

Bronisław MIRKIEWICZ

Branżowy Ośrodek Badawczo-Rozwojowy

Maszyn Elektrycznych "Komel"

## WARUNKI PRACY WIBRATORA ELEKTROMASZYNOWEGO

**Streszczenie.** Przedstawiono wyniki analizy prostego układu drgającego o parametrach rozłożonych, określając jego impedancję mechaniczną, moc, metodę dyskretyzacji. Podano model matematyczny układu z wibratorem elektromaszynowym, wyniki badań symulacyjnych i laboratoryjnych oraz podstawowe zalecenia dla projektantów i użytkowników elektrowibratorów.

### 1. Wstęp

Wibrator elektromaszynowy, zwany skrótowo elektrowibratorem, jest to zwykle silnik indukcyjny klatkowy, wyposażony w dodatkowe masy osadzone niemośrodkowo na końcach wału. W wyniku ruchu obrotowego na wirnik działa siła odśrodkowa, zwana siłą wymuszającą:

$$|F| \approx m_0 r_0 \omega^2 = \xi \omega^2, \quad (1)$$

gdzie:

$m_0$  - masa wirnika,

$r_0$  - odległość środka ciężkości wirnika od osi wału,

$\omega$  - prędkość kątowna wirnika,

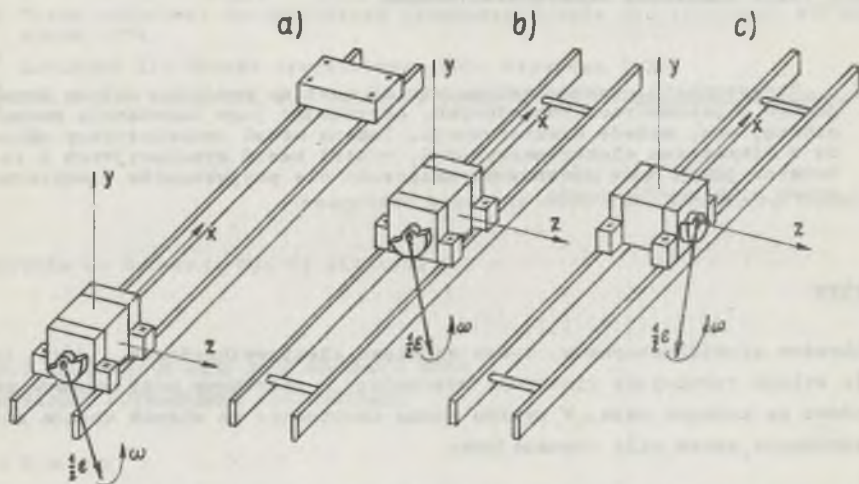
$\xi$  - moment statyczny niewyważenia wirnika.

Siła ta, przeniesiona przez łożyska i łapy lub korpus, wymusza drgania mechaniczne urządzenia, do którego elektrowibrator jest przymocowany, lub drgania ośrodka, w którym elektrowibrator jest zanurzony.

Wobec licznych przypadków przeciążeń elektrowibratorów i wynikających stąd awarii przeprowadzono analizę warunków pracy elektrowibratorów zastosowanych pojedynczo w urządzeniach wibracyjnych o charakterystykach liniowych [1]. Przyjęto przy tym szereg założeń upraszczających, które ograniczyły analizę pracy silnika oraz urządzenia wibracyjnego do przebiegów jednoharmonicznych.

## 2. Stopnie swobody elektrowibratora

W ogólnym przypadku ciało sztywne ma sześć stopni swobody i może wykonywać ruchy wzdłuż i wokół osi  $x, y, z$ . Stojan elektrowibratora, w wyniku działania wytwarzanej przez elektrowibrator siły wymuszającej, nie wykonuje ruchu w kierunku osi wirnika, natomiast możliwość ruchu w pozostałych pięciu kierunkach uzależniona jest od budowy układu drgającego.



Rys. 1. Przykłady usytuowania elektrowibratora w urządzeniu wibracyjnym

Urządzenia wibracyjne zawierają zwykle elementy o parametrach rozłożonych, co w wielu przypadkach ma istotny wpływ na warunki pracy elektrowibratorów. Na rys. 1 przedstawiono wybrane przykłady zastosowania elektrowibratora. Dla wybranych przykładów w tabelicy 1 podano kierunki ruchu elektrowibratora oraz kierunki rozłożonych drgań układu.

