

MARIAN STAŃCZAK

WSP w Bydgoszczy

WYBRANE ZAGADNIENIA BADANIA RUCHU MECHANIZMÓW WIELOKORBOWYCH

1. Wstęp

Dynamika maszyn rozważa sposoby określania sił dynamicznych działających na ogniwa maszyn i skutki działania tych sił w ramach zadanych ruchów maszyn, prawa ruchu i metody wyznaczenia ruchu maszyn w warunkach zadanych sił, regulację biegu maszyn, zrównoważenie sił dynamicznych itp. [1]. Rozwój dynamiki maszyn wynika z zapotrzebowania ze strony nowoczesnej techniki, ze względu na ciągłe doskonalenie procesów technologii wytwarzania i dążenie do optymalizacji parametrów maszyn. Coraz wyższe wymagania stawia też technika motoryzacyjna i okrętownictwo [2], [3].

Wymagania stawiane maszynom odnośnie trwałości, niezawodności i bezpieczeństwa jak też cichego i równomiernego biegu sprawiły, że w maszynach tłokowych takich jak silnik spalinowy czy parowy, sprężarka lub pompa, zagadnienia mechanizmu korbowego stanowią nadal ważne problemy i są ciągle w światowej literaturze technicznej i naukowej przedmiotem prac i rozpraw naukowych, przedstawiających szereg zagadnień rozwiązanych na drodze teoretycznych dociekań bądź studiów doświadczalnych.

Badania naukowe w zakresie zastosowania napędu korbowego dotyczyły najpierw maszyn parowych, potem silników spalinowych. Zagadnienie napędu korbowego w maszynie parowej opracował najpierw J. Radinger [4]. Temu też problemowi poświęcone były prace F. Wittenbauera [5], [6] oraz R. v. Misesa [7].

Niektóre z podstawowych pozycji dynamiki maszyn to prace [8-23] oraz wydawnictwa ciągle [24-26]. Wśród badaczy radzieckich wyjątkowy dorobek w dziedzinie dynamiki maszyn miał Artobolevskij [27].

Podstawowym zadaniem dynamiki maszyn jest wyznaczenie ruchu maszyny, na człony której działają siły zewnętrzne.

W ruchu ustalonym maszyny, w czasie każdego pełnego cyklu ruchu praca sił czynnych jest równa pracy sił oporów [28]. Warunki pracy nieustalonej, tzw. procesy przejściowe ruchu, występują w okresie rozruchu, zmian obciążeń, zmiany biegu, w czasie wybiegu i hamowania maszyny.

Zagadnienie stateczności /ustalania się/warunków /reżimu/ ruchu maszyny rozważano w pracach [29+32]. Stateczność ruchu maszyny zależy od praw zmian zredukowanych do ogniwa głównego /skrót OG/ momentów sił czynnych i oporów oraz masowego momentu bezwładności.

Krytycznymi dla trwałości ustalanych warunków ruchu maszyny będą te położenia OG /np. wału głównego/, w których prędkość kątowna OG, zmienna w funkcji jego kąta obrotu φ ; $\omega = \omega(\varphi)$, osiąga maksymalne i minimalne wartości ekstremalnych prędkości kątowych /tzn. $\max \omega_{\max}$ i $\min \omega_{\min}$ /, a moment dynamiczny i przyspieszenie kątowe zmieniają swój znak [30].

Mechanizmy wielokorbowe /skrót MWk/ silników i maszyn tłokowych pracują w tzw. ruchu quasiustalonym [33]. Quasiustalony sposób pracy mechanizmów korbowych /skrót MK/ powtarza się okresowo, co jeden obrót dla MK pracujących na zasadzie dwusuwu /sprężarki tłokowe, pompy tłokowe, silniki parowe i dwusuwowe silniki spalinowe/, a co dwa obroty OG /korby i wału korbowego /dla MK o obiegu czterosuwowym /silniki spalinowe czterosuwowe/.

