



Wrocław University of Technology

Teoria systemów i mechanizmów

Opracował:
dr inż. Przemysław Jaszak

Katedra Mechaniki, Maszyn, Urządzeń
i Procesów Energetycznych

ul. Na Grobli 15, Wrocław
bud. L-1, pok. 312
tel. 71 320 4825



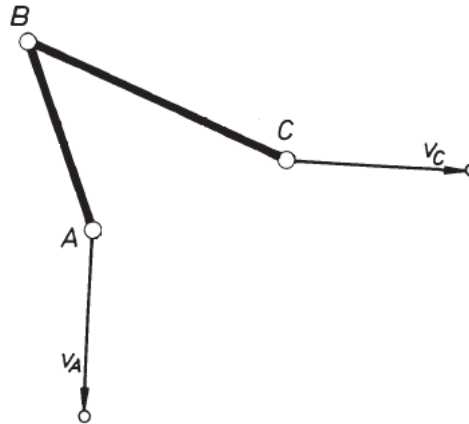
Wykład 5/6

Analiza i przegląd wybranych grup
mechanizmów



Grupa dwuczłonowa drugiej klasy

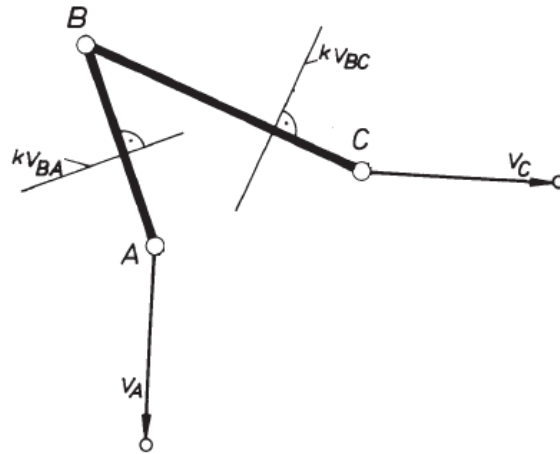
Grupę tej klasy tworzy m.in. łańcuch dwuczłonowy z trzema parami obrotowymi. Przy znanych prędkościach punktów A i C można wyznaczyć prędkość punktu B wykorzystując metodę planów prędkości.





Grupa dwuczłonowa drugiej klasy

Prędkości względne odcinków członu AB i CB są do nich prostopadłe.



Ponadto w ruchu płaskim prędkość punktu B możemy zapisać jako:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_C + \bar{v}_{BC},$$

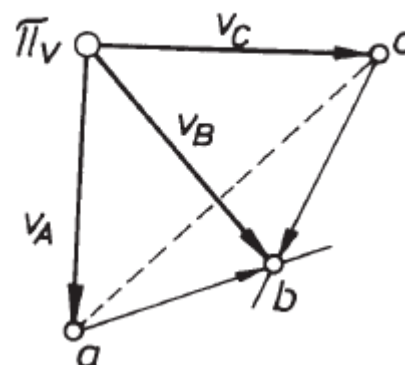
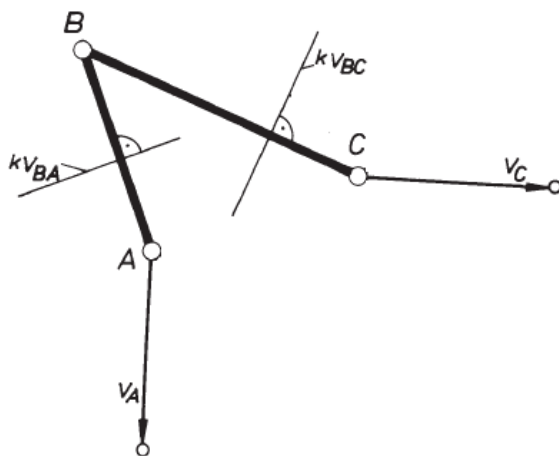
lub

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}$$

Grupa dwuczłonowa drugiej klasy

Metoda planów prędkości

Z bieguna π_V zaczepiamy początki wektorów V_A i V_C a z ich końców prowadzimy kierunki prędkości względnych odpowiadające członom BA i BC. Przecięcie się linii kierunków prędkości względnych wyznacza koniec wektora V_B .



Grupa dwuczłonowa drugiej klasy

Przyspieszenie punktu B wyznaczamy także przy znanych kierunkach i wartościach przyspieszeń punktów A i C.

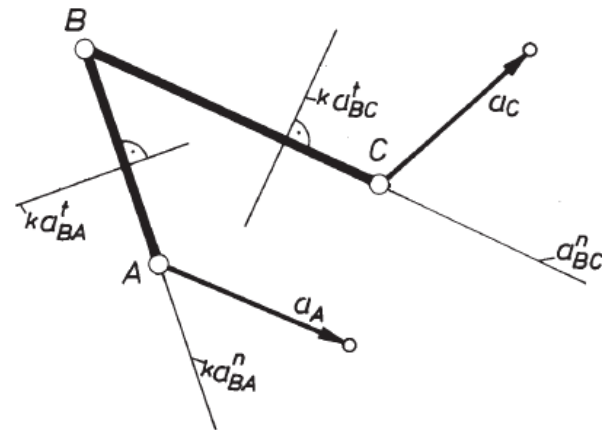
Przyspieszenia względne odpowiednich członów można rozłożyć na składowe styczną i normalną, znane co do kierunków.

Ponadto wiemy że:

$$a_{BA}^n = \omega_{BA}^2 \cdot BA = V_{BA}^2 / BA$$

oraz

$$a_{BC}^n = \omega_{BC}^2 \cdot BC = V_{BC}^2 / BC$$





Grupa dwuczłonowa drugiej klasy

Przyspieszenie punktu B w złożonym ruchu płaskim możemy opisać poniższymi zależnościami wektorowymi:

– dla członu AB

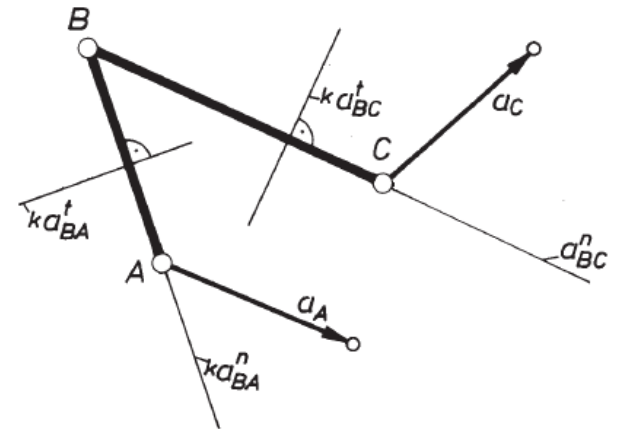
$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t,$$

– dla członu BC

$$\bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^t,$$

tak więc

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

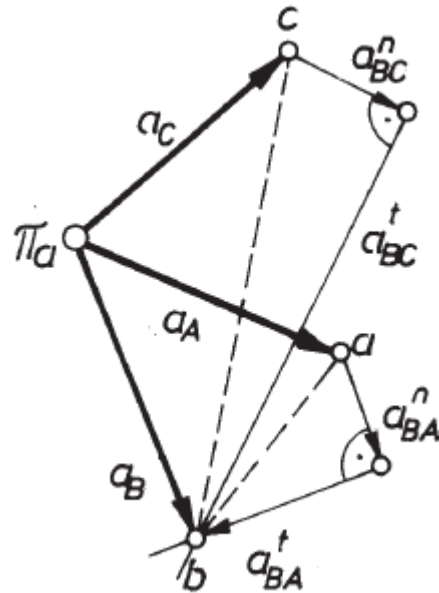


Grupa dwuczłonowa drugiej klasy

Zagadnienie rozwiązujemy metodą planów przyspieszeń.

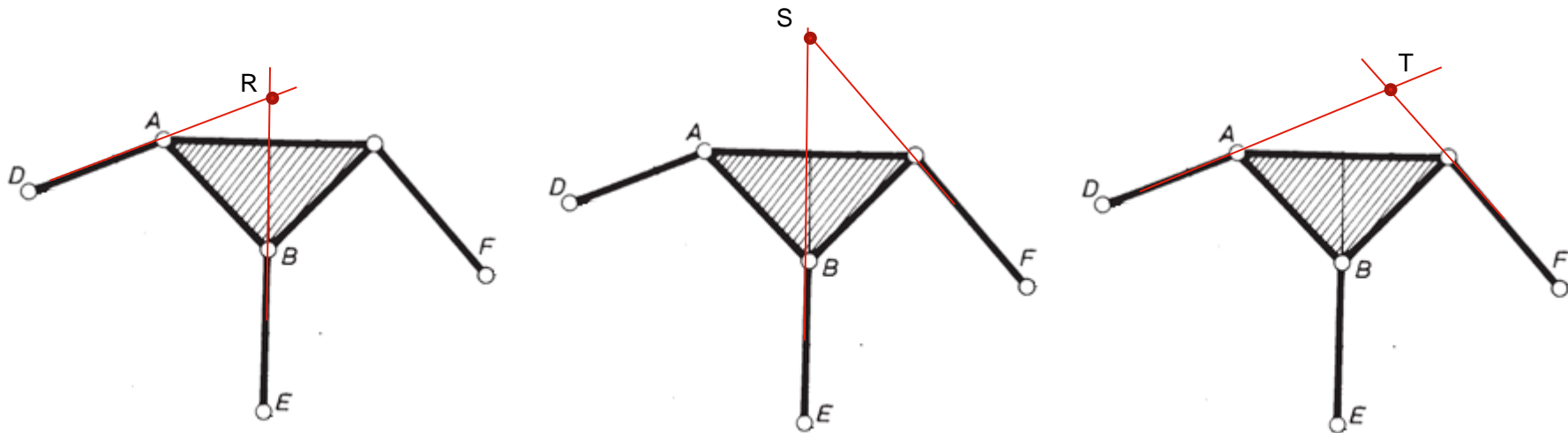
Z punktu π_a kreślimy wektory przyspieszeń a_A i a_C . Następnie z ich końców prowadzimy znane co do kierunków i modułów składowe normalne przyspieszeń członów AB i CB.

Z końców tych wektorów prowadzimy linie o kierunku składowych stycznych. Przecięcie tych linii wyznacza koniec wektora przyspieszenia punktu B.



Grupa czteroczłonowa trzeciej klasy

Grupę tego typu tworzy łańcuch czteroczłonowy z sześcioma parami obrotowymi. Analizę kinematyczną tej grupy prowadzi się na podstawie tzw. punktów Assura. Są to punkty leżące na przecięciu linii wychodzących z dwóch dowolnych członów dwuwęzłowych tego łańcucha.



Grupa czterocłonowa trzeciej klasy

Na podstawie wyznaczonych punktów Assura można wyznaczyć prędkości punktów A, B i C przy znanych kierunkach i modułach prędkości punktów D, E i F.

Wektorowe równanie prędkości punktu R

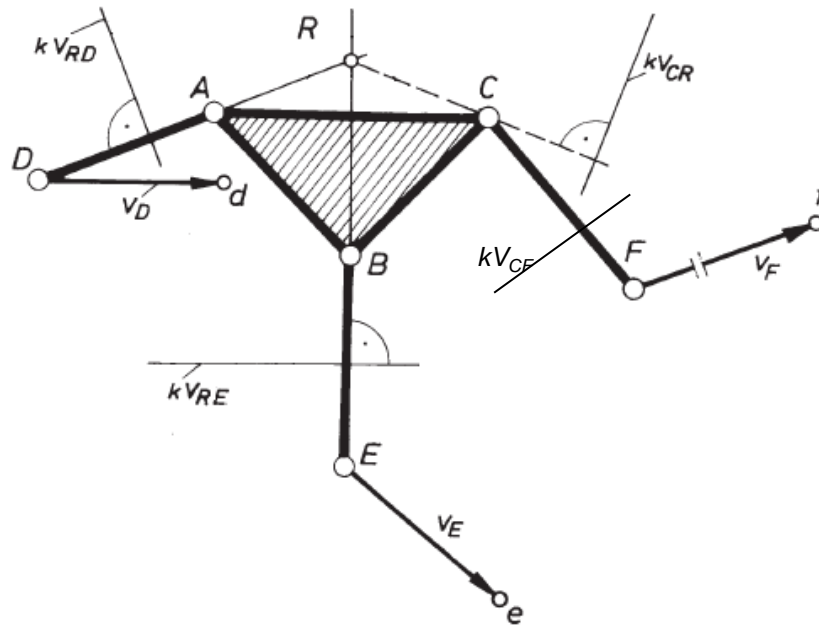
$$\bar{v}_R = \underline{\underline{\bar{v}_D}} + \underline{\underline{\bar{v}_{RD}}}$$

$$\bar{v}_R = \underline{\underline{\bar{v}_E}} + \underline{\underline{\bar{v}_{RE}}}$$

Wektorowe równanie punktu C

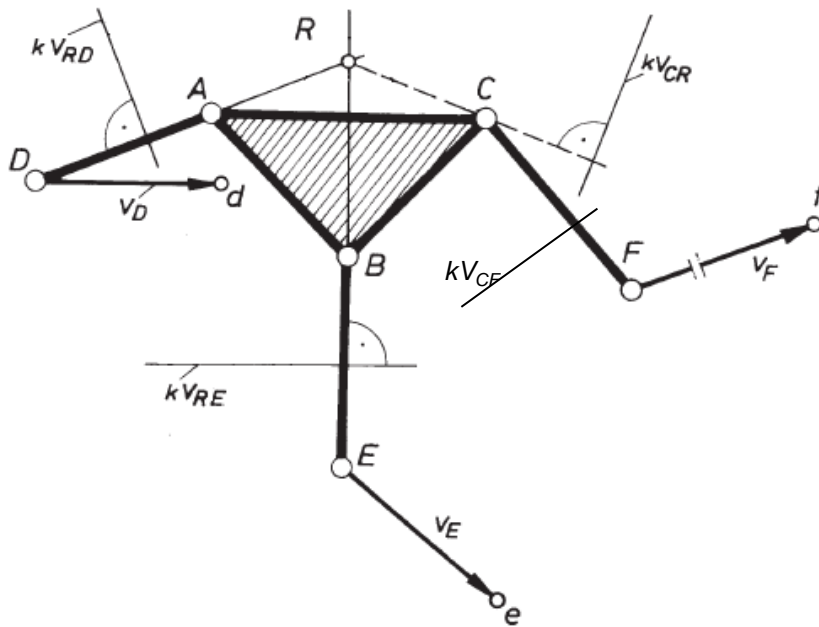
$$\bar{v}_C = \underline{\underline{\bar{v}_F}} + \underline{\underline{\bar{v}_{CF}}}$$

$$\bar{v}_C = \underline{\underline{\bar{v}_R}} + \underline{\underline{\bar{v}_{CR}}}$$

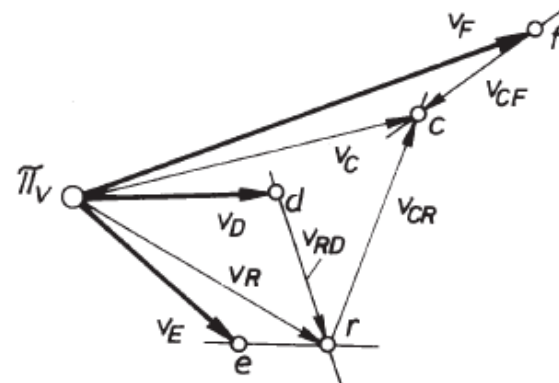


Grupa czterocząłonowa trzeciej klasy

Zagadnienie rozwiązujemy metoda planów



W punkcie biegunowym π_V zaczepiamy końce wektorów V_D oraz V_E . Z końców tych wektorów prowadzimy linie wyznaczające kierunki prędkości względnych kV_{RD} oraz kV_{RE} . Na przecięciu tych linii znajdujemy koniec wektora prędkości punktu V_R . Następnie w punkcie biegunowym zaczepiamy początek wektora V_F . Z końców wektorów V_R i V_F prowadzimy odpowiadające im kierunki prędkości względnych czyli kV_{RC} i kV_{CF} . Przecięcie tych linii wyznacza koniec wektora prędkości V_C .