Tabela 1

Drgania wybranych układów

Przykład wg rys.	Ruch elektrowibratora $\omega$		Drgania rozłożone układu	
	wzdłuż osi	wokół osi	gięte w płaszczyźnie	skrotne wokół osi
1a	$y, z$	$x, y, z$	$xy, xz$	$x$
1b	$y, z$	$x$	$xy, xz$	$x$
1c	$x, y$	-	$xy$	-

Przy założeniu, że parametry układu mają charakter liniowy, zgodnie z zasadą superpozycji, przemieszczenie wypadkowe elektrowibratora jest równe sumie przemieszczeń składowych:

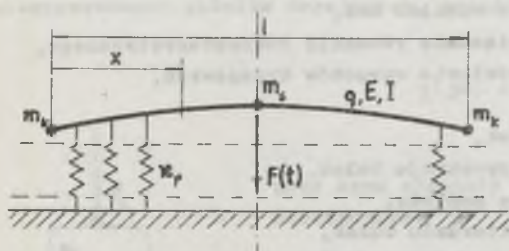
$$q = \sum_{i=1}^{i \leq 5} q_i, \quad (2)$$

a moc tracona w układzie drgającym jest równa sumie mocy zużywanych na podtrzymanie drgań składowych układu. Uwzględniając jako istotny składnik straty w łożyskach, moc obciążająca silnik elektrowibratora wynosi:

$$P = \Delta P_2 + \sum_{i=1}^{i \leq 5} P_i. \quad (3)$$

Dla uwidocznienia charakterystycznych własności napędu wibracyjnego wystarczy więc przeanalizować stosunkowo prosty układ drgający przedstawiony na rys. 1c. W układzie tym, o budowie symetrycznej, elektrowibrator wykonuje ruch w kierunku osi  $x$  oraz  $y$ , a belki wykazują drgania giętne w płaszczyźnie  $xy$ .

### 3. Wyniki analizy układu mechanicznego



Rys. 2. Schemat układu o stałych rozłożonych wg rys. 1c

Układ drgający z rys. 1c przedstawiono schematycznie na rys. 2, przy czym podparcie zrealizowano w postaci elementu sprężystego, rozłożonego.

Można wykazać [1], że charakterystyka modułowo-fazowa pionowego przemieszczenia elektrowibratora określona jest szeregiem nieskończonym wyrazów odpowiadających parzystym postaciom drgań giętnych belek (parzysta liczba węzłów):

$$y(j\omega) = \frac{\delta}{gI} \sum_{n=0}^{\infty} \tau_n \lambda_n(j\omega), \quad n = 0, 2, 4, \dots \quad (4)$$

przy czym:

- współczynnik oddziaływania:

$$\eta_n = \frac{Y_n(\dot{x}_F) Y_n(\dot{x}_z)}{\dot{y}_n^2} = \frac{Y_n^2(\frac{1}{2})}{\dot{y}_n^2}, \quad (5)$$

- współczynnik rezonansowy:

$$\lambda_n(j\omega) = \frac{\omega^2}{\vartheta_n^2 - \omega^2 + j\omega \left[ (\vartheta_s^2(n) - \vartheta_s^2(0)) \zeta_b + \vartheta_0^2 \zeta_p(0) \right]}, \quad (6)$$

- wypadkowa masa względna:

$$\vartheta_n^2 = 2 \int_0^{\frac{1}{2}} Y_n^2(\dot{x}) dx + 2 \frac{m_k}{\varphi^2} + \frac{m_s}{\varphi^2} Y_n^2(\frac{1}{2}), \quad (7)$$

- pulsacja drgań swobodnych:

$$\vartheta_n^2 = \vartheta_s^2(n) + \vartheta_0^2 = \frac{EI}{\varphi} k_n^4 + \frac{m_p}{\varphi}, \quad (8)$$

gdzie:

- $\dot{x} = \frac{x}{1}$  - względna wartość współrzędnej  $x$ ,
- $\dot{x}_F$  - punkt przyłożenia siły wymuszającej,
- $\dot{x}_z$  - punkt określenia impedancji mechanicznej,
- $Y_n(\dot{x})$  - funkcja własna układu drgającego, spełniająca warunki brzegowe i uwzględniająca rozkład mas,
- $k_n$  - wartość własna, rozwiązanie równania charakterystycznego, sformułowanego na podstawie warunków brzegowych,
- $E$  - moduł Younga,
- $\varphi$  - masa jednostkowa belek,
- $I$  - moment bezwładności przekroju belek,
- $\alpha_p$  - sztywność jednostkowa podłoża,
- $\zeta_b$  - tłumienie względne materiału belek,
- $\zeta_p$  - tłumienie względne materiału podłoża.

Definiując impedancję mechaniczną układu drgającego, sprowadzoną do punktu przyocowania elektrowibratora, jako stosunek siły wymuszającej do prędkości, otrzymuje się:

$$\underline{Z}(j\omega) = \frac{F(j\omega)}{\underline{V}(j\omega)} = \frac{\xi\omega}{j\underline{Y}(j\omega)} = \frac{\xi\varphi^2}{j \sum_{n=0}^{\infty} \vartheta_n \lambda_n(j\omega)}, \quad (9)$$



gdzie:

$$\underline{F}(j\omega) = |\underline{F}(j\omega)| = \varepsilon\omega^2 \quad (10)$$

oraz 
$$\underline{Y}(j\omega) = j\omega\underline{y}(j\omega). \quad (11)$$

Moc zespoloną określa zależność:

$$\underline{S}_u = \frac{1}{2} \underline{FV}^* = j \frac{\varepsilon^2 \omega^3}{2 \varphi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \eta_n \lambda_n(j\omega). \quad (12)$$