Ruch quasiustalony mechanizmów jedno i wielokorbowych charakteryzuje się okresowo wahającą się, względem stałej wartości średniej, prędkością kątową mas ruchomych w czasie każdego cyklu pracy. Zmienność prędkości kątowej wynika z niewspółmierności /w poszczególnych częściach cyklu pracy/ między zredukowanymi na OG momentami sił czynnych i sił oporów, i ze zmienności zredukowanego momentu bezwładności mas mechanizmu. Niepożądane wahania prędkości kątowej w cyklu mogą być bardzo duże /np. w jednocylindrowym tłokowym silniku spalinowym/. Są one zawsze szkodliwe np. w przypadku napędzenia prądnic prądu zmiennego. Ocenę tej względnej zmienności prędkości kątowej OG mechanizmu podczas jednego obiegu podaje się tzw. współczynnikiem /stopniem/ σ okresowej nierównomierności ruchu /niejednostajności biegu/ /skrót WNR/ [34], [35].

Badanie nierównomierności ruchu /skrót NR/ maszyn i mechanizmów jest ważnym zagadnieniem technicznym, ze względu na ujemne wpływy NR na funkcje wykonawcze maszyn roboczych. Dokładne obliczenie WNR mechanizmu narzucają następujące wymagania: żądana /ze względu na odbiornik mocy/ zawsze możliwie jak największa równomierność pracy szybkobieżnej maszyny, jak najmniejsza wielkość mas zamachowych, wpływająca z przyczyn przede wszystkim konstrukcyjnych i ekonomicznych /obniżenie gabarytów i masy, potanie konstrukcji/.

W zależności od specyficznych warunków współpracy maszyn ustala się dla nich przeciętne dopuszczalne wartości WNR [13], [3], np. dla prądnic prądu zmiennego $\delta \leq 0,003 \div 0,001$. Maszyny i ich mechanizmy powinny być tak projektowane, by w czasie pracy maszyn wartości dopuszczalne δ nie były przekraczane. Istotne są zatem: trafne i ścisłe /dokładne/ określenie WNR maszyny oraz działania zmierzające do obniżenia δ [57].

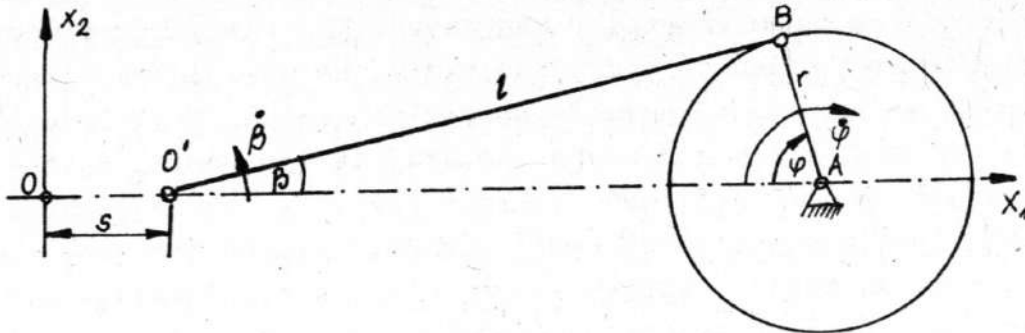
2. Stan badań dynamiki mechanizmów pracujących w reżimie quasi-ustalonym

2.1. Wyznaczenie ruchu mechanizmów

Wyznaczanie ruchu mechanizmów polega na znalezieniu równań ruchu i ich rozwiązaniu. Badaniami ruchu mechanizmów maszyn i zespołów /agregatów/ maszynowych, także dla zmiennych sił i zmiennego zredukowanego /do OG/ momentu bezwładności, zajmowało się wielu autorów w pracach [13-18], [36-50], [54].