Grupa czterocłonowa trzeciej klasy

Przyspieszenie punktów A, C i B możemy wyznaczyć przy znanych przyspieszeniach członu D, E i F.

Równanie wektorowe przyspieszenia punktu R

$$\underline{\underline{\bar{a}}_R} = \underline{\underline{\bar{a}}_D} + \underline{\underline{\bar{a}}_{RD}^n} + \underline{\underline{\bar{a}}_{RD}^t},$$

$$\underline{\underline{\bar{a}}_R} = \underline{\underline{\bar{a}}_E} + \underline{\underline{\bar{a}}_{RE}^n} + \underline{\underline{\bar{a}}_{RE}^t},$$

gdzie:

$$a_{RD}^n = \frac{v_{DR}^2}{l_{DR}}; \quad \bar{a}_{RE}^n = \frac{v_{RE}^2}{l_{RE}}.$$

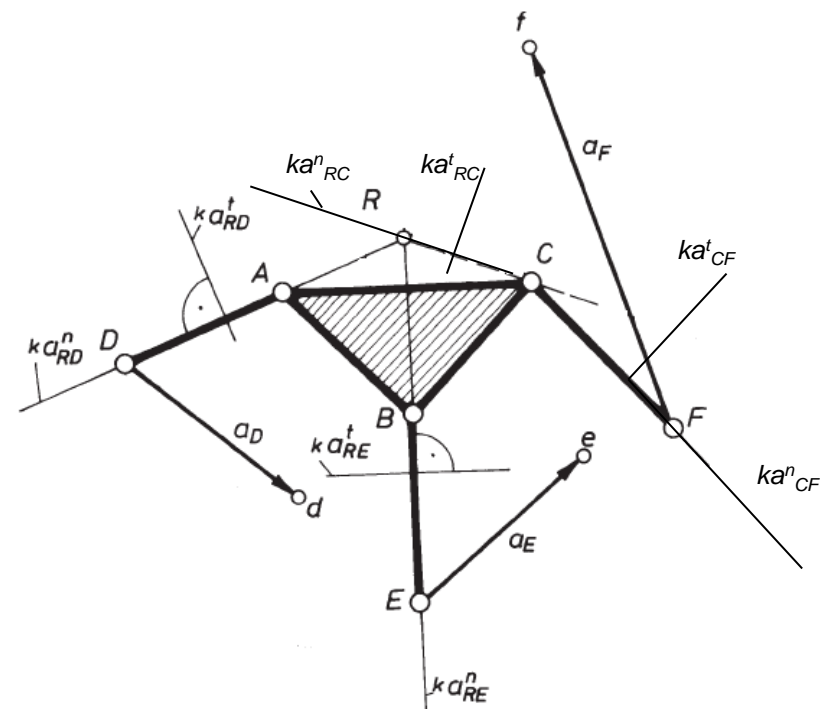
Wektorowe równanie przyspieszenia punktu C

$$\underline{\underline{\bar{a}}_C} = \underline{\underline{\bar{a}}_R} + \underline{\underline{\bar{a}}_{CR}^n} + \underline{\underline{\bar{a}}_{CR}^t}$$

$$\underline{\underline{\bar{a}}_C} = \underline{\underline{\bar{a}}_F} + \underline{\underline{\bar{a}}_{CF}^n} + \underline{\underline{\bar{a}}_{CF}^t}$$

Gdzie:

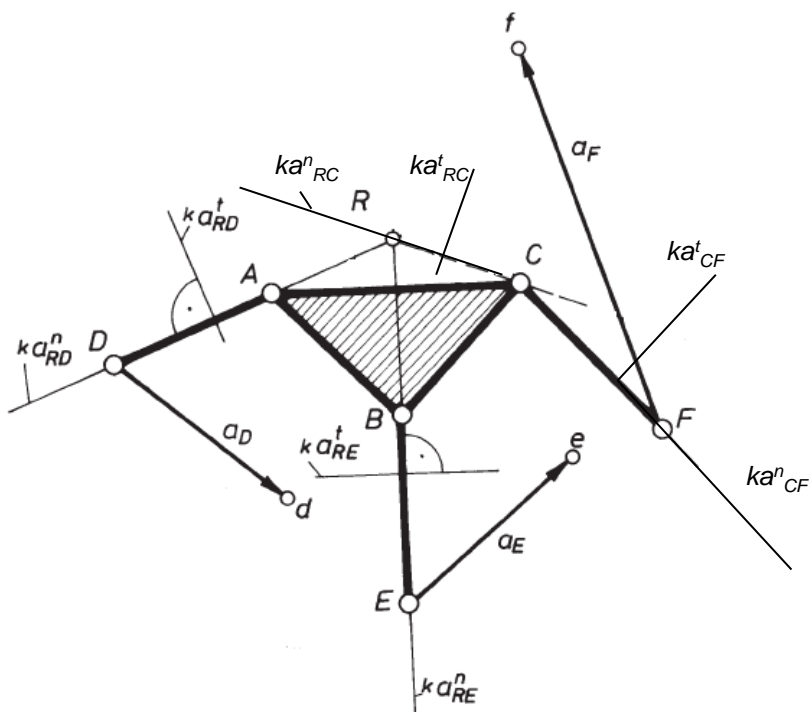
$$a_{CR}^n = \frac{v_{CR}^2}{l_{CR}}; \quad a_{CF}^n = \frac{v_{CF}^2}{l_{CF}}.$$



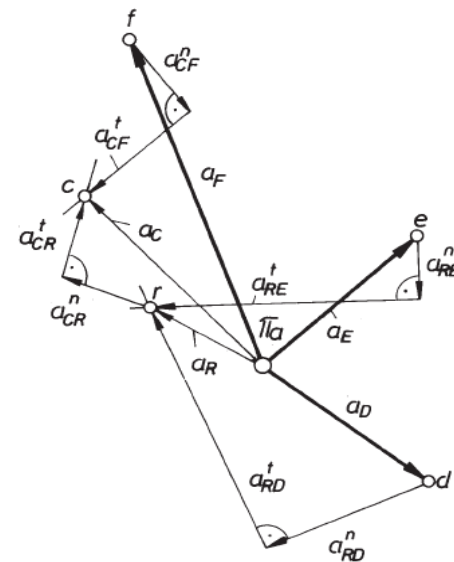


Grupa czterocłonowa trzeciej klasy

Zagadnienie rozwiążemy metodą planów przyspieszeń



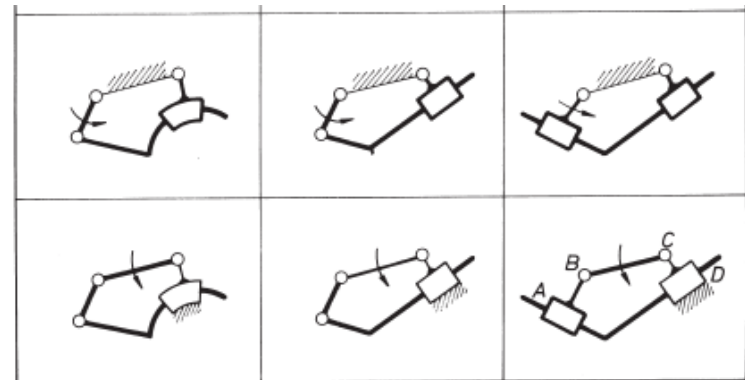
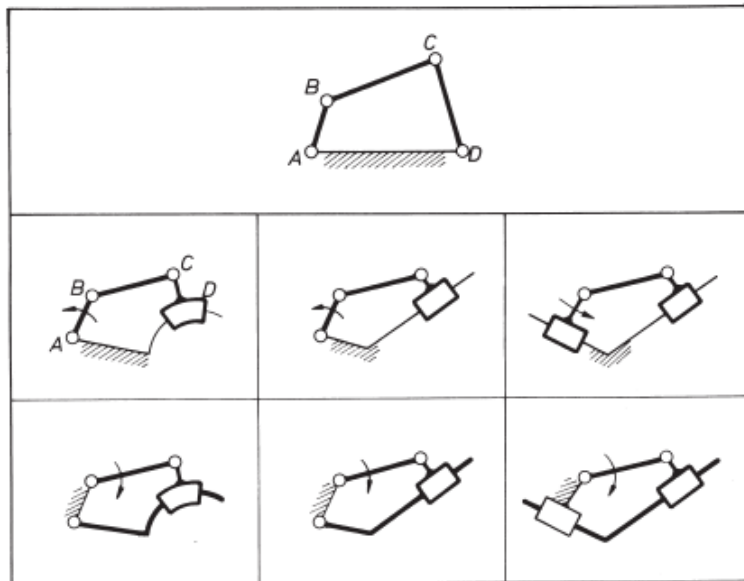
W punkcie biegunowym π_a zaczepiamy końce wektorów a_D oraz a_E . Z końców tych wektorów prowadzimy znane co do kierunków i modułów wektory przyspieszeń normalnych a_{RD}^n oraz a_{RE}^n . Z końców wektorów przyspieszeń normalnych prowadzimy odpowiadające im kierunki wektorów stycznych ka_{RD}^t i ka_{RE}^t . Przecięcie tych kierunków wyznacza koniec wektora a_R . Następnie w punkcie biegunowym zaczepiamy koniec wektora a_F . Z końców wektorów a_R oraz a_F prowadzimy odpowiadające im wektory przyspieszenia normalnego a_{CR}^n i a_{CF}^n oraz odpowiadające tym wektorom kierunki składowych stycznych a_{CR}^t i a_{CF}^t . Przecięcie kierunków wyznacza koniec wektora przyspieszenia a_C .





Mechanizmy dźwigniowe

Do mechanizmów dźwigniowych zalicza się wszystkie mechanizmy z parami klasy niższej. Najbardziej popularną grupą mechanizmów dźwigniowych jest płaski czworobok przegubowy stosowany w większości układów napędowych. Jego odmianę czterocłonową w zależności od rodzaju pary kinematycznej przedstawiono poniżej.

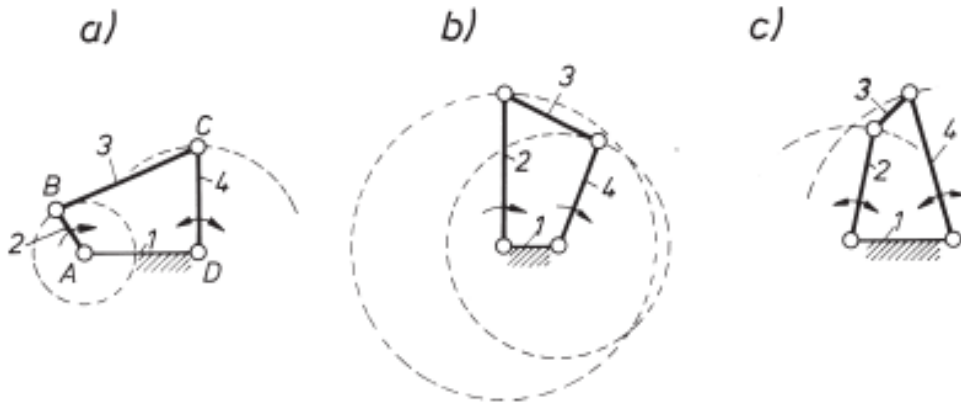




Mechanizmy dźwigniowe

Płaski czworobok przegubowy (z czterema parami obrotowymi) w zależności od związków geometrycznych (związki Grashoffa) ruchomych członów tworzy trzy odmiany mechanizmów:

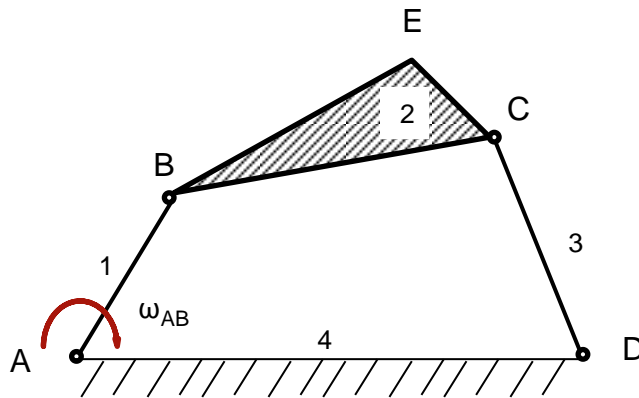
- | | | | |
|----------------------|--------|-------------------------|---------------------|
| a) korbowo-wahaczowy | jeżeli | $l_2 + l_3 < l_1 + l_4$ | } związki Grashoffa |
| b) dwuwahaczowy | jeżeli | $l_2 + l_4 < l_1 + l_3$ | |
| c) dwukorbowy | jeżeli | $l_2 + l_1 < l_3 + l_4$ | |



Wielobok przegubowy

Zadanie

Dany jest wielobok przegubowy ABCD o znanych wymiarach członów 1, 2, 3 i 4. Przy założeniu, że człon napędowy AB obraca się z ze stałą prędkością kątową, obliczyć prędkości i przyspieszenia punktów B, C oraz E.



