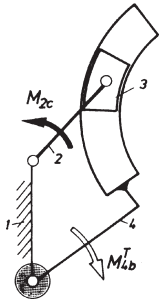
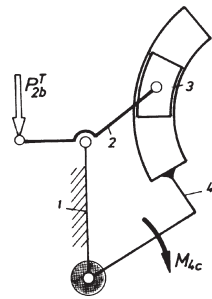
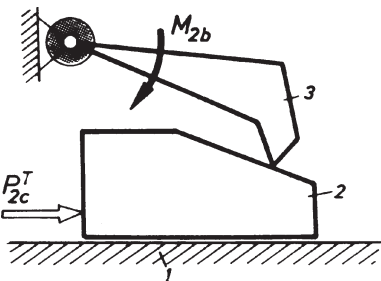
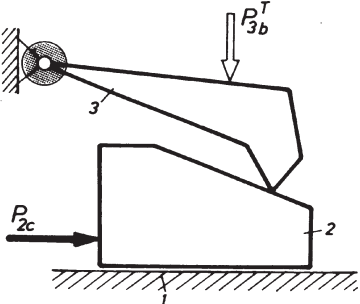
| | | | |
|---|---|--|---|
| 37-A | Dane: $\kappa_1, \omega_1, \omega_J$ | 37-B | Dane: $\kappa_1, \omega_J, \omega_2$ |
| Szukane: ω_2 – metodą graficzną | | Szukane: ω_1 – metodą graficzną | |
|  | |  | |
| 38-A | Dane: gdy $A \rightarrow A_1$, wtedy $K \rightarrow K_1$ | 38-B | Dane: gdy $A \rightarrow A_1$, wtedy $K \rightarrow K_1$ |
| Szukane: $\frac{z_1}{z_2}$ | | Szukane: $\frac{z_1}{z_2}$ | |
|  | |  | |
| 39-A | Dane: z_i, ω_J | 39-B | Dane: z_i, ω_J |
| Szukane: ω_4 | | Szukane: ω_1 | |
|  | |  | |

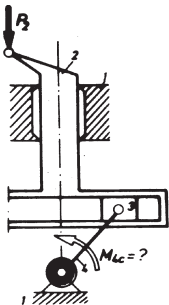
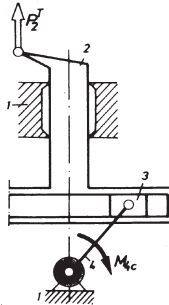
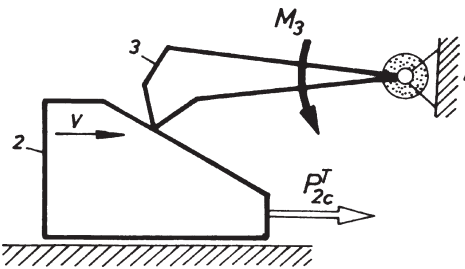
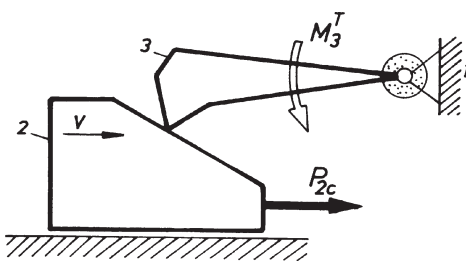
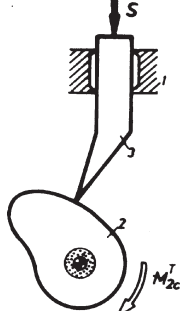
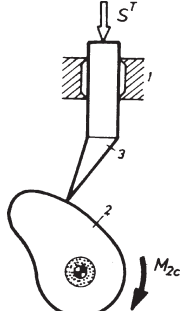
| | |
|--|--|
| <p>40-A Dane: κ_1, z_p, ω_J</p> | <p>40-B Dane: $\kappa_1, z_3 = z_5, \omega_2$</p> |
| <p>Szukane: v_K</p> | <p>Szukane: ω_5</p> |
|  |  |
| <p>41-A Dane: $\kappa_1, a_K, \omega, \varepsilon, m, I_s$</p> | <p>41-B Dane: $\kappa_1, a_K, a_L, m, I_s$</p> |
| <p>Szukane: wypadkowa sił bezwładności</p> | <p>Szukane: wypadkowa sił bezwładności</p> |
|  |  |
| <p>42-A Dane: $\kappa_1, m_3, I_{S3}, a_{S3}, \omega_3 = \text{const}$</p> | <p>42-B Dane: $\kappa_1, m_3, I_{S3}, a_{S3}, \varepsilon_3$</p> |
| <p>Szukane: wypadkowa sił bezwładności członu 3</p> | <p>Szukane: wypadkowa sił bezwładności członu 3</p> |
|  |  |