Ogniwa MK traktować można jako nieodkształcalne, a występujące w MK zjawiska mechaniczne można opisywać równaniami mechaniki analitycznej. Ruch mechanizmu o członach nieodkształcalnych nazwiemy ruchem podstawowym mechanizmu [1]. Założenie idealnej sztywności ogniw pozwala, przy badaniu ruchu, zaniedbać szkodliwe zaburzenia ruchu podstawowego mechanizmu drganiem jego elementów /spowodowanymi odkształcalnością członów mechanizmu / [15].

W przypadku mechanizmów tłokowych jednokorbowych / Rys.1./ i wielokorbowych, ruch określony jest jednoznacznie po wyznaczeniu kąta φ obrotu OG / korby i wału korbowego/.



Rys. 1.

Równania ruchu MK otrzymać można kilkoma znanymi metodami, między innymi: metodą wykresów sił stycznych [51], [52], [53], metodą energetyczną [34], metodą bilansu mocy [8], równaniami Lagrange'a [13], [34], [53].

2.2. Stateczność reżimu ruchu maszyn

Badania teoretyczno-doświadczalne maszyn [29], [30], [31], [32], wskazują, że prędkości kątowe OG /np. wałów głównych/ maszyn wykazują znaczne wahania w okresie ustalania się warunków ruchu maszyn, wahania znacznie większe dla maszyn roboczych niż silników.

W [30] wprowadzono jako kryterium stateczności reżimu ruchu maszyny tzw. miernik /współczynnik/ charakterystyczny reżimu ruchu maszyny \mathcal{H} /skrót CMRR/ równy:

$$(2.1) \quad \mathcal{H} = 2 \frac{\dot{\omega}}{\omega^2}$$

lub

$$(2.2) \quad \mathcal{H} = \frac{\Delta M}{T} - \frac{\dot{J}_p}{J_p},$$

gdzie $\dot{\omega} = \frac{d\omega}{dt}$, zredukowany do OG moment dynamiczny $\Delta M = M_c - M_c$ i jednocześnie $\Delta M = \frac{dT}{d\varphi}$, a $M_c(\varphi, \omega, t)$ i $M_c(\varphi, \omega, t)$ są zredukowanymi do OG momentami sił czynnych i sił oporów zależnymi od położenia, prędkości i czasu, $T = T(\varphi)$ jest energią kinetyczną maszyny a $\dot{J}_p = \frac{dJ_p}{d\varphi}$, przy czym J_p to zredukowany do OG masowy moment

bezwładności, $J_p = J_p(\varphi)$.

W położeniach max wartości ω_{\max} i min wartości ω_{\min} prędkości kątowej $\omega = \omega(\varphi)$ OG maszyny, CMRR jest równy zeru [29]. Intensywność wzrastania CMRR jest większa w położeniach odpowiadających ω_{\min} , kiedy T maszyny jest minimalna. Wtedy na skutek zmian zredukowanych momentów sił zewnętrznych i zredukowanego momentu bezwładności, zakłócenia stateczności reżimu ruchu OG będą największe.

Sprecyzowano kryterium stateczności reżimu ruchu maszyny [30]; w położeniu odpowiadającym prędkości kątowej OG ω_{\max}

$$(2.3) \quad \frac{d\mathcal{L}}{d\varphi} < 0, \quad \text{wtedy } \omega \text{ będzie maleć,}$$

a w położeniu odpowiadającym prędkości kątowej OG ω_{\min}

$$(2.4) \quad \frac{d\mathcal{L}}{d\varphi} > 0, \quad \text{wtedy } \omega \text{ będzie wzrastać,}$$

przy czym stateczność ruchu zależeć będzie od wielkości i znaku pochodnych. Z rozważań w [30] wynika, że stałość warunków ruchu maszyny nie zależy od bezwzględnych wartości ΔM i J_p , a tylko od charakteru ich zmian w funkcji φ ; $\Delta M = \Delta M(\varphi)$, $J_p = J_p(\varphi)$.