Dane:

ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:

V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E



Wielobok przegubowy

W pierwszej kolejności obliczamy prędkość punktu B. Znany jest kierunek i zwrot wektora prędkości punktu B.

Moduł prędkości punktu B jest równy:

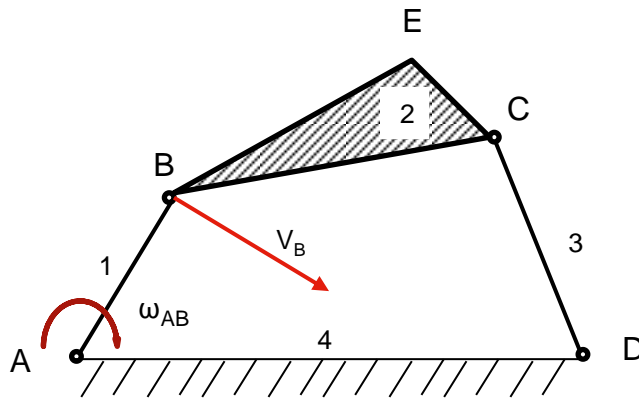
$$V_B = \omega_{AB} \cdot AB$$

Dane:

ω_{AB} ; AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:

V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E





Wielobok przegubowy

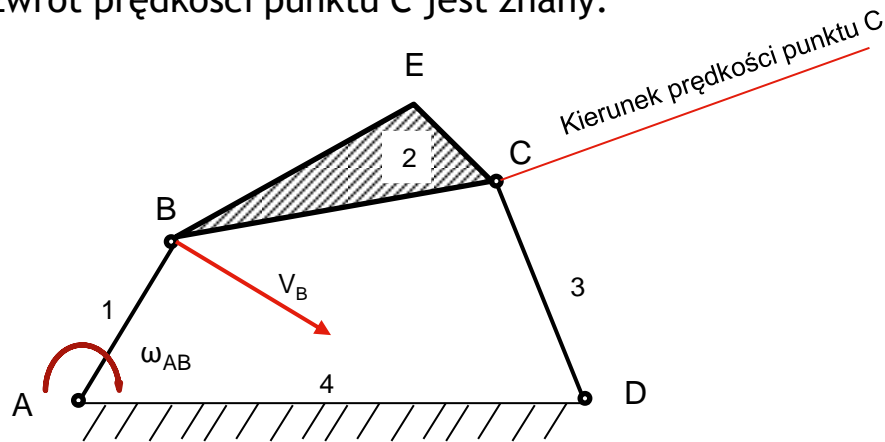
Ze względu na fakt, że człon BCE porusza się ruchem płaskim prędkość punktu C oraz E możemy zapisać w następujący sposób:

$$V_C = V_B + V_{BC}$$

oraz

$$V_E = V_B + V_{BE}$$

Kierunek i zwrot prędkości punktu C jest znany.



Dane:

ω_{AB} ; AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:

V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E

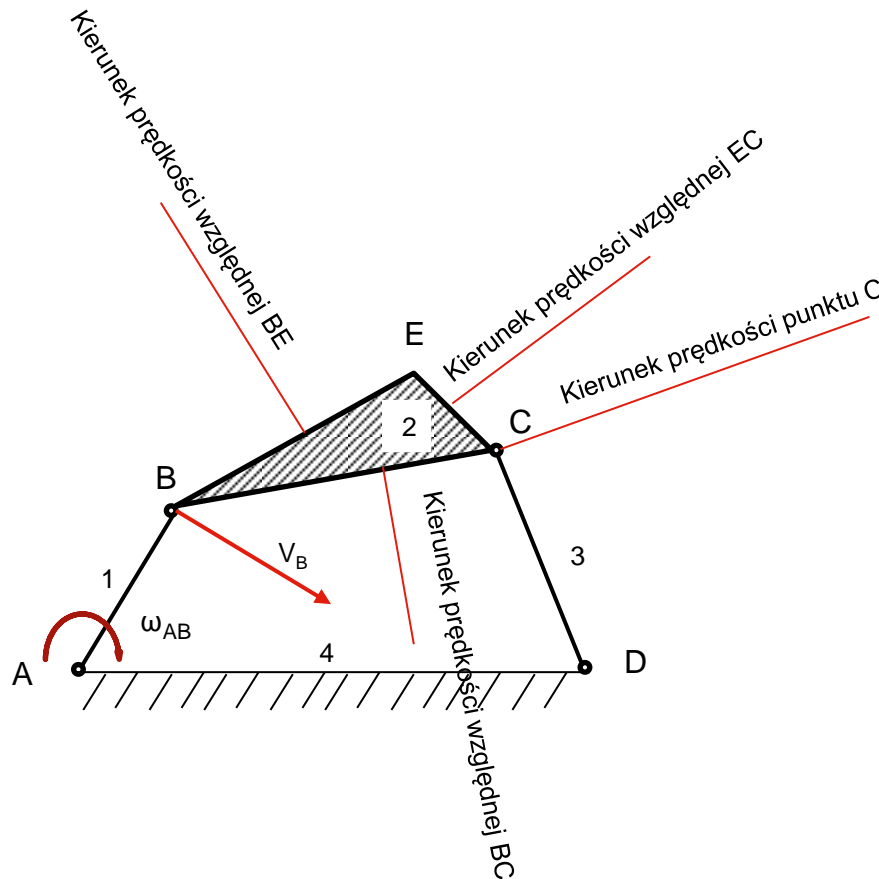


Wielobok przegubowy

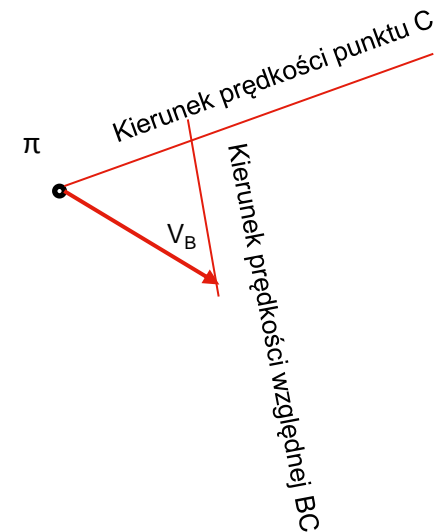
Kierunki prędkości względnych odcinków członu BC oraz EC lub BE są znane (są prostopadłe do tych odcinków).

Dane:
 ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:
 V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E



Szukane prędkości punktów rozwiązujemy metoda planu prędkości.



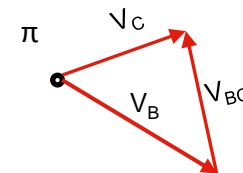
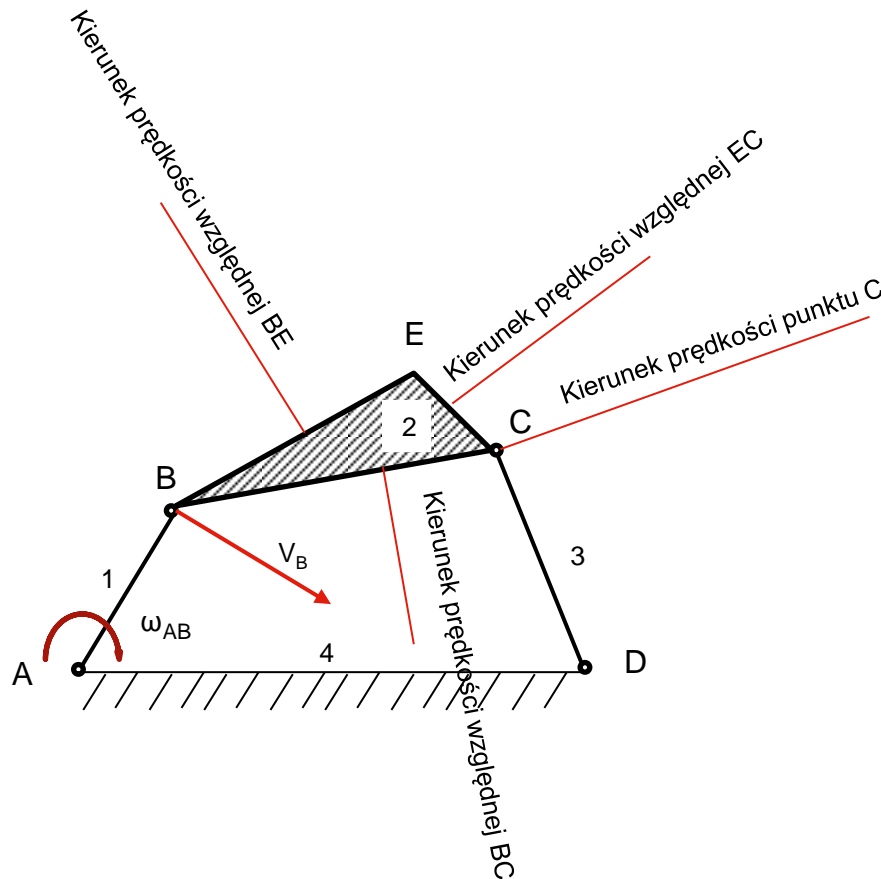


Wielobok przegubowy

Kierunki prędkości względnych odcinków członu BC oraz EC lub BE są znane (są prostopadłe do tych odcinków).

Dane:
 ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:
 V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E



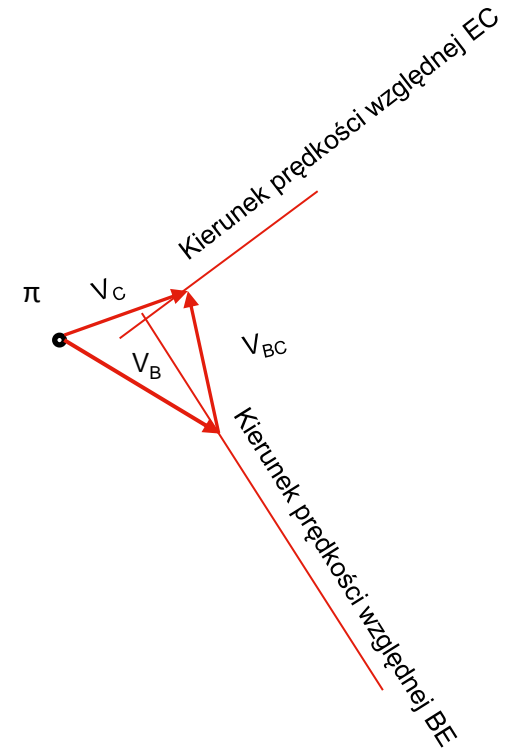
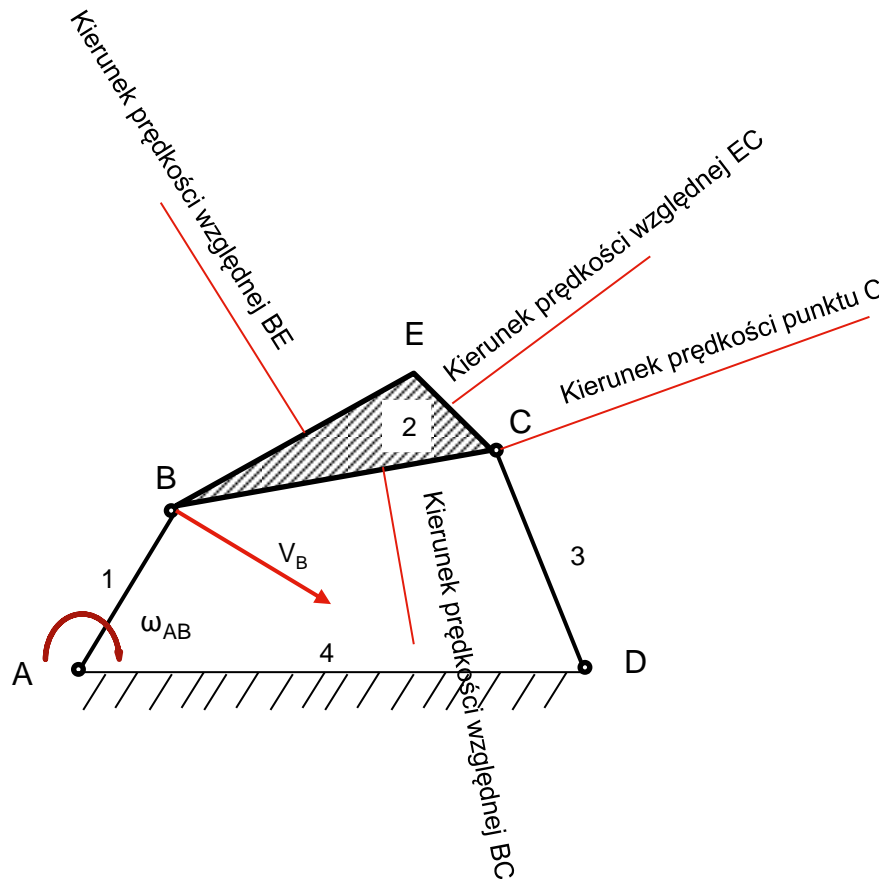


Wielobok przegubowy

Kolejno przenosząc na plan prędkości kierunki prędkości względnej odcinka EC oraz BE znajdujemy na ich przecięciu koniec wektora prędkości punktu E.

Dane:
 ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:
 V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E

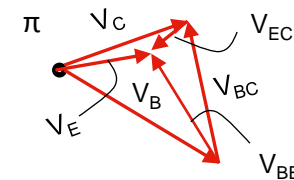
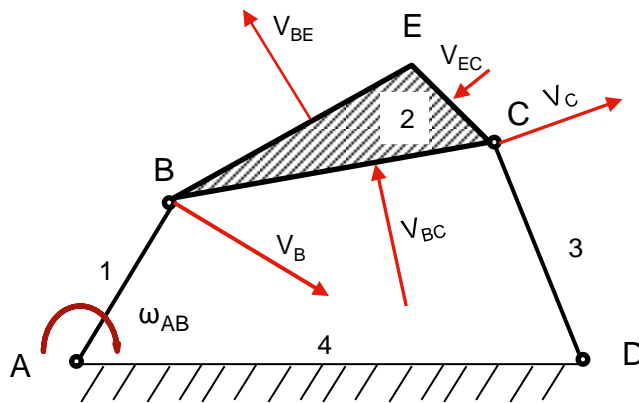


Wielobok przegubowy

Kolejno przenosząc na plan prędkości kierunki prędkości względnej odcinka EC oraz BE znajdujemy na ich przecięciu koniec wektora prędkości punktu E.