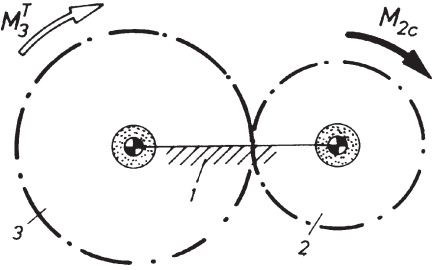
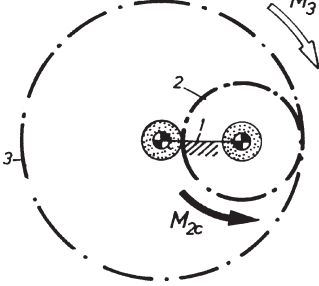
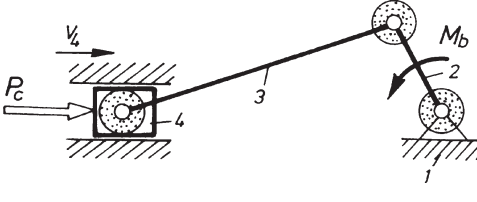
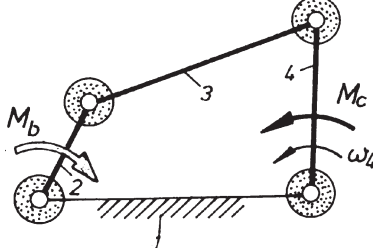
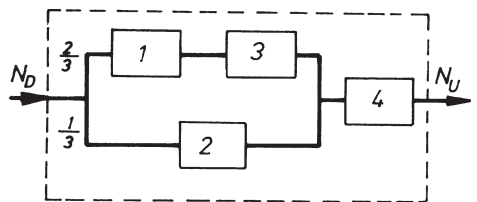
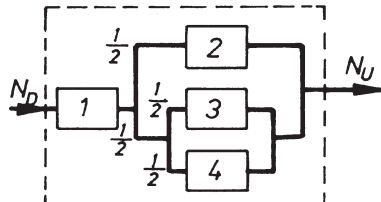
| | | | |
|---|---|--|---|
| 43-A | Dane: $\kappa_1, m_3, I_{S3}, m_2 = m_4 = 0, a_{S3}, \varepsilon_3$ | 43-B | Dane: $\kappa_1, m_3, I_{S3}, m_2 = m_4 = 0, a_{S3}, \varepsilon_3$ |
| Szukane: M_2 równoważący siły bezwładności członu 3 | | Szukane: M_2 równoważący siły bezwładności członu 3 | |
|  | |  | |
| 44-A | Dane: κ_1, F_4 | 44-B | Dane: κ_1, M_b |
| Szukane: P_{21} | | Szukane: P_{21} | |
|  | |  | |
| 45-A | Dane: κ_1, P_i | 45-B | Dane: κ_1, P_i |
| Szukane: wydzielić grupy statycznie wyznaczalne | | Szukane: wydzielić grupy statycznie wyznaczalne | |
|  | |  | |