2.3. Wyznaczanie nierównomierności ruchu mechanizmów

Ruch układów z mechanizmami należy rozważać koniecznie przy uwzględnieniu zmienności prędkości kątowej OG; $\omega = \omega(\varphi)$, bowiem zredukowane do członu głównego momenty bezwładności mas ruchomych i momenty obciążeń zewnętrznych są wielkościami zmiennymi zależnymi od czasu.

Obserwowana NR jest przyczyną dynamicznych oddziaływań, niekorzystnych dla pracy układów. W dążeniu do obniżenia NR i związanych z nią oddziaływań dynamicznych istotne jest ściśle określenie NR mechanizmów.

Wygodnym kryterium oceny NR przy dynamicznym obliczaniu ruchu mechanizmów maszyn i silników /szczególnie szybkobieżnych/, kiedy wymagane są stateczne warunki ruchu /mała NR/, jest WNR δ .

Przybliżoną wartość σ_p WNR /patrz [34] /określa zależność

$$(2.5) \quad \sigma_p = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{śr}_a}},$$

gdzie ω_{\max} i ω_{\min} oznaczają ekstremalne wartości zmiennej prędkości kątowej $\omega = \omega(\varphi)$, φ kąt obrotu OG /korby dla MK/, natomiast $\omega_{\text{śr}_a}$ średnią arytmetyczną prędkość kątową w ruchu quasiustalonym wg wzoru:

$$(2.6) \quad \omega_{\text{śr}_a} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}.$$

Wzór (2.5) na obliczenie WNR maszyn jest wzorem przybliżonym ze względu na przybliżoną średnią prędkość kątową $\omega_{\text{śr}_a}$. Wzór dokładny winien zawierać rzeczywistą średnią prędkość^a $\omega_{\text{śr}_r}$ zmiennej prędkości kątowej $\omega = \omega(\varphi)$.

Rzeczywisty WNR σ_r w ruchu quasiustalonym, charakteryzujący zmienność prędkości kątowej OG mechanizmu /tj. np. korby i wału korbowego dla mechanizmów jedno i wielokorbowych/ podczas jednego obiegu, określono wzorem

$$(2.7) \quad \sigma_r = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{śr}_r}}.$$

Rzeczywistą średnią prędkość kątową $\omega_{\text{śr}_r}$ OG [34], [54], [51], określa zależność

$$(2.8) \quad \omega_{\text{śr}_r} = \frac{1}{T} \int_0^T \omega \, d\varphi,$$

Tutaj T jest okresem kąta φ obrotu OG mechanizmu /korby, Rys.1/ $a\omega = \omega\varphi$.

Dla określenia średniej rzeczywistej prędkości kątowej OG mechanizmu konieczne jest wyznaczenie z równania ruchu zmiennej prędkości kątowej $\omega = \omega(\varphi)$.

3. Krytyczna ocena wpływu sposobów wyznaczania ruchu mechanizmów na dokładność obliczeń nierównomierności ruchu

W zależności od zastosowanej metody wyprowadzenia równań ruchu mechanizmów oraz przyjętych założeń upraszczających odnośnie ruchu, otrzymuje się rozwiązania ruchu /ze względu na poszukiwaną zmienną prędkość kątową $\omega = \omega(\varphi)$ / o różnym stopniu dokładności.

W metodzie wykresów sił stycznych [51], [52], [53] równania ruchu otrzymuje się z równania momentów sił czynnych i oporu, zredukowanych na wał maszyny.

W metodzie energetycznej [34] równania ruchu wyprowadza się przy pomocy tzw. wykresów energetycznych Wittenbauera.