Dane:
 ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:
 V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E



Wielobok przegubowy

Sposób 2

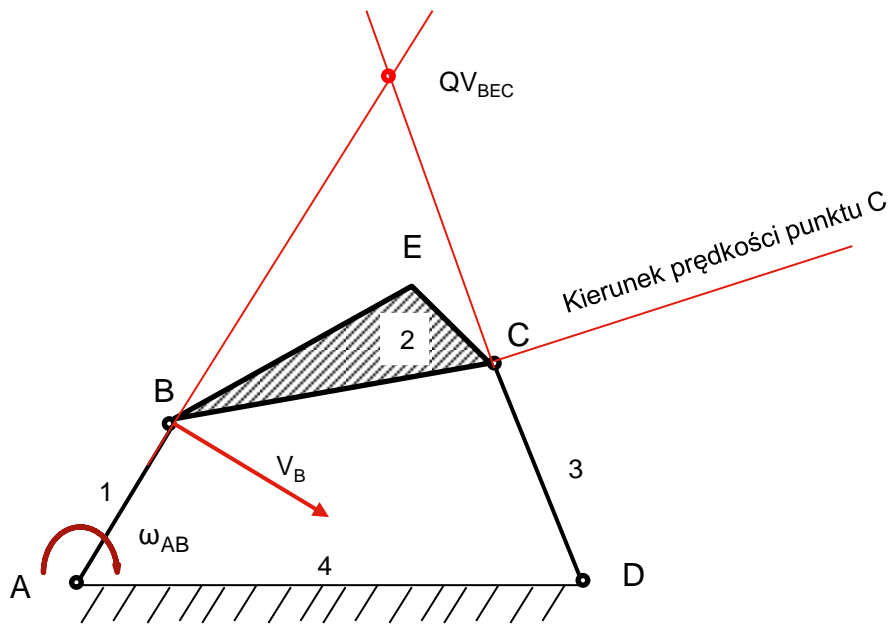
Prędkości punktów C i E możemy także wyznaczyć korzystając z twierdzenia o chwilowym środku obrotu.

Dane:

ω_{AB} ; AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:

V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E

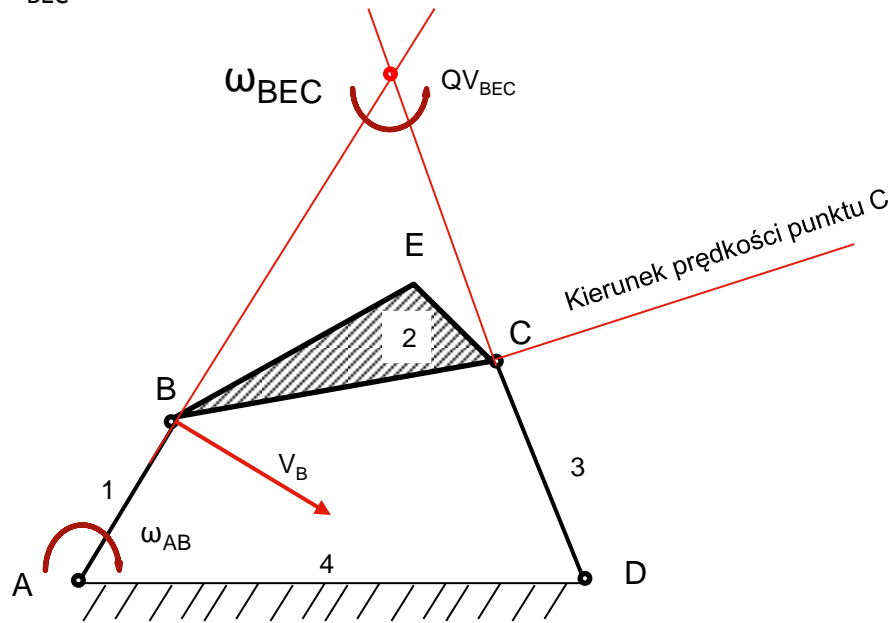




Wielobok przegubowy

Wyznaczamy prędkość kątową w chwilowym środku obrotu członu BEC.

$$\omega_{BEC} = VB / BQ_{BEC}$$



Dane:
 ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD

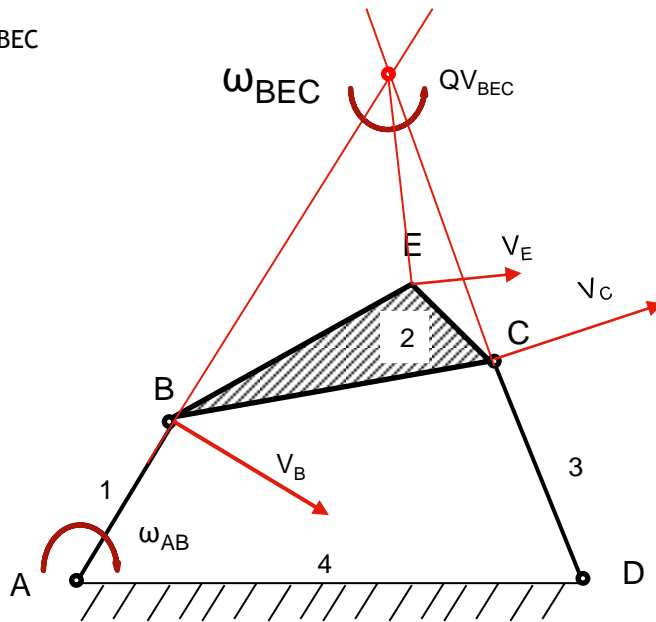
Szukane:
 V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E

Wielobok przegubowy

Zatem prędkości punktów C i E są odpowiednio równe:

$$V_C = \omega_{BEC} CQ V_{BEC}$$

$$V_E = \omega_{BEC} EQ V_{BEC}$$



Dane:

ω_{AB} ; AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:

V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E

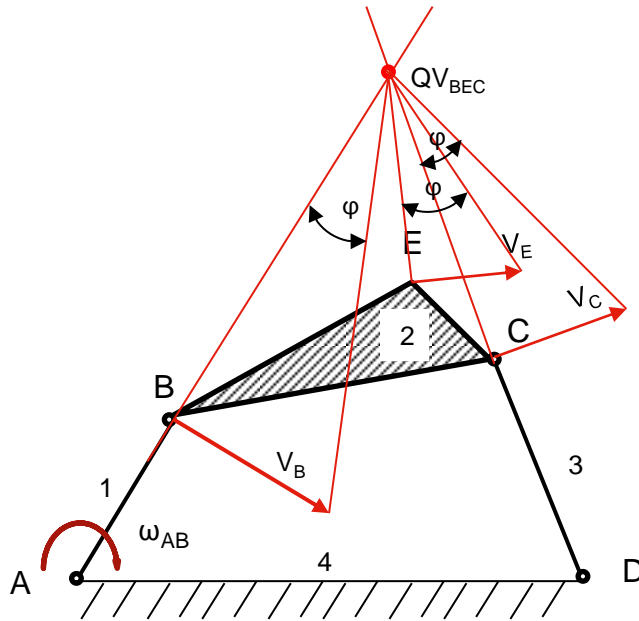


Wielobok przegubowy

Lub przy wyznaczonym kącie φ tworzącym długość wektora.

Dane:
 ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:
 V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E





Wielobok przegubowy

Sposób 3

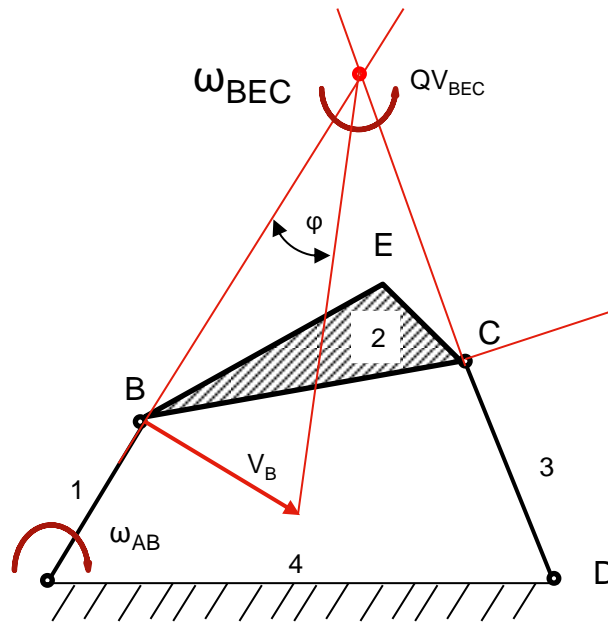
Wykorzystując pierwszą zasadę Burmestra

Dane:

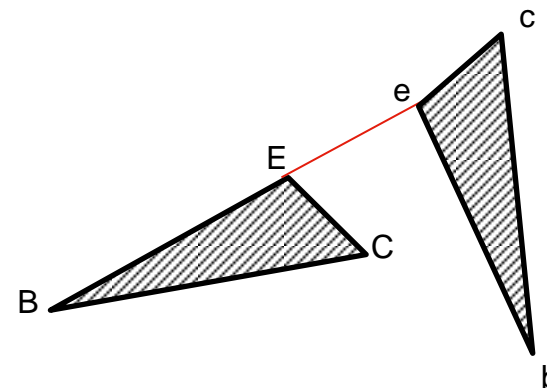
ω_{AB} ; AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:

V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E



Człon BEC obracamy o 90° zgodnie z kierunkiem prędkości kątowej chwilowego środka obrotu.





Wielobok przegubowy

Sposób 3

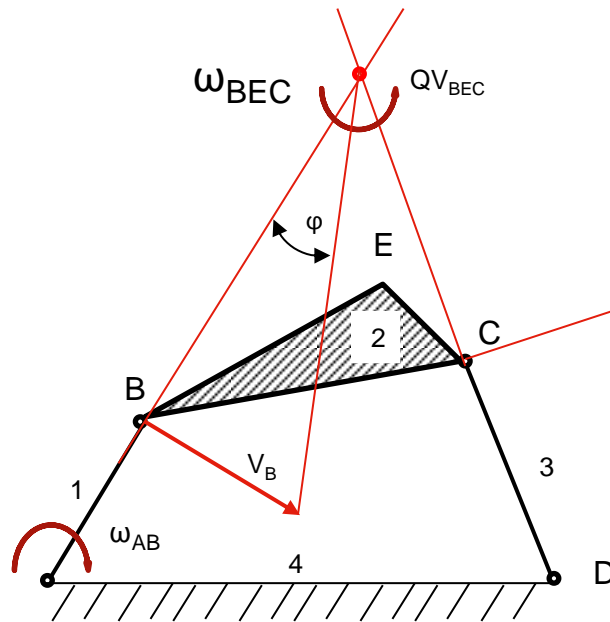
Wykorzystując pierwszą zasadę Burmestra

Dane:

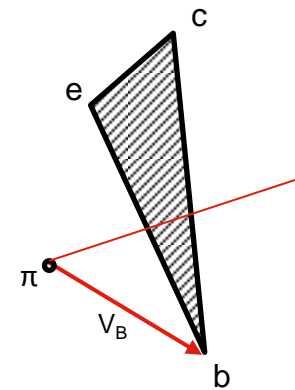
ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:

V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E



W miejsce punktu b przenosimy koniec wektora prędkości V_B . Z wyznaczonego punktu π prowadzimy kierunek prędkości punktu C.

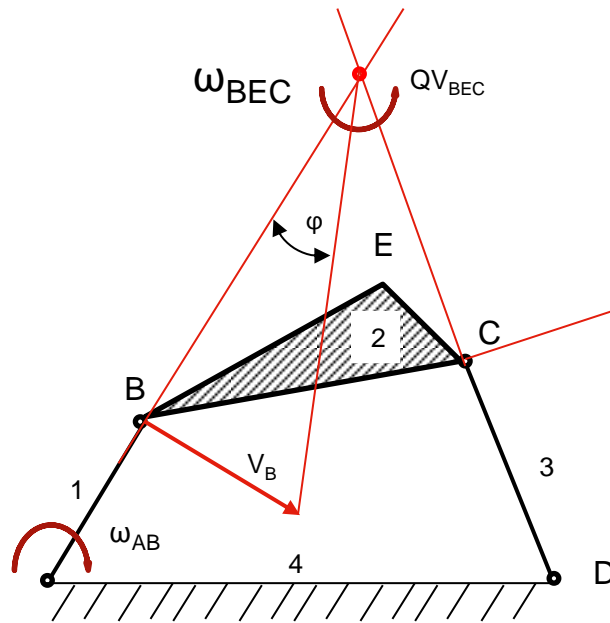




Wielobok przegubowy

Sposób 3

Wykorzystując pierwszą zasadę Burmestra



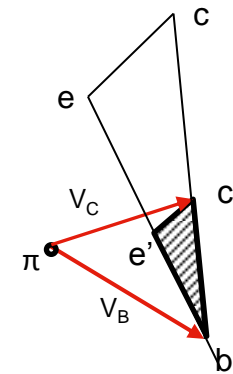
Dane:

ω_{AB} ; AB ; BC ; CB ; BE ; CD

Szukane:

V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E

Następnie skalujemy figurę ecb tak aby koniec wektora V_C zbiegał się z punktem c' .





Wielobok przegubowy

Sposób 3

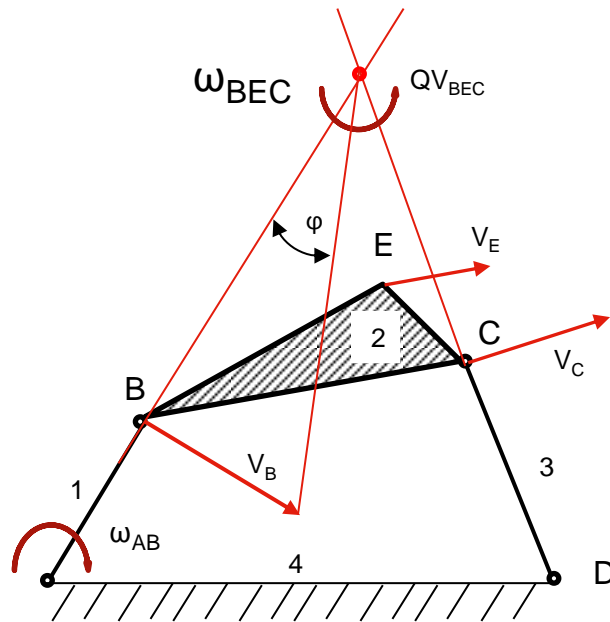
Wykorzystując pierwszą zasadę Burmestra

Dane:

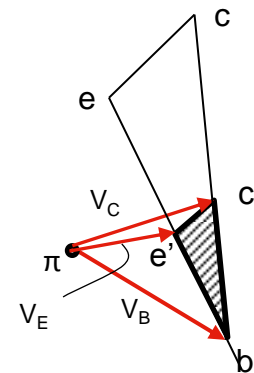
ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:

V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E



Teraz z punktu π prowadzimy wektor prędkości V_E , którego koniec łączy się z punktem e' .





