

Andrzej GRZYB

OPTYMALIZACJA SPRZĘGŁA DO UKŁADU NAPĘDOWEGO LOKOMOTYWY

Streszczenie. W pracy przedstawiono optymalizację kinematyczną wybranego sprzęgła ciągłego przeznaczonego do układu napędowego lokomotywy z usprężynowanymi względem zestawów kołowych silnikami trakcyjnymi. Wykorzystano, wyznaczone w pracy [5] przez zastosowanie szeregów potęgowych małego parametru, przybliżone analityczne rozwiązania układu nieliniowych równań algebraicznych opisujących mechanizm sprzęgła. Optymalizację wykonano w ogólniejszym przypadku i częściowo inną metodą (analityczno-numeryczną) niż w cytowanej pracy, otrzymując potwierdzenie wcześniejszych wyników.

OPTIMIZATION OF A COUPLING OF LOCOMOTIVE DRIVE SYSTEM

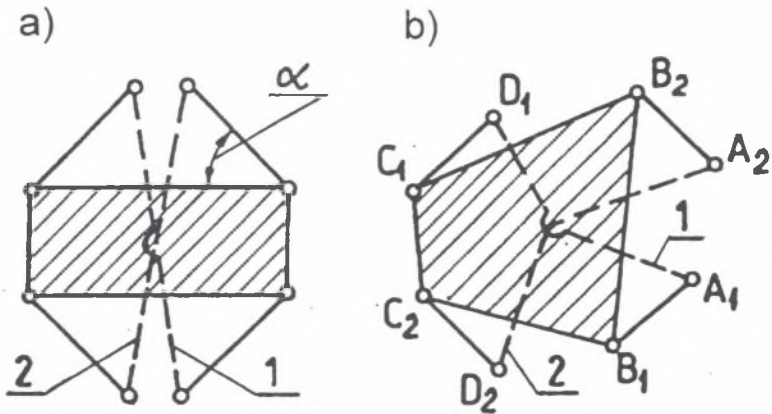
Summary. This paper is devoted to the mathematical determination of the optimal parameters of a chosen assigned for a locomotive drive system with motors mounted on springs. The analysis is performed done in a moving reference frame connected with the wheel of the vehicle and then, in view of the acceleration of the centre of yoke, in an absolute system connected with the vehicle in motion, that is with a rotating mechanism. Making use of the equations derived in this work and determining the kinematic properties of a pull rod coupling, kinematics optimisation of the mechanism is carried out. The optimal dimensions and angles of coupling are selected.

1. WSTĘP

Układy napędowe lokomotyw elektrycznych o dużych mocach i prędkościach jazdy charakteryzuje osadzenie elektrycznych silników trakcyjnych oraz przekładni zębatych w ostoi nadwozia lub części w ramie wózka. Często w tych układach stosuje się wał drążony łożyskowy w kadłubie silnika, obejmujący z odpowiednim luzem wał osiowy zestawu kołowego. Przenoszenie momentu napędowego z silnika na zestawy kołowe przemieszczające się podczas jazdy względem nadwozia lub ramy wózka oraz skompensowanie najogólniej pojętej

niewspółosiowości łączonych wałów zapewniają odpowiednie sprzęgła. Stanowią one zwykle mechanizmy o złożonej strukturze z podatnymi więzami i członami. Wymagany jest nie tylko wybór odpowiedniego sprzęgła kompensującego, ale również optymalny dobór jego parametrów.

Problemy wyboru sprzęgła kompensującego szeroko rozpatrzono w pracach [od 5 do 9, 11 i 12]. Zagadnienia optymalnego doboru parametrów określonego typu sprzęgła rozważono w pracach [3, 5, 11 i 14]. Analizę i dobór wzajemnego ustawienia sprzęgieł w układzie napędowym przedstawiono w [1 i 10].