W obu metodach rozwiązania przeprowadzane są graficznie /droga żmudna/ i w przybliżeniu. W pierwszej z nich zakłada się zmienność prędkości kątowej wirujących mas /oblicza się bowiem WNR σ /, a jednocześnie przy wyznaczaniu sił bezwładności przyjmuje się, że prędkość kątowa ω_{OG} jest stała i równa znanej średniej prędkości kątowej nominalnej ogniwa / $\omega = \omega_n = \text{const}$ /. Jak podaje Szewalski [53], błąd metody wykresów sił stycznych w stosunku do metody energetycznej zmniejsza się wraz ze zmniejszaniem WNR. Możliwość obliczenia prędkości kątowej OG przy tej metodzie omawia szczegółowo Koźewnikow [34]. Metoda energetyczna wyprowadzania równania ruchu mechanizmu sprowadza się do znalezienia wykresu Wittenbauera, zmienności energii kinetycznej w funkcji zredukowanego do OG momentu bezwładności mechanizmu, pozwalającego ocenić chwilową prędkość kątową ogniwa oraz zmienność prędkości w czasie cyklu. Niezbędna jest jednak znajomość wielkości początkowej energii kinetycznej, w przeciwnym wypadku zmienności prędkości kątowej przedstawić nie można [34]. Graficzne sposoby wyznaczania ruchu wg obu omawianych metod ujawniają przy ich praktycznym stosowaniu, poza wymienionymi i inne wady, a mianowicie: liczne i uciążliwe czynności wykresalne, nawarstwianie się błędów, brak rozeznania w popełnionym błędzie obliczeń [54].

Koźewnik [13] przedstawia wykorzystanie metody Wittenbauera do rozwiązania równań ruchu /nieliniowych równań różniczkowych typu autonomicznego/, wyprowadzonych wg równań Lagrange'a. Koźewnikow

[34] podaje rozwiązania tych równań metodą analityczną przybliżoną przy założeniu, że prędkość kątowa ω OG mechanizmu jest stała. Analizuje błąd takiego rozwiązania.

Wszystkie trzy omówione metody przybliżone wyznaczania ruchu i NR są jeszcze dodatkowo przybliżone przez to, że zaniedbują wpływ sił rozpraszających i sił ciężkości na ruch ogniów. W [54] i [55] wykazano, że wpływ sił ciężkości na ruch MWk jest pomijalnie mały tylko dla niektórych MWk.

Grammel i Biezeno [8] wyznaczyli równanie ruchu MK metodą bilansu mocy, przy uwzględnieniu sił tarcia i sił ciężkości, jednak w trakcie wyprowadzeń poczynili szereg założeń upraszczających. Zmienną w funkcji ψ prędkość kątową ω zastąpili jej wartością średnią. Pominęli składniki zawierające przyspieszenie kątowe $\frac{d\omega}{dt}$, korygując ich wpływ na ruch przy obliczeniach momentu bezwładności koła zamachowego /skrót KZ/. Nie podali analitycznego rozwiązania wyprowadzonego równania. Wartości ekstremalnych prędkości kątowych mechanizmu oraz wymaganej wielkości momentu bezwładności KZ poszukiwali wykreślnie.

Zgodzić się należy z Borzuchowskim [56], że pomimo przestrzegania dokładności konstruowania graficznego, trudno założyć wymaganą dokładność wyników przy bardzo licznych zabiegach wykreślnych. Analizę wyznaczonych metodami graficznymi wielkości i wpływu czynników /w tym i błędów wykreślenia/ na WNR, można przeprowadzić jedynie powierzchownie.

W rozważaniach zagadnienia dynamiki mechanizmów badacze napotykali na trudności przy całkowaniu równań ruchu, gdy zmienny /zredukowany do OG/ masowy moment bezwładności mechanizmu jest funkcją niewiadomego położenia OG, a siły dane są w funkcji położenia lub prędkości kątowej OG [38], [39], [42], [43], [44], [45], [46], [48], [50].