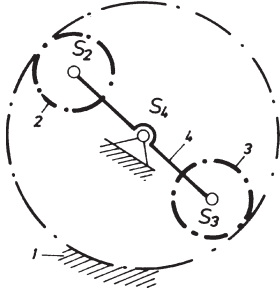
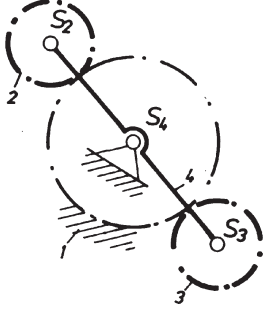
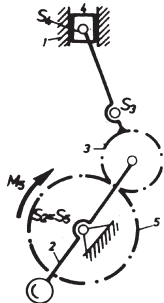
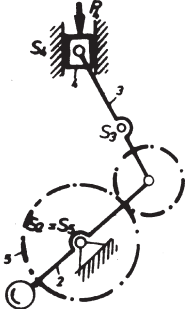
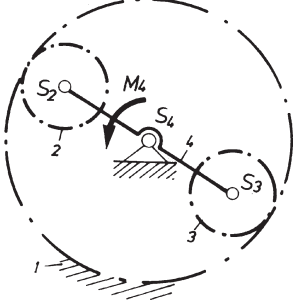
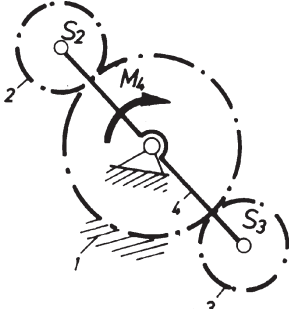
| | |
|---|--|
| <p>46-A Dane: κ_1, P_4</p> | <p>46-B Dane: κ_1, P_4</p> |
| <p>Szukane: M_2, P_{41}</p> | <p>Szukane: M_2, P_{21}</p> |
|  |  |
| <p>47-A Dane: κ_1, P_4</p> | <p>47-B Dane: κ_1, M_4</p> |
| <p>Szukane: M_2, P_{21}</p> | <p>Szukane: M_2, P_{21}</p> |
|  |  |
| <p>48-A Dane: κ_1, P_3, P_4</p> | <p>48-B Dane: κ_1, M_4, P_3</p> |
| <p>Szukane: M_2</p> | <p>Szukane: P_2</p> |
|  |  |

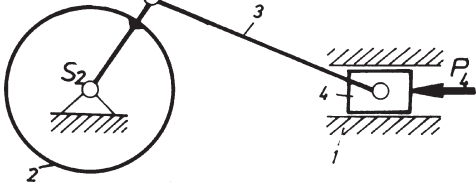
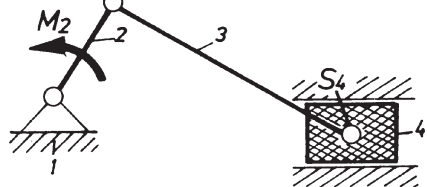
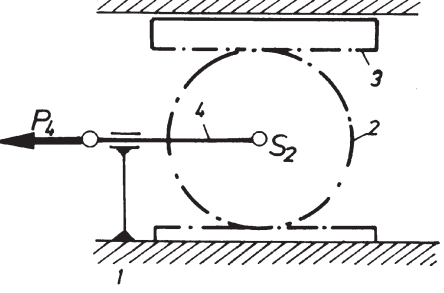
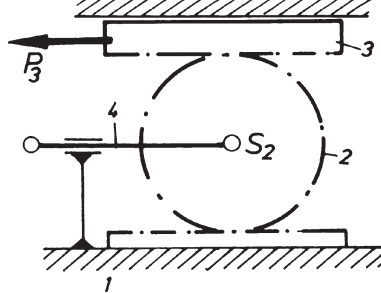
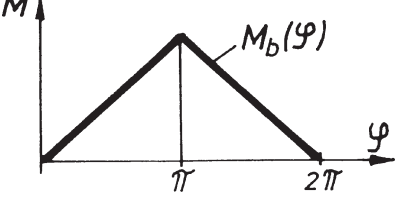
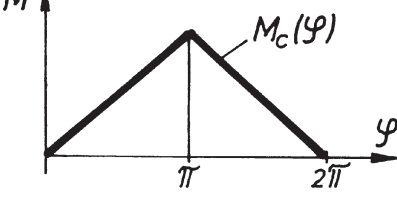
| | | | |
|---|---|--|-----------------------------|
| 49-A | Dane: κ_1, M_2 | 49-B | Dane: κ_1, P_2 |
| Szukane: P_5 | | Szukane: M_5 | |
|  | |  | |
| 50-A | Dane: κ_1, s | 50-B | Dane: κ_1, s |
| Szukane: M_2 | | Szukane: M_4 | |
|  | |  | |
| 51-A | Dane: $\kappa_1, \rho, h_{12} = h_{23} = 0, M_{2c}$ | 51-B | Dane: κ_1, ρ, P_c |
| Szukane: h_{34} by układ był samohamowny | | Szukane: x_{\min} by układ był samohamowny | |
|  | |  | |