Rys. 1. Przykładowe schematy kinematyczne sprzęgieł
Fig. 1. Samples of coupling kinematic scheme

Do analizy przyjmujemy sprzęgło o schemacie kinematycznym przedstawionym na rys. 1b. Rozważamy je jako mechanizm płaski bez elementów podatnych, czyli przy uproszczeniu polegającym na przyjęciu tylko równoległego przemieszczania się osi łączonych wałów. Na rys. 1 elementy napędzające oznaczono cyframi 1, a cyframi 2 elementy napędzane. W sprzęgłe tym możliwe jest uzyskanie stałego przełożenia pomiędzy łączonymi wałami, w warunkach zmiennej w czasie odległości $e = e(t)$ ich osi, metodą właściwego doboru wartości parametrów wymiarowych [2, 3 i 5]. Warunkiem jest spełnienie zależności wektorowych:

$$\overline{A_1B_1} = \overline{D_1C_1}, \quad i = 1, 2.$$

Z powyższej zależności wynika, że czworokąty $A_1B_1C_1D_1$ oraz $A_2B_2C_2D_2$ są równoległobokami, w związku z czym kąt pomiędzy odcinkami A_1D_1 (odcinek związany z wałem napędzającym) i A_2D_2 (związany z wałem napędzanym) przy zmianach odległości e , jest stały w czasie.

Stosowane w krajowych lokomotywach sprzęgło typu Alsthom (rys. 1a), przy stałym e oraz kącie α nachylenia cięgieł wynoszącym 45° , zapewnia stałe przełożenie [13], jednak przy wielkości e zmiennej w czasie przełożenie to jest również zmienne.

W sprzęgłach o zmiennej w czasie odległości pomiędzy osiami wałów występują różnice w prędkościach kątowych tych wałów wywołujące wymuszone drgania skrętne układu mechanicznego. Wzbudzone drgania powodują pogorszenie cech użytkowych układu (w tym zmniejszenie jego trwałości), szczególnie przy zwiększonych prędkościach jazdy. Zatem po-

žadane jest stosowanie w układach napędowych sprzęgieł bez tej wady, zwanych równobieżnymi lub synchronicznymi.

W analizie sprzęgieł, które cechuje nieliniowość geometryczna, wykorzystuje się zwykle do rozwiązywania równań metody małego parametru oparte na wykorzystaniu małych wartości odległości osi wałów w odniesieniu do wymiarów mechanizmu [4]. Ścisłe rozwiązania równań są trudne do wyznaczenia i nieefektywne w analizie.

Celem pracy jest wyznaczenie optymalnych parametrów sprzęgła równobieżnego o schemacie jak na rys. 1b, zasługującego na rozpowszechnienie, stanowiących podstawę do opracowania projektu rozwiązania konstrukcyjnego.

W przyjętym płaskim modelu sprzęgła brak elementów podatnych w parach kinematycznych mechanizmu, ogniwa uważamy za sztywne, a masy cięgieł pomijamy. Odległość osi wałów, przy ich równoległym odchyłaniu się, jest niewielka w odniesieniu do długości cięgieł, co jest zgodne z praktyką [1]. Przyjęto, że usprężynowane części pojazdu (z osią wału napędzającego) poruszają się ruchem jednostajnym prostoliniowym.

W optymalizacji opieramy się na wynikach analizy kinematycznej przedstawionej w pracy [5]. We wspomnianej pracy założono (w celu uproszczenia analizy przy optymalizacji sprzęgła), że odległość osi wałów jest stała w czasie. Optymalizację wykonano w dwu etapach: analitycznie i analityczno-graficznie. Obecnie rezygnujemy z założenia, że odległość osi wałów jest stała w czasie, a ponadto zamiast analityczno-graficznej optymalizacji zastosujemy optymalizację numeryczną, która jest szybsza i łatwo może być wykorzystana do bardziej złożonego modelu mechanizmu.

2. WYBRANE WYNIKI ANALIZY KINEMATYCZNEJ

Na rys.2 przedstawiony jest schemat kinematyczny wybranego mechanizmu z odpowiednimi oznaczeniami. W położeniu nieodchylonym (rys. 2a) sprzęgło ma jedną oś symetrii i opisane jest czterema parametrami wymiarowymi: a , b , α i β . Wskaźnik 1 dotyczy punktów po stronie wału napędzającego, a 2 po stronie wału napędzanego. Dodatkowy wskaźnik 0 dotyczy punktów w przypadku braku odchylenia osi wałów (położenie konstrukcyjne). Układ $O_1x_1y_1$ jest układem inercjalnym (bezwzględny), a położenie układu względnego $O_2x_2y_2$, związanego z kołem pojazdu, opisują wielkości $e(t)$ i $\varphi(t)$. Zakładamy, że środek masy S jarzma $B_1B_2C_1C_2$ w położeniu nieodchylonym pokrywa się z punktem O_2 .