Analityczny sposób rozwiązania równania ruchu maszyny podają autorzy pracy [22]. Równanie wyprowadzono przy wykorzystaniu równań Lagrange'a. Równanie nie zawiera jednak sił dyssypacyjnych i sił potencjalnych, a rozwiązanie znaleziono w sposób przybliżony przy założeniu $\dot{\omega}(\psi) \cong \text{const.}$

W pracy [54] rozważano ruch quasiustalony MWk. Przedstawiono sposób rozwiązania równań ruchu otrzymanych równaniami Lagrange'a

II rodzaju. Przy wyprowadzaniu równań ruchu uwzględniono: wpływ zmian energii dyssypacji [58] i energii potencjalnej [55] układu ruchomego, funkcyjną zależność prędkości kątowej ω OG od kąta obrotu ψ OG oraz zmienność w funkcji ψ sił czynnych [33] i zredukowanego do OG momentu bezwładności mas ruchomych. Analityczne rozwiązania równań znaleziono metodą Galerkina. Podano schemat określania rzeczywistego WNR σ_r oraz obliczania KZ.

4. Uwagi końcowe

W pracy [57], będącej niejako kontynuacją pracy niniejszej, przedstawiono ocenę koncepcji analitycznych sposobów obliczeń NR maszyn i mechanizmów, sposoby obniżenia NR mechanizmów, a także wytyczne praktyczne obliczeń analitycznych NR i momentów bezwładności mas zamachowych MWk oraz inne wnioski dla zastosowań technicznych.

LITERATURA

- [1] Osiecki J., Elementy modelowania w dynamice maszyn, W: Dynamika maszyn, PAN 1974
- [2] Rytel Z., Współczesny stan rozwoju i zastosowań tłokowego silnika spalinowego, Podst.Probl. Współcz.Techn., nr 6, 181 - 219, 1961
- [3] Niewiarowski K., Tłokowe silniki spalinowe, WKiŁ, Warszawa 1968
- [4] Redinger J., Über Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, Wien 1872
- [5] Wittenbauer F., Graphische Dynamik der Getriebe, Zeit. für Math. und Physik, 1904
- [6] Wittenbauer F., Graphische Dynamik, Berlin 1923
- [7] v.Mises R., Zeitschrift des Österreichischen Ingenieure und Architekten Vereins zugleich Organ des Öster. Automobiltechnischen Vereines 1906
- [8] Biezeno C.B., Grammel R., Technische Dynamik. Bd.I, Springer-Verlag, Berlin 1953

- [9] Crossley F.R., Dynamics in Machines, New York 1954
- [10] Hartmann J.B., Dynamics of Machinery, McGraw-Hill Book Co., Ing. New York, Toronto, London 1956
- [11] Holowenko A.R., Dynamics of Machinery, John Wiley & sons, Ing. New York, Chapman & Hall, Ltd, London 1955
- [12] Shigley J.E., Dynamic analysis of machines McGraw-Hill Book Co., Inc. New York 1961
- [13] Kožešnik J., Dynamika maszyn, WNT, Warszawa 1963 /tł. z cz./
- [14] Komarov M.S., Dinamika mehanizmov i mašin, Mašinostroenie, Moskva 1969
- [15] Zinovev V.A., Bessonov A.P., Osnovy dinamiki mašinnyh agregatov, Mašinostroenie, Moskva 1964
- [16] Vejc V.L., Dinamika mašinnyh agregatov, Mašinostroenie, Leningrad 1969
- [17] Vejc V.L., Kočura A.E., Dinamika mašinnyh agregatov s dvigatelami vnutrennogo sgorania, Mašinostroenie, Leningrad 1976
- [18] Artobolevskij I.I., Loščinin V.S., Dinamika mašinnyh agregatov na predelnyh režimach dviženia, Nauka, Moskva 1977
- [19] Bessonov A.P., Osnovy dinamiki mehanizmov s peremennoj mas-soj zvenev, Nauka, Moskva 1967
- [20] Koževnikov S.N., Dinamika mašin s uprugimi, zvenami, Izd. AN SSSR, Kijev 1961
- [21] Kobrinskij A.E., Mechanizmy s uprugimi sviazami, Nauka, Moskva 1964
- [22] Dinamika krupnyh mašin, Mašinostroenie, Moskva 1969
- [23] Vulfson I.I., Kolovskij M.Z., Nelinejnye zadači dinamiki mašin, Mašinostroenie, Leningrad 1968
- [24] McGraw-Hill series in mechanical engineering, McGraw-Hill Book Co., Ing. New York, Toronto, London
- [25] Dinamika mašin, Mašinostroenie, Moskva