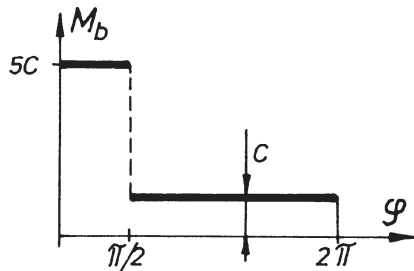
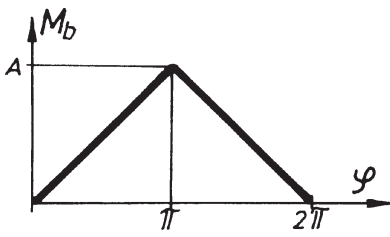
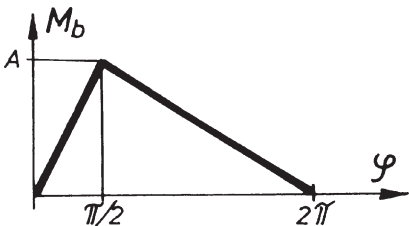
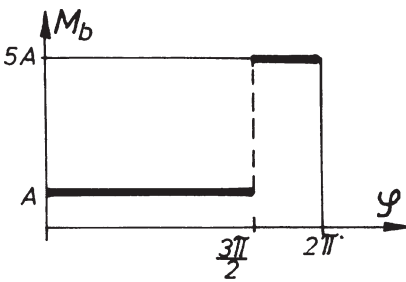
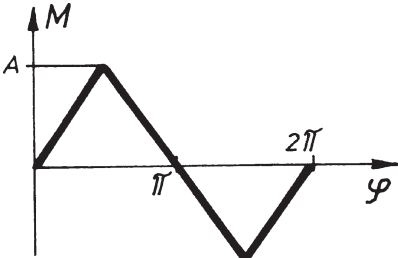
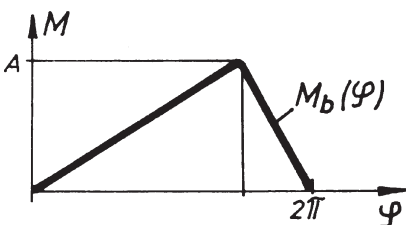
| | |
|---|---|
| <p>52-A Dane: $\kappa_1, \rho, M_{2c}, h_{13}, h_{12} = 0$</p> | <p>52-B Dane: $\kappa_1, \rho, M_{3b}, h_{12}, h_{13} = 0$</p> |
| <p>Szukane: P_{3b}^T, P_{23}^T</p> | <p>Szukane: M_{2c}^T, P_{12}^T</p> |
|  |  |
| <p>53-A Dane: $\kappa_1, \rho, M_{2c}, h_{41}, h_{21} = h_{23} = 0$</p> | <p>53-B Dane: $\kappa_1, \rho, M_{4c}, h_{14}, h_{12} = h_{23} = 0$</p> |
| <p>Szukane: M_{4b}^T, P_{41}^T</p> | <p>Szukane: P_{2b}^T, P_{12}^T</p> |
|  |  |
| <p>54-A Dane: $\kappa_1, h_{13}, \rho_{23}, \rho_{12} = 0, M_{2b}$</p> | <p>54-B Dane: $\kappa_1, h_{13}, \rho_{23}, \rho_{12} = 0, P_{2c}$</p> |
| <p>Szukane: P_{2c}^T</p> | <p>Szukane: P_{3b}^T</p> |
|  |  |