Wielobok przegubowy

Sposób 3

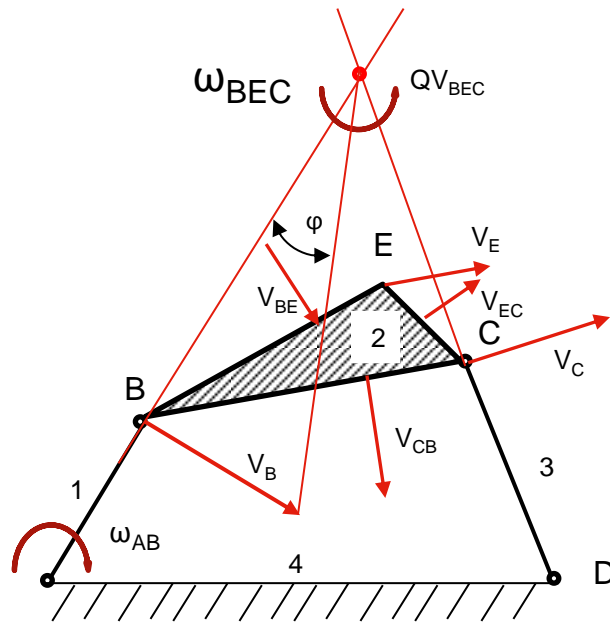
Wykorzystując pierwszą zasadę Burmestra

Dane:

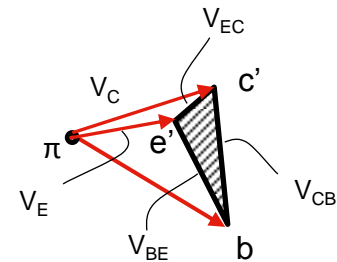
ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD

Szukane:

V_B ; V_C ; V_E ; a_B ; a_C ; a_E



Proszę zwrócić uwagę, że odcinki figury $e'c'$; $c'b$ oraz be' są wprost proporcjonalne do prędkości względnych V_{EC} ; V_{CB} oraz V_{BE} .





Wielobok przegubowy

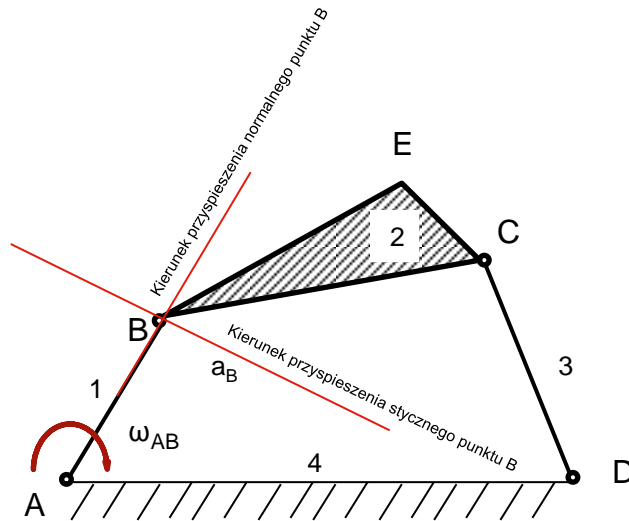
Przechodzimy teraz do wyznaczania przyspieszeń punktów E i C.

Ponieważ człon napędowy AB obraca się ze stałą prędkością kątową to składowa styczna przyspieszenia w punkcie B jest równa zero.

$$a_B^t = \varepsilon_{AB} \cdot AB = 0 \quad \text{ponieważ} \quad \varepsilon_{AB} = d\omega_{AB}/dt = 0$$

Składowa normalna przyspieszenia w punkcie B jest równa:

$$a_B^n = \omega_{AB}^2 \cdot AB$$



Dane:

ω_{AB} ; AB ; BC ; CB ; BE ; CD

V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;

ω_{BEC}

Szukane:

a_B ; a_C ; a_E

Zatem wektor wypadkowy przyspieszenia punktu B jest równy:

$$a_B = a_B^n + a_B^t = a_B^n$$

Wielobok przegubowy

Wektory przyspieszenia punktów E i C możemy zapisać jako:

$$\mathbf{a}_E = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{BE} = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{BE}^n + \mathbf{a}_{BE}^t$$

$$\mathbf{a}_C = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{BC} = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{BC}^n + \mathbf{a}_{BC}^t$$

Dane:

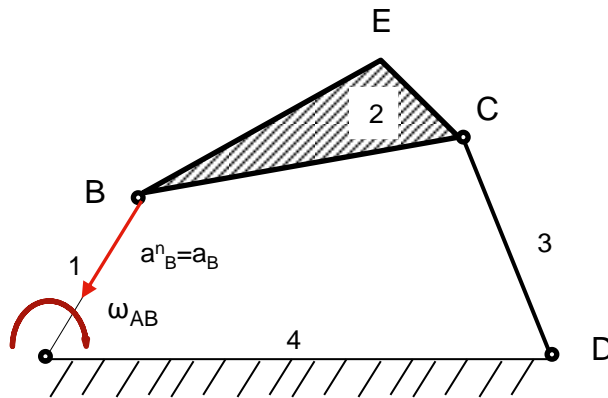
ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}

V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;

ω_{BEC}

Szukane:

\mathbf{a}_B ; \mathbf{a}_C ; \mathbf{a}_E



Wielobok przegubowy

Kierunki (styczna i normalna) przyspieszeń względnych odcinków członu BE i BC są znane

$$\mathbf{a}_E = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{BE} = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{BE}^n + \mathbf{a}_{BE}^t$$

$$\mathbf{a}_C = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{BC} = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{BC}^n + \mathbf{a}_{BC}^t$$

Dane:

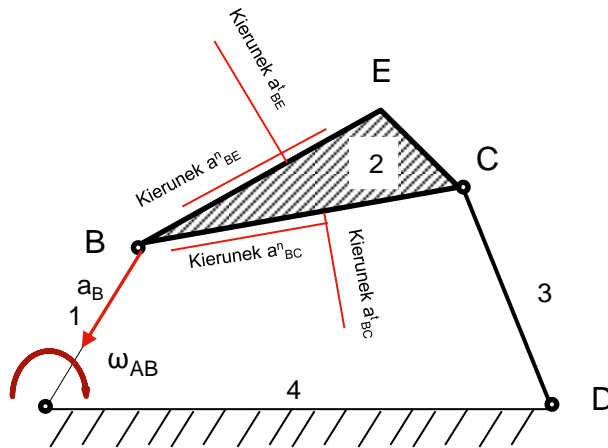
ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}

V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;

ω_{BEC}

Szukane:

\mathbf{a}_B ; \mathbf{a}_C ; \mathbf{a}_E





Wielobok przegubowy

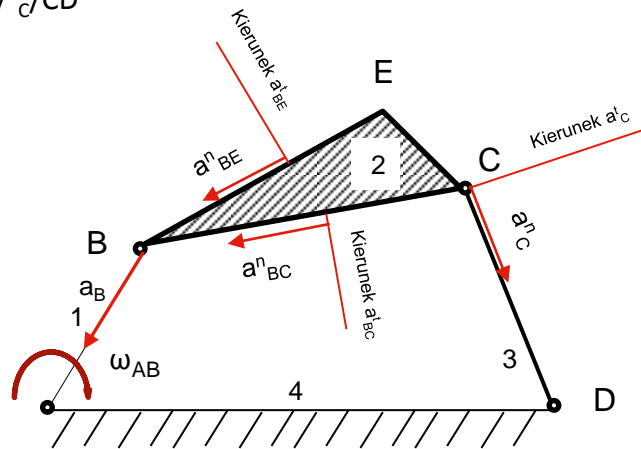
Dodatkowo znamy kierunek przyspieszenia stycznego punktu C oraz kierunek i wartość przyspieszenia normalnego punktu C.

Zatem możemy zapisać:

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

Moduł przyspieszenia normalnego punktu C jest równy:

$$a_C^n = \omega_{CD}^2 \cdot CD = v_C^2 / CD$$



Dane:
 ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}
 v_B ; v_C ; v_E ; v_{BE} ; v_{EC} ; v_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:
 a_B ; a_C ; a_E



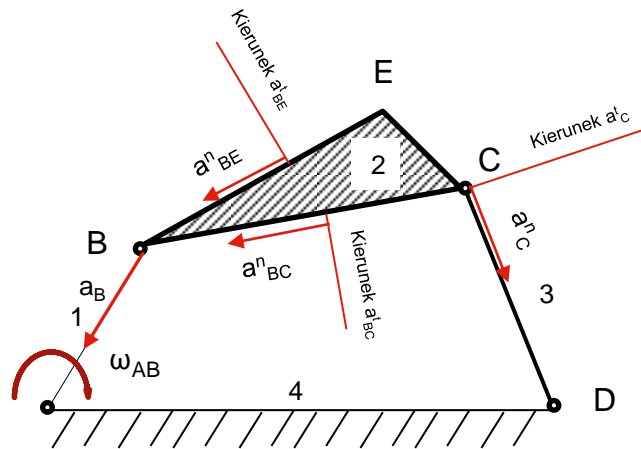
Wielobok przegubowy

Na podstawie wyznaczonych wcześniej prędkości względnych członów BC i BE
Można wyznaczyć moduły składowych normalnych przyspieszeń względnych odcinków BC i BE

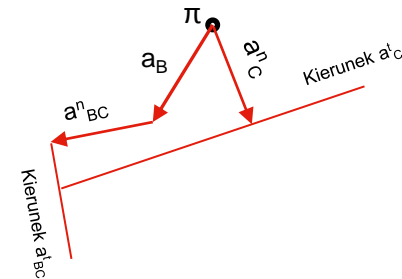
$$a_{BE}^n = \omega_{BEC}^2 \cdot BE = V_{BE}^2 / BE$$
$$a_{BC}^n = \omega_{BEC}^2 \cdot BC = V_{BC}^2 / BC$$

Dane:
 ω_{AB} ; AB ; BC ; CB ; BE ; CD
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:
 a_B ; a_C ; a_E



Przyspieszenie punktu C wyznaczamy metodą planu.



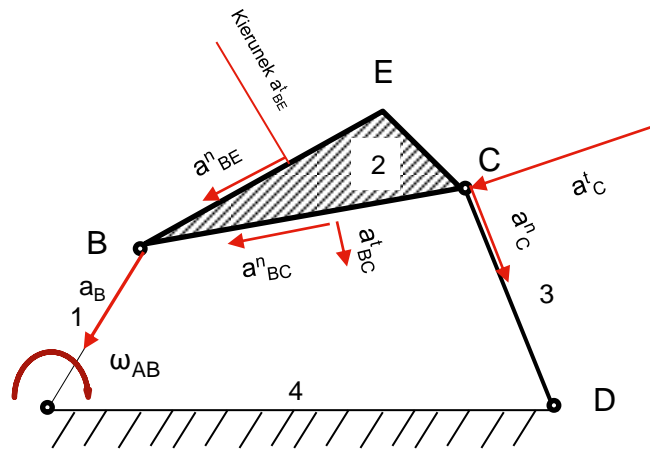


Wielobok przegubowy

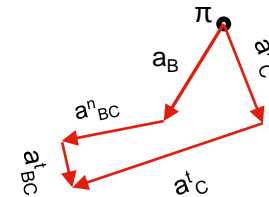
Teraz możemy wyznaczyć moduły wektorów przyspieszenia stycznego a_{BC}^t i a_C^t

Dane:
 ω_{AB} ; AB ; BC ; CB ; BE ; CD
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:
 a_B ; a_C ; a_E



Przyspieszenie punktu C wyznaczamy metoda planu



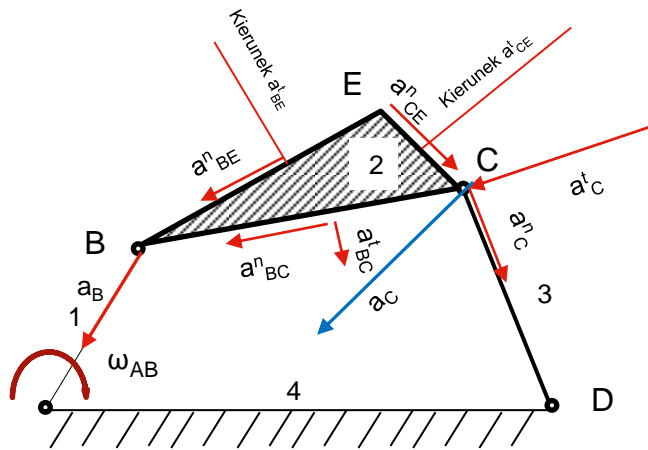


Wielobok przegubowy

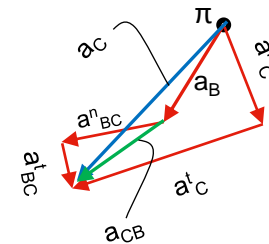
Kolejno wyznaczamy graficznie przyspieszenie względne członu a_{BC} oraz przyspieszenie wypadkowe punktu a_C

Dane:
 ω_{AB} AB; BC; CB; BE; CD
 V_B ; V_C ; V_E V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:
 a_B ; a_C ; a_E



Przyspieszenie punktu C wyznaczamy metodą planu





Wielobok przegubowy

Teraz przechodzimy do wyznaczania przyspieszenia punktów C i E zgodnie ze zapisem wektorowym

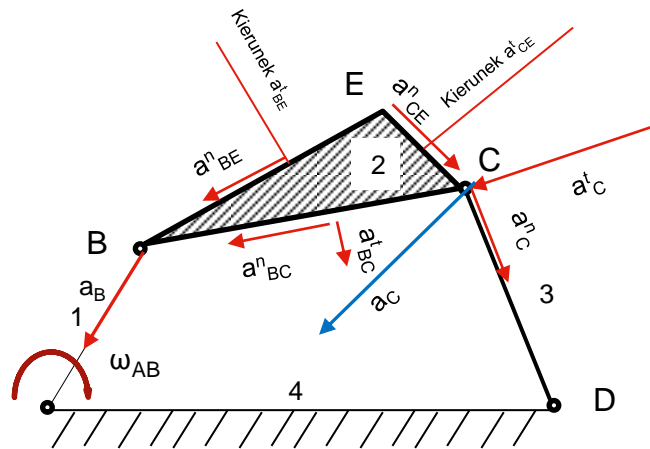
$$a_E = a_B + a_{BE} = a_B + a^n_{BE} + a^t_{BE}$$

$$a_E = a_C + a_{CE} = a_C + a^n_{CE} + a^t_{CE}$$

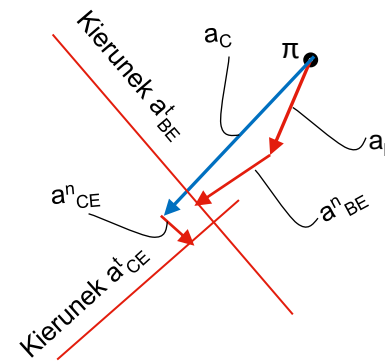
Wartości modułów przyspieszeń normalnych odcinków BE i BC są znane