- [26] Dinamika mašin, Nauka, Moskva
- [27] Sovremennye problemy teorii mašin i mehanizmov, Nauka, Moskva 1965
- [28] Ereško E.I., Ob ustojčivosti periodičeskogo dviženia mašiny pri silach, zavisascich ot skorosti i položenia. Trudy Novosibirskogo Selchozinstituta, T.20, vyp.3, 1959
- [29] Artobolevskij I.I., K voprosu o režime dviženia mašiny, Izv. AN SSSR OTN, nr 12, 1952
- [30] Artobolevskij I.I., Ob ustojčivosti režima ustanovivšegos dviženia mašiny, Dokl. AN SSSR, T.87, nr 1, 1952
- [31] Artobolevskij I.I., Ob odnom kriterii režima ustanovivšegos dviženia rabočych mašin. Sb. Trudy po zemledelčeskoj mehanike, T.2, Selchozgiz, Moskva 1954
- [32] Artobolevskij I.I., Ob odnom kriterii režima dviženia mašiny, Dokl. AN SSSR, T.197, nr 2, 1971
- [33] Stańczak M., Uogólnione siły działania czynnika roboczego w tłokowych silnikach wielokorbowych, Studia Techniczne nr 10, Zeszyty Naukowe Wyższej Szkoły Pedagogicznej, Bydgoszcz 1982
- [34] Koźewnikow S.N., Teoria mehanizmov i maszyn. MON, Warszawa 1956 /tł.z ros./
- [35] Artobolevskij I.I., Teoria mehanizmov i mašin, Nauka, Moskva 1975
- [36] Artobolevskij I.I., Abramov B.M., K zadače o dviženii mašin pod deistviem zadennyh sil, Izd. AN SSSR, OTN, nr 10, 1948
- [37] Artobolevskij I.I., Abramov B.M., Ob odnoj forme uravnenia dviženia mašin, Dokl. AN SSSR, T.59, nr 7, 1948
- [38] Artobolevskij I.I., Abramov B.M., Rešenje uravnenia dviženia masiny dla slučaje sil, zevisaščich ot skorosti, Dokl. AN SSSR, T.59, nr 9, 1948
- [39] Abramov B.M., Približennyj metod issledovania dviženia mehanizmov s učetom sil trenia, Trudy seminaro po teorii mašin i mehanizmov, vyp.22, Izd. AN SSSR 1949