W związku z przewidywaną optymalizacją kinematyczną przedstawimy wyrażenia opisujące ruch środka masy jarzma (punktu S) oraz kąty ψ_1 i ψ_2 obrotu cięgieł w układzie bezwzględny. Na podstawie [5], przy pominięciu składników małych rzędu drugiego i wyższych, mamy następujące zależności:

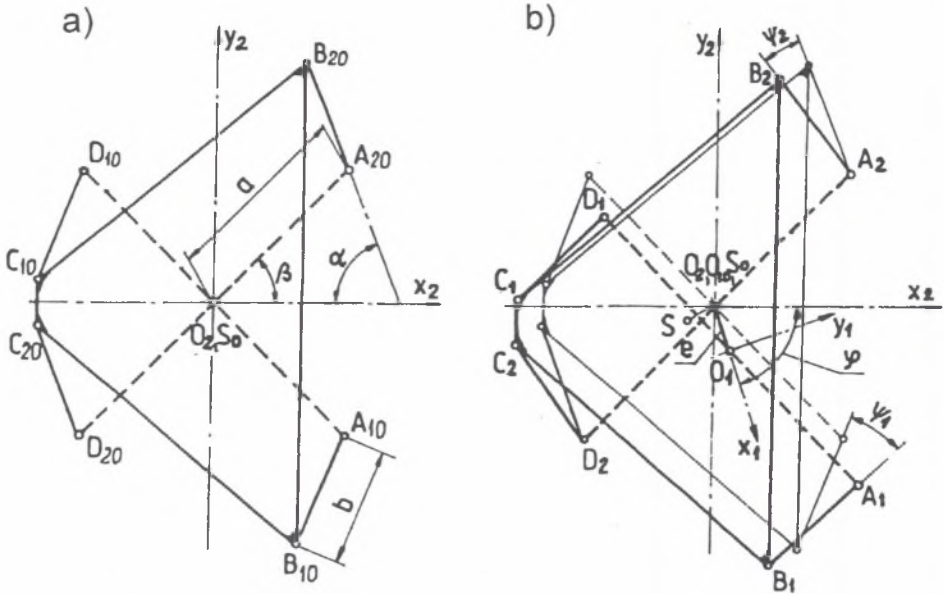
$$x_{1S} = -\frac{e}{2} - \frac{e}{2\sin 2\alpha} \sin 2\varphi + 0(\varepsilon^2), \quad y_{1S} = -\frac{e \cos 2\alpha}{2\sin 2\alpha} - \frac{e}{2\sin 2\alpha} \cos 2\varphi + 0(\varepsilon^2), \quad (1)$$

$$\psi_1 = \frac{\cos(\omega t - \alpha)}{\sin 2\alpha} \varepsilon + 0(\varepsilon^2), \quad \psi_2 = -\frac{\cos(\omega t - \alpha)}{\sin 2\alpha} \varepsilon + 0(\varepsilon^2), \quad (2)$$

gdzie:

$$\varphi = \omega t, \quad \varepsilon = \frac{e}{b},$$

przy czym ω oznacza prędkość kątową, z jaką obracają się łączone wały, ε jest małym parametrem, a $O(\varepsilon^k)$ oznacza, że pominięte wyrazy mają wykładnik potęgowy małego parametru nie mniejszy od k . Zgodnie z przyjętym założeniem o jednostajnym prostoliniowym ruchu pojazdu prędkość kątowa ω jest stała.



Rys. 2. Schemat kinematyczny wybranego sprzęgła: a - parametry wymiarowe sprzęgła nicodchylonego, b - układy współrzędnych oraz wielkości opisujące sprzęgło odchylone
 Fig. 2. Kinematic scheme of chosen coupling: a - dimensional parameters of undeviated coupling, b - dimensional coordinate systems and quantities describing deviated coupling

Na podstawie przedstawionych rozwiązań można stwierdzić, że przy przyjętej dokładności, w szczególnym przypadku stałej odległości e pomiędzy osiami wałów, w układzie $O_1x_1y_1$ torcem środka jarzma jest okrąg o środku K i promieniu r , gdzie:

$$K\left(-\frac{e}{2}, \frac{e \cos 2\alpha}{2 \sin 2\alpha}\right), \quad r = \frac{e}{2 \sin 2\alpha},$$

czyli prędkość kątowa tego środka jest dwukrotnie większa od prędkości kątowej ω łączonych wałów, a jego przyspieszenie jest stałym przyspieszeniem dośrodkowym w ruchu po okręgu o promieniu r z prędkością kątową 2ω .