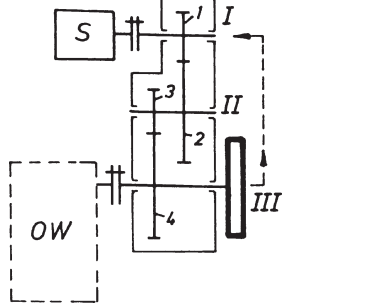
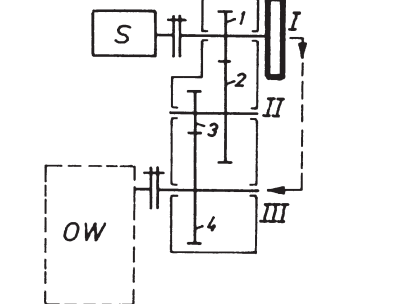
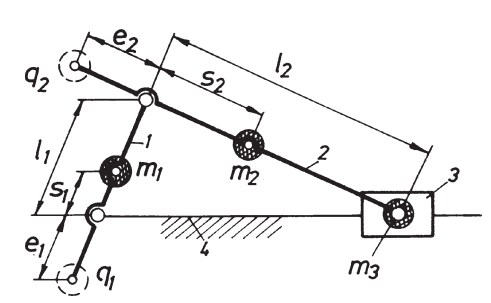
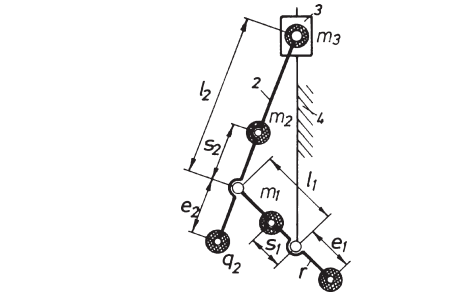
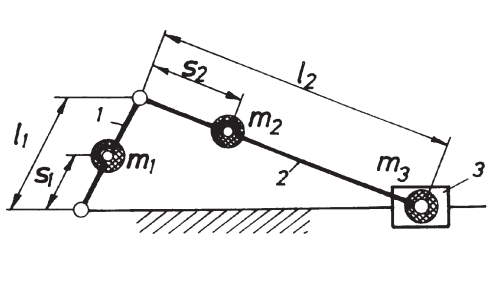
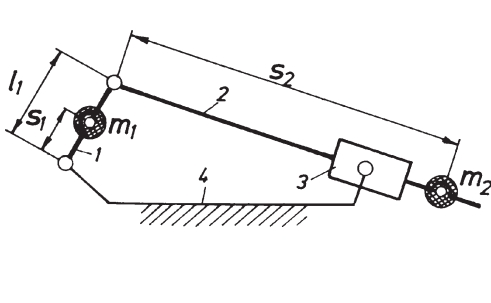
| | |
|---|--|
| <p>55-A Dane: $\kappa_1, P_2, \rho, h_{41}, h_{34} = 0$</p> | <p>55-B Dane: $\kappa_1, M_{4c}, \rho, h_{41}, h_{34} = 0$</p> |
| <p>Szukane: P_{41}^T</p> | <p>Szukane: P_2^T</p> |
|  |  |
| <p>56-A Dane: M_3, ρ_{23}, h_{13}</p> | <p>56-B Dane: $P_{2c}, \rho_{23}, h_{31}$</p> |
| <p>Szukane: P_{2c}^T, η_{ch}</p> | <p>Szukane: P_{2c}^T, η_{ch}</p> |
|  |  |
| <p>57-A Dane: h_{21}, ρ, S</p> | <p>57-B Dane: h_{21}, ρ, M_{2c}</p> |
| <p>Szukane: M_{2c}^T, η_{ch}</p> | <p>Szukane: S^T, η_{ch}</p> |
|  |  |

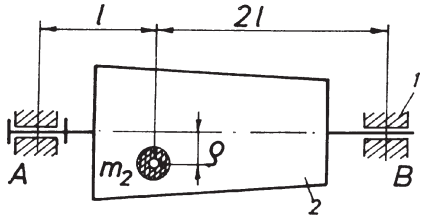
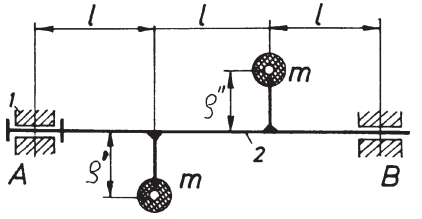
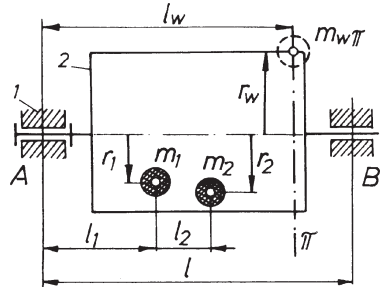
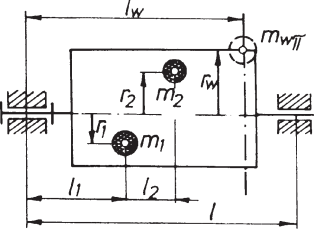
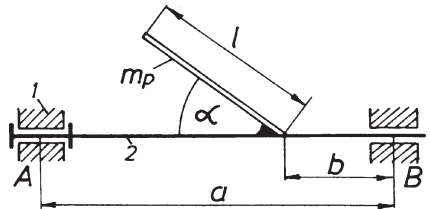
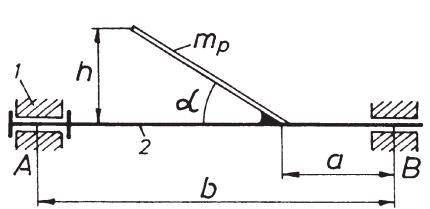
| | |
|---|--|
| <p>58-A Dane: M_{2c}, h_{12}, h_{13}</p> | <p>58-B Dane: M_{2c}, h_{12}, h_{13}</p> |
| <p>Szukane: M_3^T, η</p> | <p>Szukane: M_3^T, η</p> |
|  |  |
| <p>59-A Dane: κ_1, h_{ij}</p> | <p>59-B Dane: κ_1, h_{ij}</p> |
| <p>Szukane: położenia, w których $\eta = 0$</p> | <p>Szukane: położenia, w których $\eta = 0$</p> |
|  |  |
| <p>60-A Dane: $\eta_i (i = 1, \dots, 4)$</p> | <p>60-B Dane: $\eta_i (i = 1, \dots, 4)$</p> |
| <p>Szukane: $\eta_{\text{całk}}$</p> | <p>Szukane: $\eta_{\text{całk}}$</p> |
|  |  |