Dane:
 ω_{AB} ; AB; BC; CB; BE; CD
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:
 a_B ; a_C ; a_E



Z końców wektorów a^n_{BE} i a^n_{CE} kreślimy kierunki prędkości stycznych tych odcinków

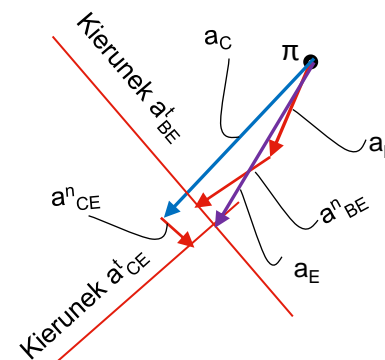
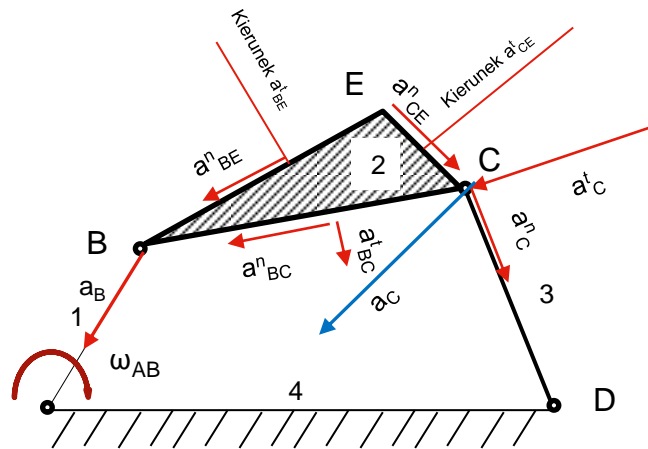


Wielobok przegubowy

Przecięcie kierunków a_{BE}^t i a_{CE}^t wyznaczają koniec wektora przyspieszenia punktu E, który łączymy z punktem biegunowym π ,

Dane:
 ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:
 a_B ; a_C ; a_E



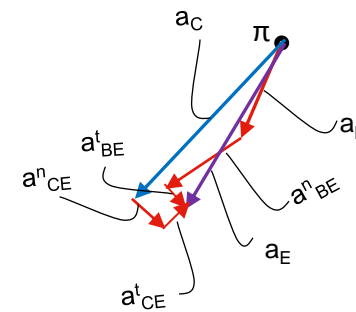
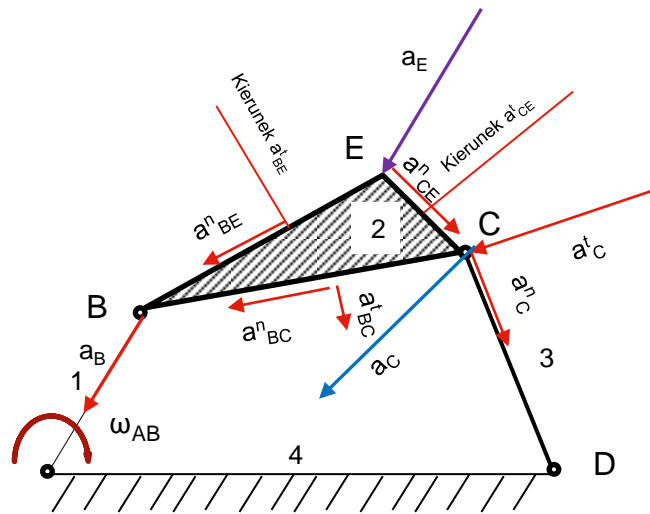


Wielobok przegubowy

Punkt końcowy wektora przyspieszenia a_E wyznacza moduły prędkości stycznych a_{CE}^t i a_{BE}^t .

Dane:
 ω_{AB} ; AB ; BC ; CB ; BE ; CD
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:
 a_B ; a_C ; a_E



Wielobok przegubowy

Sposób 2

Przyspieszenie punktu E wyznaczmy wykorzystując drugiej zasady Burmestra. W pierwszej kolejności musimy wyznaczyć położenie chwilowego środka przyspieszeń członu BCE.

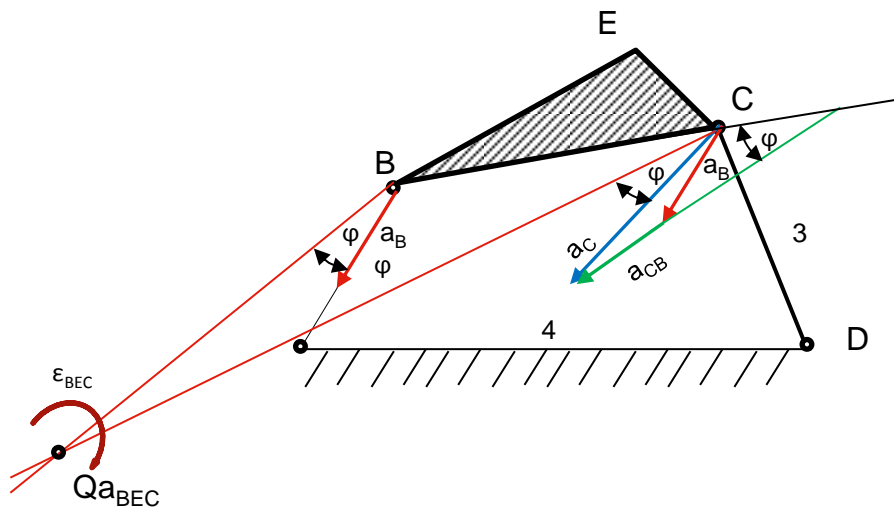
Określamy położenie wektora prędkości względnej odcinka CB. Przedłużenie tego wektora prowadzimy do przecięcia z odcinkiem BC. Określamy wartość kąta φ jaki tworzy wektor a_{CB} z docinkiem BC. Kolejno przenosimy wartości tego kąta odpowiednio na wektory przyspieszeń punktów B i C po czym prowadzimy linie wodzące tych wektorów. Przecięcie linii wodzących wyznacza położenie chwilowego środka przyspieszeń Q_{aBCE} .

Dane:

ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:

a_B ; a_C ; a_E





Wielobok przegubowy

Sposób 2

Człon BEC obracamy o kąt $180-\varphi$ zgodnie z kierunkiem przyspieszenia kąowego w chwilowym środku przyspieszeń.

Dane:

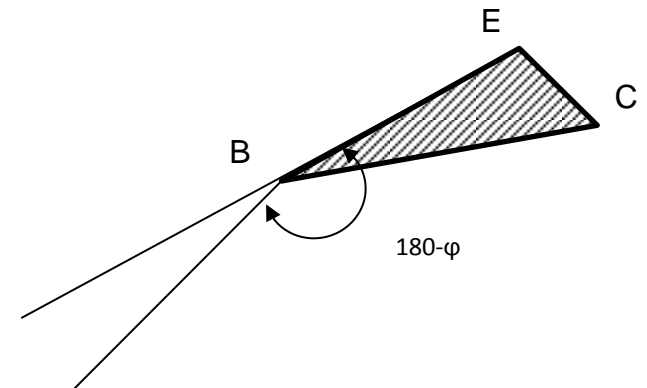
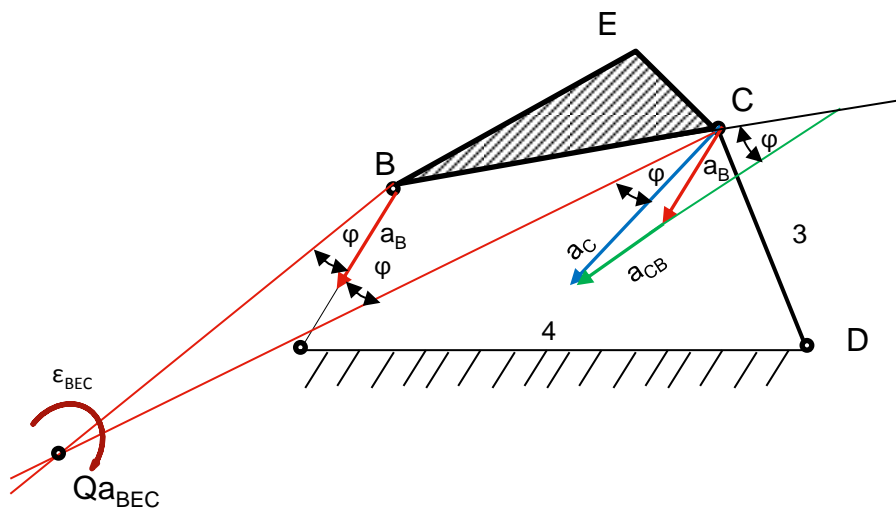
ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}

V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB}

ω_{BEC}

Szukane:

a_B ; a_C ; a_E





Wielobok przegubowy

Sposób 2

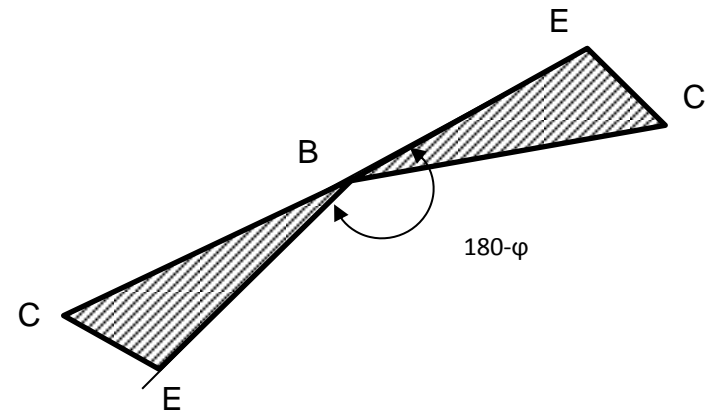
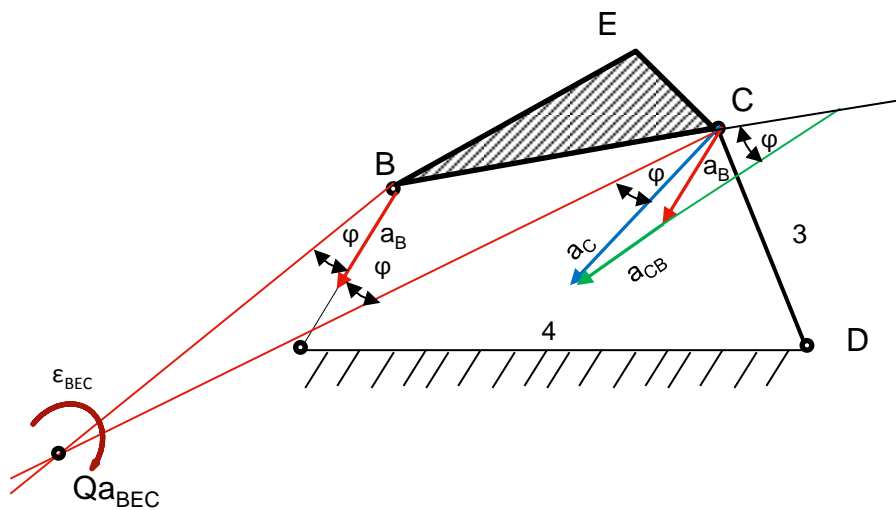
Człon BEC obracamy o kąt $180-\varphi$ zgodnie z kierunkiem przyspieszenia kąowego w chwilowym środku przyspieszeń.

Dane:

ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:

a_B ; a_C ; a_E





Wielobok przegubowy

Sposób 2

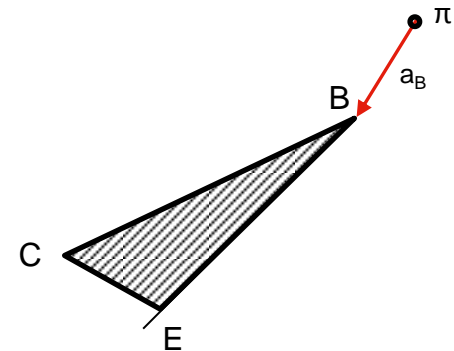
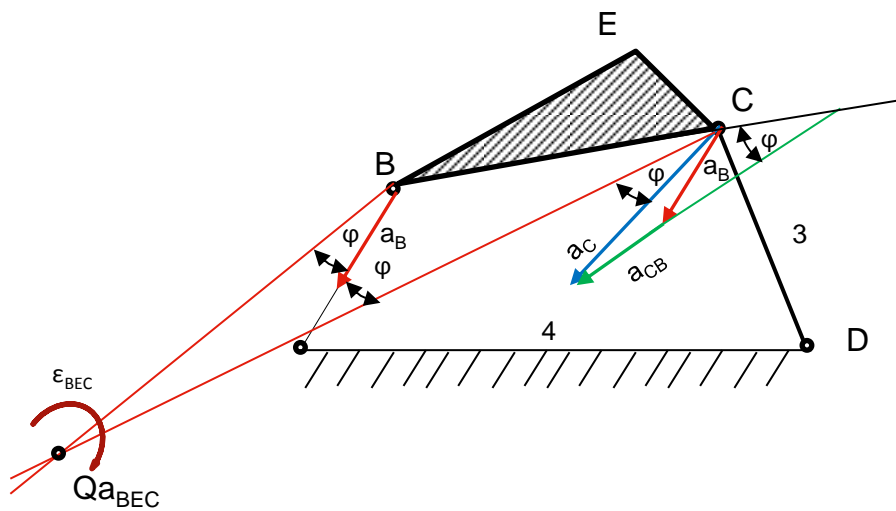
Na tak przygotowanej figurze w miejsce punktu B przykładamy koniec wektora a_B , którego początek wyznacza punkt biegunowy π .