3. OPTIMALIZACJA SPRZĘGŁA

Przyspieszenie średniokwadratowe a_{1Sm} środka masy jarzma S w układzie $O_1x_1y_1$ w dowolnym przedziale czasu T opisuje wyrażenie:

$$a_{1Sm} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{1S}^2(t) dt} , \tag{3}$$

w którym przyspieszenie $a_{1S}(t)$ obliczamy z zależności:

$$a_{1S}^2 = \dot{x}_{1S}^2 + \dot{y}_{1S}^2 . \tag{4}$$

Minimalizacja średniokwadratowego przyspieszenia a_{1Sm} zapewnia zmniejszenie sił bezwładności oraz reakcji dynamicznych w układzie napędowym.

Rozważymy dwa przypadki zmiennej w czasie odległości $e = e(t)$: zdeterminowany oraz przypadkowy.

W przypadku pierwszym podstawiamy:

$$e = e_m + e_a \sin v t , \tag{5}$$

gdzie e_m , e_a oraz v przyjmujemy za stałe w czasie.

Zakładamy, że v i ω mogą być względem siebie niewspółmierne, czyli ich stosunek może być niewymierny. W związku z tym przedział czasu T dobieramy tak długi, że wartość każdej funkcji trygonometrycznej w potęgde pierwszej jest w nim równa zero, natomiast przy całkowaniu pozostają jedynie średnie wartości stałych. Wszystkie iloczyny funkcji trygonometrycznych należy oczywiście przedtem zamienić na funkcje trygonometryczne sumy lub różnicy kątów wykorzystując odpowiednie, znane tożsamości. Podstawiając zależności (1) i (5) do (3) i (4), w wyniku obliczeń przeprowadzonych z pomocą programu *Mathematica*, otrzymujemy:

$$a_{1Sm} = \frac{1}{2 \sin 2\alpha} \sqrt{16 e_m^2 \omega^4 + e_a^2 (v^4 + 12v^2 \omega^2 + 8\omega^4)} + 0(\varepsilon^2) .$$

Łatwo zauważyć, że minimum wielkości a_{1Sm} rozpatrywanej jako funkcja parametrów wymiarowych sprzęgła: a , b , α i β wystąpi wtedy, gdy kąt α przyjmie wartość optymalną:

$$\alpha = \alpha_{opt} = 45^\circ , \tag{6}$$

co jest zgodne z wynikiem uzyskanym w pracy [5] przy założeniu e stałego w czasie (przyjęte uproszczenie pozwoliło tam jednak na uwzględnienie większej dokładności rozwinięcia względem potęg małego parametru ε).

W przypadku funkcji przypadkowej $e(t)$ zakładamy, że:

$$e(t) = e_m + e_a(t)$$

jest procesem stochastycznym stacjonarnym i ergodycznym o wartości średniej e_m , przy czym $e(t)$ ma funkcję autokorelacyjną $K_e(\tau)$. Zachodzą następujące zależności:

$$e_m = \lim_{T \rightarrow \infty} (t) \left[\frac{1}{T} \int_0^T e(t) dt \right] , \quad K_e(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} (t) \left[\frac{1}{T} \int_0^T e_a(t) e_a(t + \tau) dt \right] .$$

W wyniku analizy otrzymujemy w tym przypadku:

$$a_{1Sm} = \frac{1}{2 \sin 2\alpha} \sqrt{16(e_m^2 \omega^4 + \omega^4 K_e(0) + \omega^2 K_e(0)) - 8\omega^2 K_{e\tau}(0) + 2K_e(0) + 0(\varepsilon^2)} ,$$

gdzie:

$$K_{ee}(\tau) = \frac{d^2}{d\tau^2} K_e(\tau), \quad K_e(\tau) = \frac{d^4}{d\tau^4} K_r(\tau),$$

a $K_{ee}(\tau)$ jest funkcją korelacji wzajemnej procesów $e(t)$ i $\ddot{e}(t)$.