- [40] Artobolevskij I.I., O nekotorych formach uravnenij dviženia mašinnoho agregata, Dokl. AN SSSR, T.77, nr 6, 1951
- [41] Artobolevskij I.I., Ob uravneniach dviženia mašinnych agregatov. Sb. Trudy po zemledel'českoj mechanike, Selchozgis, Moskva 1952
- [42] Bessonov A.P., Grafičeskij metod rešenja uravnenja dviženja mašinnoho agregata dla slučaja $M_b = M_b(\omega)$, $M_s = M_s(\varphi)$ i $I_n = I_n(\varphi)$, Trudy MAI, Vyp.30, 1953
- [43] Zinoviev V.A., Issledovanie dviženja mehaničeskogo agregata energetičeskim metodom, Trudy seminaru po teorii mašin i mehanizmov, vyp. 15, Izd. AN SSSR 1948
- [44] Dižečko N.N., Analitičeskoe rešenje uravnenja dviženja mašinnoho agregata, Izv. vuzov. Masinstroenie, nr 9, 1959
- [45] Dobroslavskij V.L., O nachoždenii periodičeskogo rešenja uravnenja dviženja mašiny pri silach, zavisjaščich ot skorosti i položenia zvena privedenia, LPI, Naučno-techničeskij informacionnyj biulleten, nr 5, Masinstroenie 1960
- [46] Dobroslavskij V.L., Vejc V.L., K rešenju uravnenja dviženja pri silach, zavisjaščich ot skorosti i položenia zvena privedenia. Sb. Teorie mehanizmov i mašin, vyp.92-93, Izd. AN SSSR 1962
- [47] Kazakov V.P., K voprosu o dviženii mehanizma pod deistviej zadennyh sil, Trudy seminaru po teorii mašin i mehanizmov, vyp.56, Izd. AN SSSR 1955
- [48] Kislicyn S.G., K issledovaniju ustanovivšegosja dviženja mašin pri silach, zavisjaščich ot skorosti i položenia zvena privedenia, Trudy Instituta mašinovedenia, Seminar po teorii mašin i mehanizmov, vyp.57, Izd. AN SSSR 1955
- [49] Kremenštejn L.I., K opredeleniju zakona dviženja mašiny i momenta inercii machovika pri silach i massach, zavisjaščich ot položenia, skorosti i vremeni, Prikładnaa mehanika, T.4, vyp.2, 1958

- [50] Skuridin M.A., Opredelenie dviženia mehanizma po uravneniu kinetyčeskoj energii pri zadanii sil funkciami skorosti i vremeni. Trudy Instituta mašinovedenia. Seminar po teorii mašin i mehanizmov, T.12, vyp.45, Izd. AN SSSR 1951
- [51] Jędrzejowski J., Mechanika układów korbowych silników samochodowych, WKiŁ, Warszawa 1972
- [52] Parszewski Z., Teoria maszyn i mechanizmów, WNT, Warszawa 1967
- [53] Szewalski R., Teoria mechanizmów i maszyn, PWT, Warszawa 1959
- [54] Stańczak M., Analityczny sposób wyznaczania nierównomierności ruchu mechanizmów wielokorbowych, praca doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 1973
- [55] Stańczak M., Uogólnione siły Lagrange'a od energii potencjalnej w ruchu mechanizmów wielokorbowych, Studia Techniczne nr 10, Zeszyty Naukowe WSP, Bydgoszcz 1982
- [56] Borzuchowski E., Obliczenie koła zamachowego sposobem analitycznym, Zesz.Nauk.Polit.Wr., nr 38, Mechanika 1960, nr 5, 3-21
- [57] Stańczak M., Wytyczne dla praktyki technicznej odnośnie badania nierównomierności ruchu maszyn i mechanizmów, szczególnie mechanizmów wielokorbowych, Studia techniczne nr 11, Zeszyty Naukowe WSP, Bydgoszcz 1983
- [58] Stańczak M., Uogólnione siły rozpraszające w mechanizmach wielokorbowych, praca przygotowana do druku

ИЗБРАННЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ МНОГОШАТУРНЫХ МЕХА- НИЗМОВ

Содержание

В работе совершено просмотр проблематики исследований динамики машин и механизмов с квазиустановленными условиями движения.

Обсуждено здесь определение движения, стабильность режима движения, а также определение неравномерности движения механизмов.

Проведено критическую оценку влияния способов определения движения механизмов по точности вычислений неравномерности движения.

THE PROBLEM OF SURVEING THE NON-STABILIZED MOTION OF POLYCRANKED GEARS

Summary

There is discussed a problem of machine and gear dynamics when motion conditions are quasistabilized. Motion determination and stability stricness as well as determination of gear irregularity has been described. An estimation was performed concerning the influence of methods of gear motion determination on annuracy of motion irregularity calculations.