| | | | |
|---|------------------------------------|--|------------------------------------|
| 61-A | Dane: κ_1, m_i, I_{Si} | 61-B | Dane: κ_1, m_i, I_{Si} |
| Szukane: I_{Zr4} | | Szukane: I_{Zr4} | |
|  | |  | |
| 62-A | Dane: $\kappa_1, m_i, I_{Si}, M_5$ | 62-B | Dane: $\kappa_1, m_i, I_{Si}, P_4$ |
| Szukane: I_{Zr5}, ε_5 | | Szukane: m_{Zr4}, a_4 | |
|  | |  | |
| 63-A | Dane: $\kappa_1, m_i, I_{Si}, M_4$ | 63-B | Dane: $\kappa_1, m_i, I_{Si}, M_4$ |
| Szukane: ε_4 | | Szukane: ε_4 | |
|  | |  | |

| | |
|---|---|
| 64-A Dane: κ_1, I_{S_2}, P_4 | 64-B Dane: $\kappa_1, m_4, M_2 (m_2 = m_3 = 0)$ |
| Szukane: ε_2 | Szukane: a_4 |
|  |  |
| 65-A Dane: $\kappa_1, m_2, I_{S_2}, m_3, P_4 (m_4 = 0)$ | 65-B Dane: $\kappa_1, m_2, I_{S_2}, m_3, P_4 (m_4 = 0)$ |
| Szukane: a_4 | Szukane: a_3 |
|  |  |
| 66-A Dane: $I_{zr}(\varphi) = \text{const}, M_c(\varphi) = \text{const}, M_b(\varphi), (\text{ruch ustalony})$ | 66-B Dane: $I_{zr}(\varphi) = \text{const}, M_b(\varphi) = \text{const}, M_c(\varphi), (\text{ruch ustalony})$ |
| Szukane: kąty φ_i w których ω ma wartości ekstremalne | Szukane: położenia (kąty φ_i), w których $\varepsilon = 0$ |
|  |  |

| | |
|---|--|
| 67-A Dane: $I_{zr}(\varphi) = \text{const}, M_c(\varphi) = \text{const}, \omega_{sr}, M_b(\varphi),$ (ruch ustalony) | 67-B Dane: $I_{zr}(\varphi) = \text{const}, M_c(\varphi) = \text{const}, \omega_{sr}, M_b(\varphi),$ (ruch ustalony) |
| Szukane: δ | Szukane: δ |
|  |  |
| 68-A Dane: $I_{zr}(\varphi) = \text{const}, M_c(\varphi) = \text{const}, \omega_{sr}, M_b(\varphi),$ (ruch ustalony) | 68-B Dane: $I_{zr}(\varphi) = \text{const}, M_c(\varphi) = \text{const}, \omega_{sr}, M_b(\varphi),$ (ruch ustalony) |
| Szukane: ω_{\max} | Szukane: ω_{\min} |
|  |  |
| 69-A Dane: $I_{zr}(\varphi) = \text{const}, M(\varphi) = M_c - M_b, \omega_{sr}, \delta', v_{kr},$ (ruch ustalony) | 69-B Dane: $I_{zr}(\varphi) = \text{const}, M_c(\varphi) = \text{const}, \omega_{sr}, \delta', M_b(\varphi),$ (ruch ustalony) |
| Szukane: $m_{k\min}$ (masa koła zamachowego m_k) | Szukane: I_k |
|  |  |