Optymalną wartością kąta α jest w tym przypadku taka sama jego wartość jak poprzednio wyznaczona (6).

Ze względu na zwiększenie trwałości przegubów metalowo-gumowych stosowanych w praktyce w przegubach: A_i , B_i , C_i oraz D_i , gdzie $i = 1, 2$ (rys. 2b), korzystna jest minimalizacja kątów obrotu cięgieł ψ_1 i ψ_2 .

Rozważając podobnie ich średniokwadratowe wartości ψ_{1m} i ψ_{2m} zdefiniowane następująco:

$$\psi_{im} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \psi_i^2(t) dt}, \quad i = 1, 2,$$

po uwzględnieniu (2) dochodzimy do wniosku, że minimum tych wielkości, rozpatrywanych jako funkcje parametrów wymiarowych sprzęgła, wystąpi wtedy, gdy kąt α przyjmie poprzednio już wyznaczoną wartość optymalną (6), a długości b cięgieł będą możliwie największe.

Optymalnego doboru parametrów: a , b i β dokonamy na podstawie uzupełniających kryteriów, ponieważ nie mają one wpływu na przyspieszenie a_{1Sm} . W tym celu przyjmiemy dodatkowe warunki. Założymy, że nieodchylone sprzęgło powinno się mieścić w kole o promieniu r_z , a wierzchołki czworokąta $B_{10}B_{20}C_{10}C_{20}$ z rys. 2a leżeć na zewnątrz koła o promieniu r_w . Zadane parametry r_z i r_w należy przyjąć na podstawie wymiarów koła i wału osiowego, stanowiących elementy konstrukcji układu napędowego lokomotywy. Ze względów konstrukcyjnych przyjmiemy również, że odległość pomiędzy przegubami C_{10} i C_{20} powinna być nie mniejsza od zadanej odległości $2c$ (rys. 3). Długości b cięgieł powinny być maksymalne w ramach wprowadzonych ograniczeń.

Na rys. 3 przedstawione są dwa środkowosymetryczne obszary F i F' , w których powinny zawierać się odcinki $A_{20}B_{20}$ i $C_{20}D_{20}$ z rys. 2a, przy czym współrzędne punktów na osiach układu $O_2x_2y_2$ powinny spełniać warunek:

$$x_{2m} - x_{12m} > 0.$$

Do optymalizacji numerycznej z ograniczeniami przyjmiemy za zmienne decyzyjne trzy bezwymiarowe parametry:

$$\zeta_1 = \frac{a}{r_z}, \quad \zeta_2 = \frac{b}{r_z}, \quad \zeta_3 = \beta,$$

a za funkcję celu, która ma podlegać minimalizacji, funkcję:

$$f(\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3) = -\zeta_2.$$

Ograniczenia mają postać ogólną:

$$g_j(\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3) \leq 0, \quad j = 1, \dots, 6$$

i w rozpatrywanym przypadku są one następujące:

$$g_1 = \zeta_3 - \frac{\pi}{2}, \quad g_2 = \gamma_1 - \zeta_1 \sin(\alpha + \zeta_3), \quad g_3 = \frac{c}{r_z} - \zeta_1 \sin \zeta_3 + \zeta_2 \sin \alpha,$$

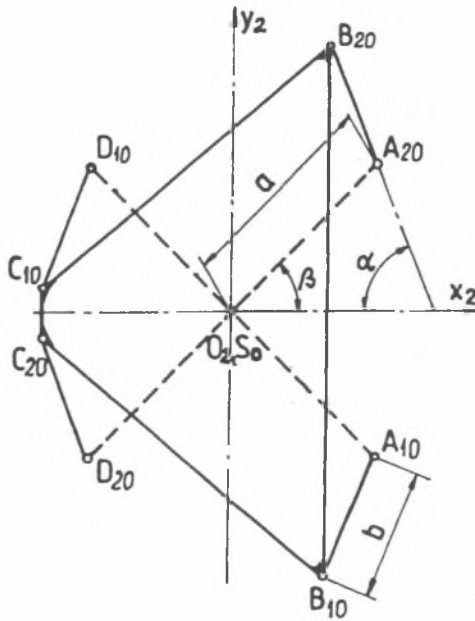
$$g_4 = \zeta_1^2 + \zeta_2^2 - 2\zeta_1\zeta_2 \cos(\alpha + \zeta_3) - 1, \quad g_5 = \zeta_1^2 + \zeta_2^2 + 2\zeta_1\zeta_3 \cos(\alpha + \zeta_3) - 1,$$

$$g_6 = 2\gamma_2 - \zeta_2,$$

gdzie:

$$\gamma_1 = \frac{r_w}{r_2} \quad \text{oraz} \quad \gamma_2 = \frac{c}{r_2}$$

są bezwymiarowymi parametrami konstrukcyjnymi.