Dane:

ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB}
 ω_{BEC}

Szukane:

a_B ; a_C ; a_E





Wielobok przegubowy

Sposób 2

Do punktu biegunowego π przykładamy początek wektora a_c

Dane:

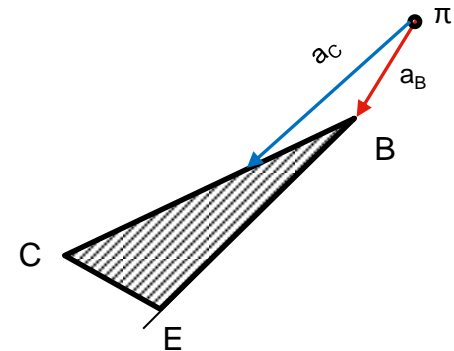
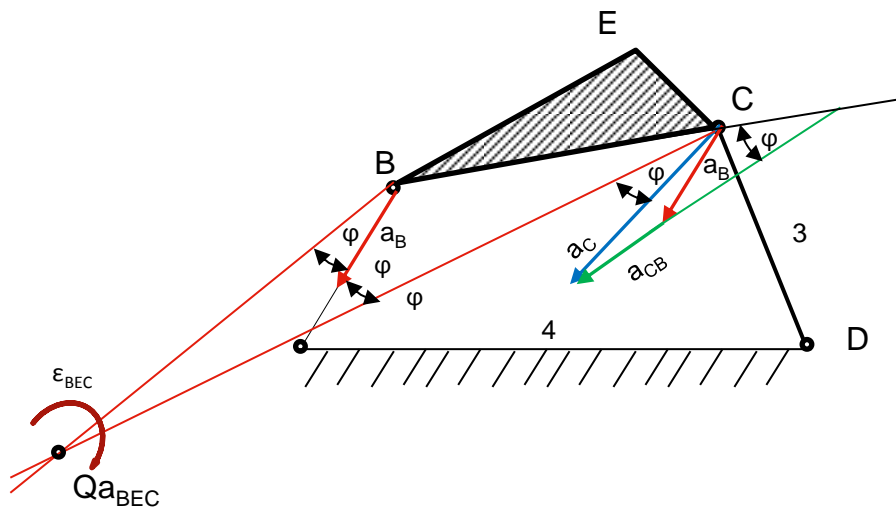
ω_{AB} ; AB ; BC ; CB ; BE ; CD

V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;

ω_{BEC}

Szukane:

a_B ; a_C ; a_E





Wielobok przegubowy

Sposób 2

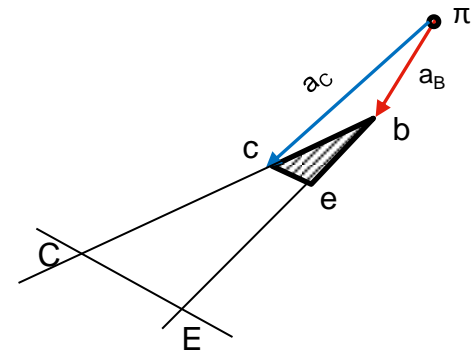
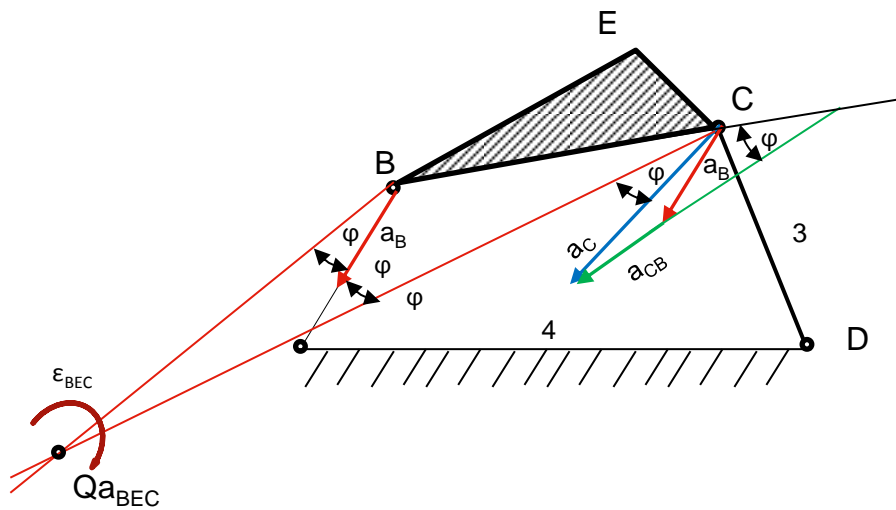
Obrócony człon BCE musimy odpowiednio zmniejszyć tak aby koniec wektora a_C znajdował się w punkcie C członu.

Dane:

ω_{AB} ; AB ; BC ; CB ; BE ; CD
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:

a_B ; a_C ; a_E





Wielobok przegubowy

Sposób 2

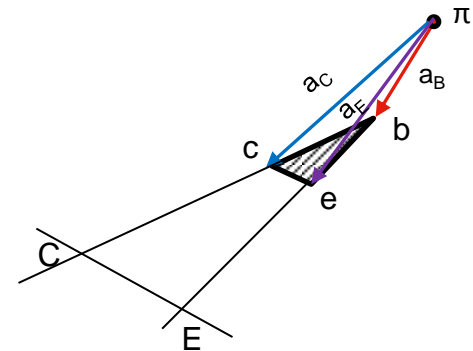
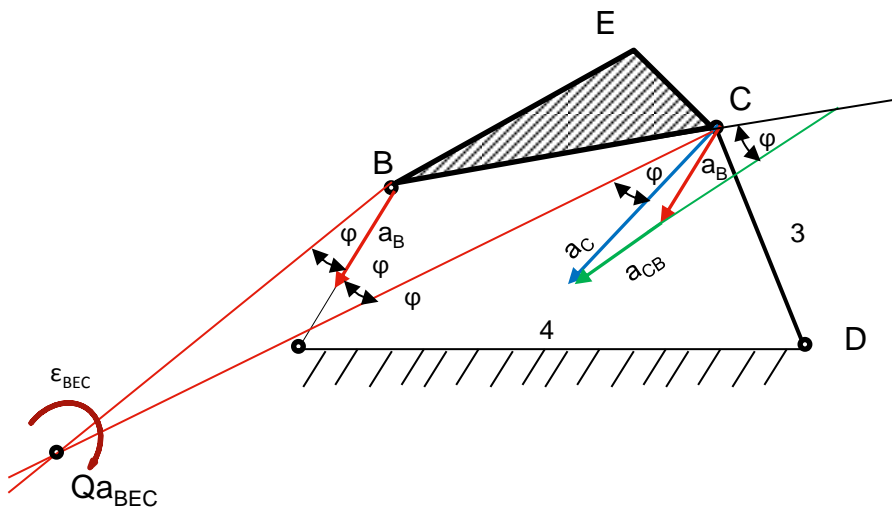
Po połączeniu punktu biegunowego π oraz punktu e wyznaczamy wektor przyspieszenia a_E

Dane:

ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB}
 ω_{BEC}

Szukane:

a_B ; a_C ; a_E





Wielobok przegubowy

Sposób 2

Długości odcinków figury bce wyznaczają odpowiednio wektory prędkości względnych (oczywiście po przyjęciu odpowiednich podziałek rysunkowych)

$$ce = a_{CE} \cdot K_a$$

$$be = a_{BE} \cdot K_a$$

$$bc = a_{BC} \cdot K_a$$

Dane:

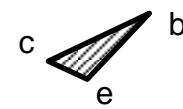
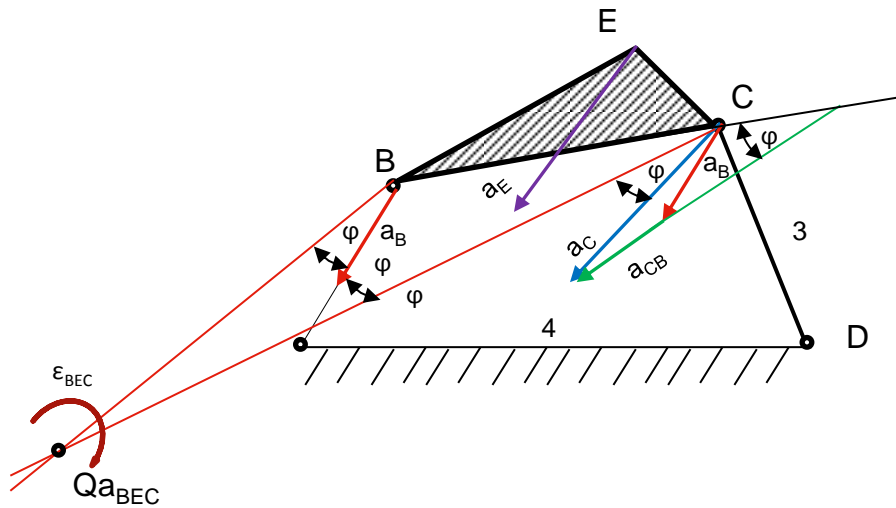
ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}

V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB}

ω_{BEC}

Szukane:

a_B ; a_C ; a_E





Wielobok przegubowy

Sposób 2

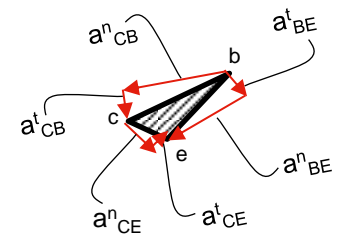
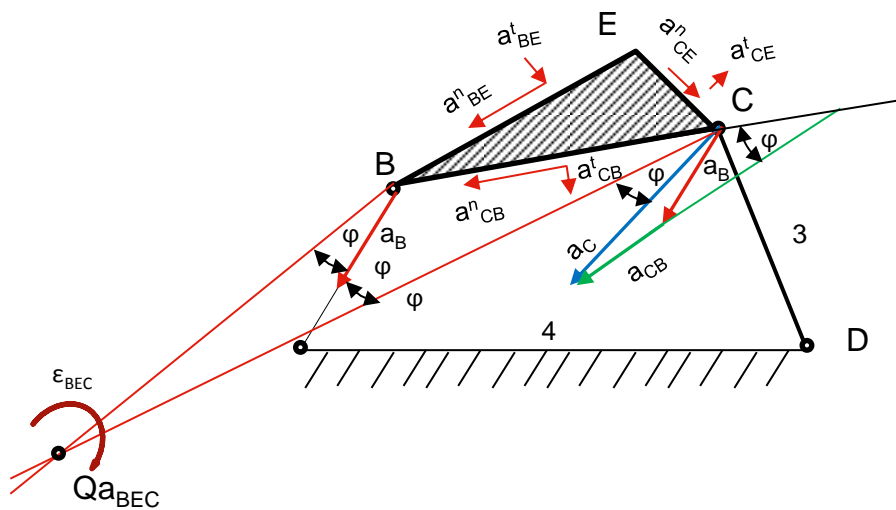
Na bazie figury cbe wyznaczamy także składową styczną i normalną wektorów względnych przyspieszeń poszczególnych odcinków członu BCE.

Dane:

ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

Szukane:

a_B ; a_C ; a_E

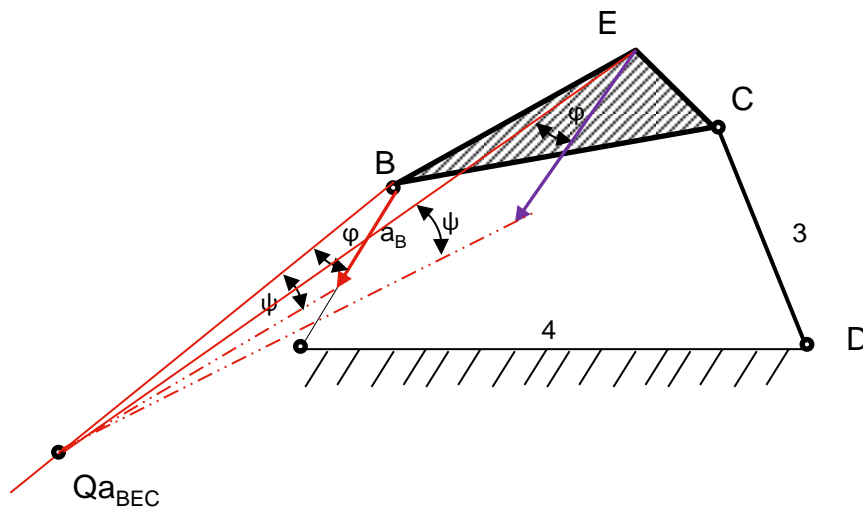


Wielobok przegubowy

Po uprzednim wyznaczeniu chwilowego środka przyspieszeń członu BCE, przyspieszenie punktu E można także wyznaczyć korzystając z zależności, która mówi że wektory przyspieszeń widziane z punktu chwilowego środka przyspieszeń tworzą ten sam kąt ψ .

Dane:
 ω_{AB} ; ω_{BC} ; ω_{CB} ; ω_{BE} ; ω_{CD}
 V_B ; V_C ; V_E ; V_{BE} ; V_{EC} ; V_{CB} ;
 ω_{BEC}

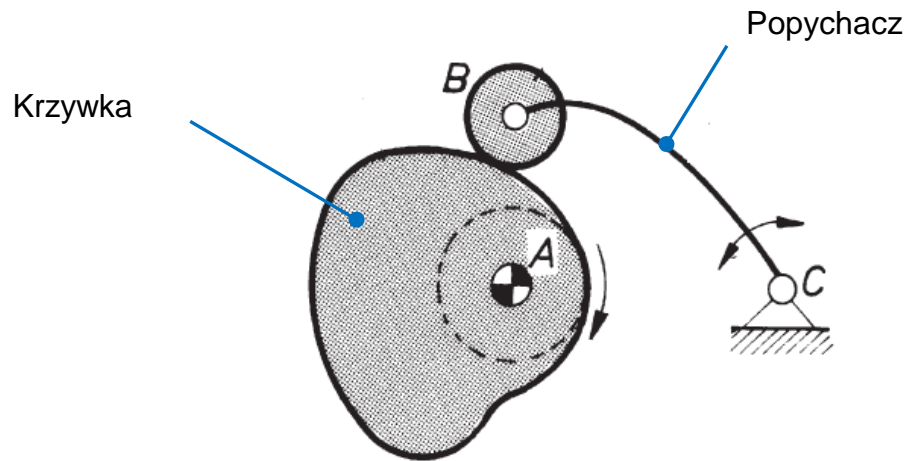
Szukane:
 a_B ; a_C ; a_E



Mechanizmy z parami wyższymi

Mechanizmy krzywkowe

Dwa zasadnicze elementy mechanizmu krzywkowego to krzywka pełniący rolę członu czynnego oraz popychacz pełniący rolę członu biernego. Mechanizmy krzywkowe realizują zmianę dowolnego ruchu członu czynnego na dowolny ruch członu biernego.