| | |
|--|--|
| <p>70-A Dane: $I_{kIII}, z_i, v_{kr}, \omega_{srIII}, \delta = \text{const}$</p> | <p>70-B Dane: $I_{kI}, z_i, v_{kr}, \omega_{srI}, \delta = \text{const}$</p> |
| <p>Szukane: $I_{kI}, m_{kI\text{min}} = m_{In}$</p> | <p>Szukane: $I_{kIII}, m_{kIII\text{min}} = m_{III\text{n}}$</p> |
|  |  |
| <p>71-A Dane: $m_i, l_i, s_i, e_i (i = 1, 2), m_3$</p> | <p>71-B Dane: $m_i, q_i, l_i, s_i (i = 1, 2), m_3$</p> |
| <p>Szukane: masy q_1 i q_2 dla wyważenia statycznego</p> | <p>Szukane: e_1 i e_2 spełniające warunek wyważenia statycznego</p> |
|  |  |
| <p>72-A Dane: $m_i, l_i, s_i (i = 1, 2), m_3$</p> | <p>72-B Dane: m_1, m_2, l_1, s_1, s_2</p> |
| <p>Szukane: promień – wektor \vec{r}_s położenia środka masy mechanizmu</p> | <p>Szukane: promień – wektor \vec{r}_s położenia środka masy mechanizmu</p> |
|  |  |

| | |
|--|--|
| 73-A Dane: m_2, ρ, ω, l | 73-B Dane: l, m, ρ' |
| Szukane: hodograf P_{12}^A, P_{12}^B | Szukane: ρ'' , przy której $P_{12\text{dyn}}^B = 0$ |
|  |  |
| 74-A Dane: $l, l_1, l_2, l_w, r_1, r_2, r_w, m_1, m_2$ | 74-B Dane: $l, l_1, l_2, l_w, r_1, r_2, r_w, m_1, m_2$ |
| Szukane: $m_{w\pi}$ aby $P_{12\text{dyn}}^B = 0$ ($\bar{P}_{12}^B = \bar{P}_{12\text{st}}^B + \bar{P}_{12\text{dyn}}^B$) | Szukane: $m_{w\pi}$ aby $P_{12\text{dyn}}^B = 0$ ($\bar{P}_{12}^B = \bar{P}_{12\text{st}}^B + \bar{P}_{12\text{dyn}}^B$) |
|  |  |
| 75-A Dane: a, b, l, α, m_p – masa | 75-B Dane: a, b, h, α, m_p – masa |
| Szukane: siły dynamiczne w łożyskach P_{12}^A i P_{12}^B | Szukane: siły dynamiczne w łożyskach P_{12}^A i P_{12}^B |
|  |  |

Literatura

- [1] Erdman A. G., Sandor G. N.: Mechanism design. vol. 1, Prentice Hall 1991.
- [2] Gronowicz A., Miller S., Twaróg W., *Teoria maszyn i mechanizmów. Zadania kontrolne i problemowe*. Skrypt PWr., Wrocław 1987.
- [3] Krajnev A.F., *Slovar - spravočnik po mehanizamam*, Mašinostroenie, 1987, Moskva.
- [4] Miller S., *Teoria maszyn i mechanizmów. Analiza układów kinematycznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 1996, Wrocław.
- [5] Miller S., *Układy kinematyczne. Podstawy projektowania*, Warszawa, 1988, WNT.
- [6] Morecki A., Oderfeld J., *Teoria maszyn i mechanizmów*, Warszawa, 1987, PWN.
- [7] Ołędzki A., *Podstawy teorii maszyn i mechanizmów*, Warszawa, 1987, WNT.
- [8] Soni A.H., *Mechanism synthesis and analysis*, McGraw-Hill Book Comp., 1974.
- [9] Volmer J., *Getriebetechnik. Koppelgetriebe*, 1979, Berlin.