Rys. 3. Schemat pomocniczy do optymalnego doboru parametrów: a , b i β

Fig. 3. Help scheme for optimal selection of parameters: a , b i β

Pierwsze ograniczenie wynika z warunku:

$$\beta \leq \frac{\pi}{2},$$

a drugie to wymaganie, aby odległość prostej $A_{20}B_{20}$ od punktu O_2 była nie mniejsza od promienia r_w , co powoduje również, że a nie może być mniejsze od r_w .

Trzecie ograniczenie to warunek, że punkty A_{20} i C_{20} powinny być odległe od osi O_2x_2 co najmniej o c oraz że kąt β musi być nieujemny. Dwa następne ograniczenia to warunki, aby odległości każdego z punktów B_{20} i C_{20} od punktu O_2 były nie większe od promienia r_2 . Zapisane zostały w postaci kwadratów tych odległości i kwadratu promienia. Ze względów konstrukcyjnych przyjmujemy również, że odległość pomiędzy przegubami każdego cięgła (podobnie jak pomiędzy punktami C_{10} i C_{20}), czyli długość każdego cięgła b , powinna być nie mniejsza od zadanej odległości $2c$. Wynika stąd ostatnie, szóste ograniczenie stanowiące wspomniane wymaganie.

W analizie numerycznej wykorzystano własny program komputerowy służący do optymalizacji (warunkowej), z ograniczeniami nieliniowymi funkcji wielu zmiennych, oparty na metodzie Powella przesuwanej funkcji kary. Wynik uzyskuje się poprzez ciąg kolejnych minimalizacji bezwarunkowych odpowiednio zmodyfikowanej funkcji celu. Do minimalizacji bez ograniczeń zastosowano metodę sympleksów. Jest to metoda bezgradientowa, którą charakteryzuje duże prawdopodobieństwo wyznaczenia minimum globalnego, niezależnie od wyboru punktu startowego.

Optymalizację przeprowadzano przy różnych wartościach parametrów γ_1 oraz γ_2 .

Przykładowo, przyjmując $\gamma_1 = 0,6$ i $\gamma_2 = 0,2$ otrzymujemy:

$$\zeta_1 = 0,7205, \quad \zeta_2 = 0,5657, \quad \zeta_3 = 0,9840 \quad \text{oraz} \quad \beta_{opt} = 57,38^\circ,$$

a przy $\gamma_1 = 0,7$ i $\gamma_2 = 0,2$:

$$\zeta_1 = 0,7235, \quad \zeta_2 = 0,5657, \quad \zeta_3 = 0,9778 \quad \text{oraz} \quad \beta_{opt} = 57,02^\circ.$$

Dokładności spełnienia ograniczeń oraz wyznaczenia minimum przyjęto za równe 10^{-7} . Otrzymane wyniki są zgodne z wartościami, które można wyznaczyć ze wzorów zaczerpniętych z pracy [5]:

$$a_{opt} = \frac{\sqrt{2(r_z^2 + c)}}{2}, \quad b_{opt} = (r_z - c) \frac{\sqrt{2}}{2}, \quad \beta_{opt} = \arctan \frac{r_z + c}{r_z - c},$$

które, jak już wspomniano, wyprowadzono tam metodą analityczno-graficzną.