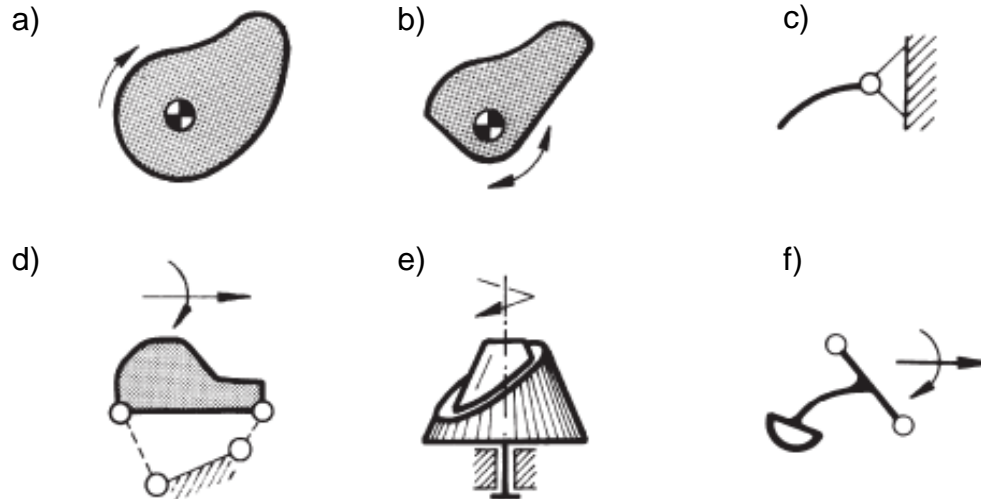


Z reguły złożony kształt krzywki wykonującej ruch obrotowy wywołując ściśle określony ruch (wahadłowy lub posuwisto-zwrotny) popychacza. Dzięki temu można realizować dowolnie pożądaną charakterystykę ruchu mechanizmów.

Mechanizmy krzywkowe

Podziału mechanizmów krzywkowych można dokonać w oparciu o podstawowe ich cechy takie jak:

1. Rodzaj ruchu jaki wykonuje dany element tego mechanizmu

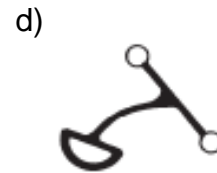
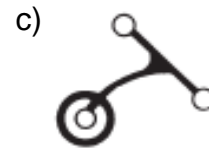
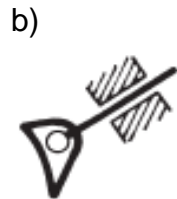
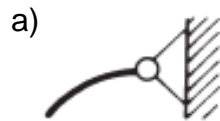


a) obrotowy ruch krzywki, b) wahadłowy ruch krzywki, c) wahadłowy ruch popychacza, d) złożony ruch płaski krzywki, e) śrubowy ruch krzywki, f) złożony ruch płaski popychacza.



Mechanizmy krzywkowe

2. Sposób zakończenia popychaczy

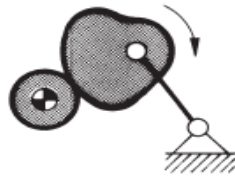


a) zakończenie ostrzem, b) zakończenie członem pośredniczącym, c) zakończenie rolką d) zakończenie talerzykiem

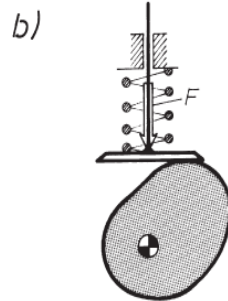
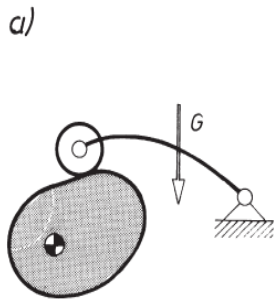
Mechanizmy krzywkowe

3. Ze względu na rodzaj zapewnienia kontaktu

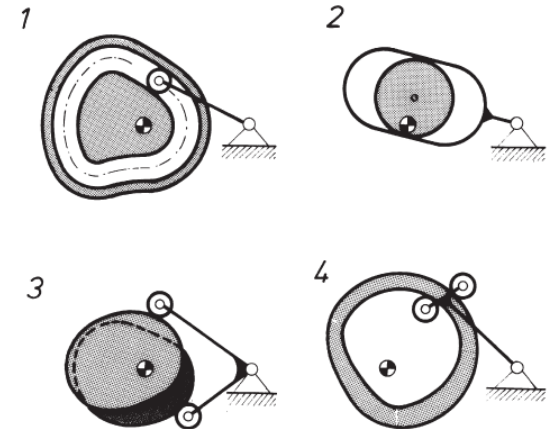
3.1. Otwarte



3.2. Zamknięte siłowo (grawitacyjnie lub sprężyną)

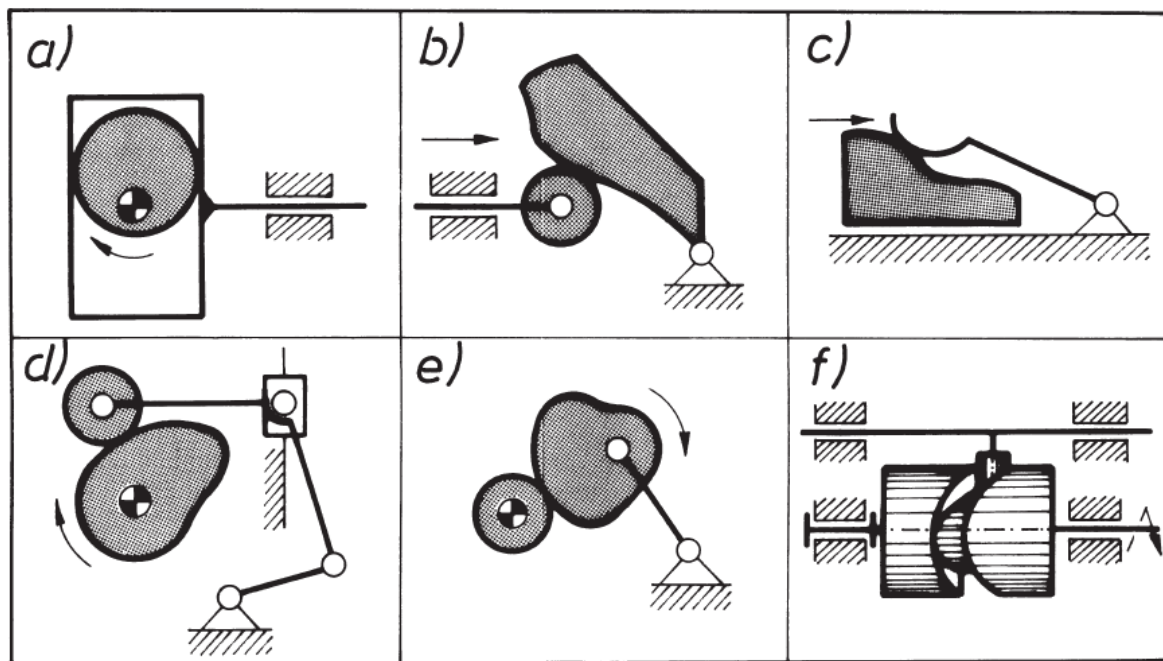


3.3. Zamknięte kinematycznie



Mechanizmy krzywkowe

Skojarzenie cech tworzy bardzo różną gamę mechanizmów

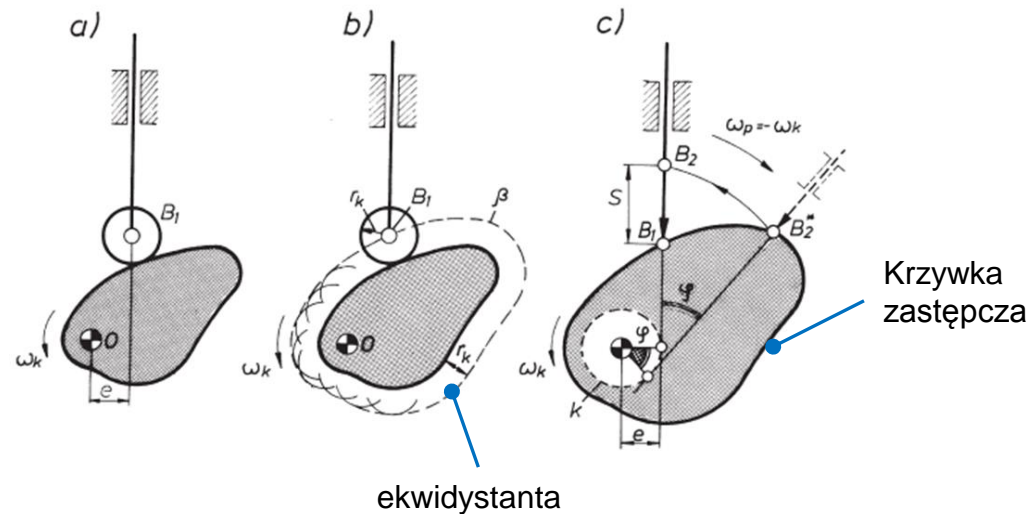


Mechanizmy krzywkowe

Podstawowe parametry kinematyczne mechanizmu krzywkowego

1. *Ekwidystanta*

Jest to krzywa równoległa do zarysu krzywki wykreślona przez środkowy punkt krążka popychacza w układzie współrzędnych krzywki.

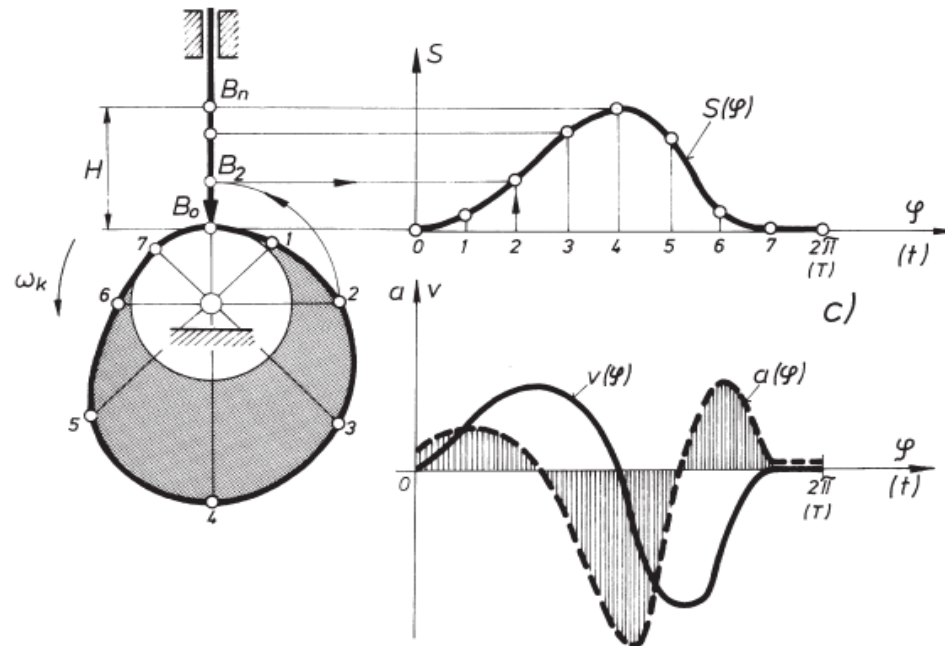


Wykreślenie ekwidystanty pozwala przyjąć kinematycznie równoważny mechanizm krzywkowy, w którym zarys krzywki zastępuje się zarysem ekwidystanty a rolkowy popychacz zastępuje się popychaczem zakończonym ostrzem.

Mechanizmy krzywkowe

Podstawowe parametry kinematyczne mechanizmu krzywkowego

Po przyjęciu takiego układu zastępczego jego analizę kinematyczną przeprowadza się zazwyczaj graficznie np. metodą stycznych.



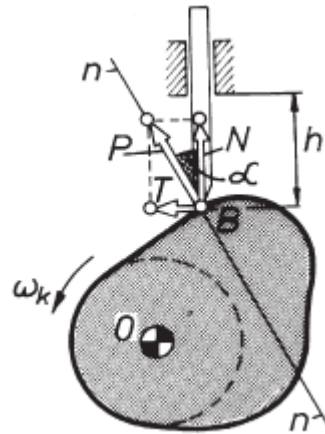
Mechanizmy krzywkowe

Podstawowe parametry kinematyczne mechanizmu krzywkowego

2. *Kąt nacisku*

Jest to kąt utworzony pomiędzy siłą normalną P do powierzchni styku krzywki z popychaczem a siłą poprzeczną T działającą na końcówkę popychacza.

$$T/P = \sin \alpha$$



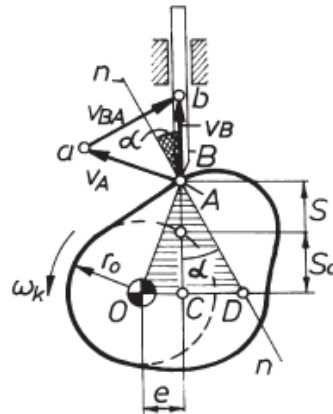


Mechanizmy krzywkowe

Podstawowe parametry kinematyczne mechanizmu krzywkowego

2. Kąt nacisku

Po przyjęciu pewnych zależności kinematycznych i trygonometrycznych:



$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{CD}{AC} = \frac{OD - e}{AC},$$

gdzie

$$AC = S_o + S = \sqrt{r_o^2 - e^2} + S$$

Po uwzględnieniu, że

$$v_B/v_A = OD/OA$$

oraz

$$v_A = \omega OA; \quad v_B = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\varphi} \omega;$$

gdzie φ – kąt obrotu krzywki

$$OD = \frac{dS}{d\varphi}$$

Ostatecznie chwilową wartość kąta nacisku można wyrazić jako:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{dS}{d\varphi} - e}{\sqrt{r_o^2 - e^2} + S}.$$

Z zależności tej wynika, że chwilowa wartość kąta nacisku zależy głównie od charakterystyki ruchu (kształt krzywki) oraz jej parametrów konstrukcyjnych tj. promienia krzywki r_o i mimośrodowości e . Im większa wartość kąta nacisku tym większa wartość składowej stycznej siły, która wywołuje zginanie popychacza oraz generuje niepożądane siły tarcia w prowadnicy przyspieszając jej zużycie.



Dziękuję za uwagę