4. UWAGI KOŃCOWE

Przedstawiona w pracy analiza potwierdziła wcześniej uzyskany (przy mocniejszych założeniach) wynik. Jest nim stwierdzenie, że przy podstawowym kryterium optymalizacji, którym jest minimum średniokwadratowej wartości przyspieszenia środka masy jarzma, sprzęgło należy konstruować tak, aby kąt α nachylenia cięgieł wynosił 45° . Dodatkowe wymagania dotyczące wymiarów sprzęgła oraz minimalizacji kątów obrotu cięgieł wykorzystano w celu wyznaczenia matematycznego sformułowania funkcji celu i ograniczeń, a następnie numerycznego wyznaczenia optymalnych wartości pozostałych wymiarów. Analiza ta potwierdziła poprawność zależności wyprowadzonych poprzednio inną metodą. Przedstawiona metoda optymalizacji jest bardziej uniwersalna i przez to łatwiejsza do zastosowania przy rozpatrywaniu złożonych mechanizmów (nie tylko sprzęgieł). Wyznaczone parametry optymalne mogą stanowić podstawę do właściwego kształtowania mechanizmu w jego rozwiązaniu konstrukcyjnym.

LITERATURA

1. Grzyb A., Romaniszyn Z.: Wpływ wzajemnego ustawienia sprzęgieł typu Alsthom w układach napędowych lokomotyw na obciążenia wału drążonego i jego łożysk. *Archivum Budowy Maszyn*, 2, XXI, 1974, s. 229-255.
2. Grzyb A.: Płaskie sprzęgło cięgłowe. Patent polski nr 86715, 1976.

3. Grzyb A.: Mechanika i optymalizacja wybranego sprzęgła ciągnącego dla układów napędowych pojazdów szynowych. Praca doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 1975.
4. Grzyb A.: On a perturbation method for the analysis of the kinetostatics of mechanisms. Akademie Verlag, ZAMM, Z. angew. Math. Mech. 72, 6, T615-T618, 1992.
5. Grzyb A.: Kinematyka i optymalizacja sprzęgła układu napędowego lokomotyw. Czasopismo Techniczne Politechniki Krakowskiej, Mechanika, z. 2-M, 1997, s. 49-63.
6. Grzesikiewicz W., Osiecki J., Piotrowski J.: Podstawy dynamiki pojazdów szynowych. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1974.
7. Madej J.: Własności dynamiczne układów napędowych z wychylnymi sprzęgłami cztero-cięglowymi. Archiwum Budowy Maszyn, 2, XXI, 1974, s. 305-323.
8. Madej J.: Mechanizmy napędowe pojazdów szynowych. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1978.
9. Madej J.: Mechanika napędu pojazdów szynowych z elektrycznymi silnikami trakcyjnymi. PWN, Warszawa 1983.
10. Osiecki J.: Equations of vibrations and analysis of the dynamic loadings of a drive system with Alsthom-type couplings. Nonlinear Vibrations Problems, 10, 1969, s. 225-243.
11. Osiecki J.: Struktura i kinematyka płaskich sprzęgieł ciągnących kompensujących niewspółosiowość łączonych wałów. Archiwum Budowy Maszyn, 3, XVI, 1969, s. 379-397.
12. Osiecki J.: Drgania układów mechanicznych z płaskimi sprzęgłami ciągnącymi kompensującymi niewspółosiowość łączonych wałów. Archiwum Budowy Maszyn, 4, XVI, 1969, s. 451-478.
13. Romaniszyn Z.: Kinematyka mechanizmu ciągnącego typu „Alsthom”. Archiwum Budowy Maszyn, 2, XV, 1968, s. 313-332.
14. Romaniszyn Z., Życzkowski M.: Optymalizacja kinematyczna mechanizmu ciągnącego typu „Alsthom”. Archiwum Budowy Maszyn, 1, XVI, 1969, s. 123-136.

Recenzent: Prof.dr hab.inż. Jerzy Madej

Abstract

This paper is devoted to the mathematical determination of the kinematics of a chosen coupling represented diagrammatically in Fig. 2 and assigned for a locomotive drive system with motors mounted on springs. The difficulty of describing the motion of such a mechanism resulting from the necessity of solving sets of nonlinear algebraic equations is circumvented with sufficient accuracy by applying power series of small quantity. The analysis is performed done in a moving reference frame $O_2x_2y_2$ connected with the wheel of the vehicle and then, in view of the acceleration of the centre of yoke, in an absolute system $O_1x_1y_1$ connected with the vehicle in motion, that is with a rotating mechanism. Making use of the equations derived in this work and determining the kinematic properties of a pull rod coupling, kinematics optimisation of the mechanism is carried out. The optimal dimensions a , b and angles α , β of coupling are selected.