Po uwzględnieniu związku (10) moc czynna obciążająca elektrowibrator wynosi:

$$P_u = \frac{\varepsilon\omega^2}{2} \operatorname{Re}(\underline{y}) = - \frac{\varepsilon^2 \omega^2}{2 \varphi^2} \operatorname{Im} \left[ \sum_{n=0}^{\infty} \eta_n \lambda_n(j\omega) \right]. \quad (13)$$

Pulsacje drgań swobodnych  $\varphi_n$  wyższych postaci zmierzają do nieskończoności. Stąd, jak wynika z zależności (6):

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \lambda_n = 0. \quad (14)$$

Praktyczne znaczenie mają więc tylko początkowe wyrazy szeregu nieskończonego (4), odpowiadające rezonansom mogącym mieć wpływ na rezruch i pracę urządzenia wibracyjnego. Drgania płonowe elektrowibratora można zatem przedstawić jako sumę przemieszczeń mas skończonego szeregu elementarnych, niesprężonych układów drgających, przedstawionych na rys. 3:

$$\underline{\Sigma}(j\omega) = \sum_{n=0}^m \frac{\varepsilon \eta_n}{\varphi^2} \lambda_n(j\omega), \quad (15)$$

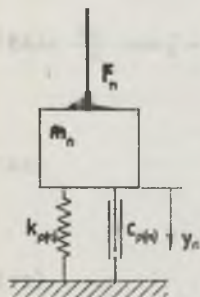
przy czym elementy zastępczego układu dyskretnego są następujące:

$$F_n = \varepsilon\omega^2 \eta_n \quad (16)$$

$$m_n = \varphi^2 \quad (17)$$

$$k_{p(n)} = \varphi^2 \omega_n^2 \quad (18)$$

$$\varphi_{p(n)} = k_{p(n)} \varphi_{p(n)} = \varphi^2 \left[ (\varphi_s^2(n) - \varphi_s^2(0)) \zeta_b + \varphi_0^2 \zeta_p(0) \right]. \quad (19)$$



Rys. 3. Elementarny układ drgający

Do badań weryfikacyjnych [1] przyjęto obiekt odpowiadający układowi wg rys. 1e. Własności dynamiczne obiektu pozwoliły na odwzorowanie go dwumasowym układem zastępczym. W tym przypadku można było zastosować układ sprzężony wg rys. 5, w którym współrzędne ruchu masy  $m_1$  określały równocześnie ruch elektrowibratora. Parametry dwumasowego układu zastępczego zdefiniowano następująco:

$$m_1 = \frac{\vartheta_1}{\vartheta_0 + \vartheta_2}, \quad m_2 = \frac{\vartheta_2}{\vartheta_0} m_1 \quad (20)$$

$$k_{p1} = \frac{\vartheta_1}{\vartheta_0 + \vartheta_2} \vartheta_0^2, \quad k_{p2} = \frac{\vartheta_2}{\vartheta_0} k_{p1} \quad (21)$$

$$o_{p1} = \frac{\vartheta_1}{\vartheta_0 + \vartheta_2} \tilde{v}_p(0) \vartheta_0^2, \quad o_{p2} = \frac{\vartheta_2}{\vartheta_0} o_{p1} \quad (22)$$

$$o_b = k_b \tilde{v}_b, \quad k_b = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (\vartheta_{s(2)}^2 - \vartheta_{s(0)}^2) \quad (23)$$

#### 4. Model matematyczny

Dla odwzorowania silnika elektrowibratora przyjęto schemat zastępczy przedstawiony na rys. 4. Jako zmienne stanu przyjęto składowe osiowe ( $\alpha_{1\beta}$ ) strumieni skojarzonych  $\Psi$  wg [2]. Stan elektromagnetyczny silnika w transformacji synchronicznej opisują równania:

$$\frac{d \Psi_{1\alpha}}{dt} = u_{1\alpha} - \frac{R_1}{\sigma L_1} \Psi_{1\alpha} + \omega_0 \Psi_{1\beta} + \frac{R_1 L_1 \mu}{\sigma L_1 L_2} \Psi_{2\alpha} \quad (24)$$

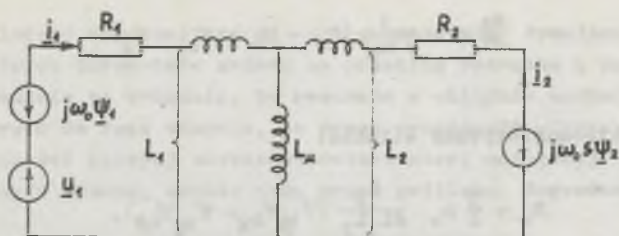
$$\frac{d \Psi_{1\beta}}{dt} = u_{1\beta} - \frac{R_1}{\sigma L_1} \Psi_{1\beta} - \omega_0 \Psi_{1\alpha} + \frac{R_1 L_1 \mu}{\sigma L_1 L_2} \Psi_{2\beta} \quad (25)$$

$$\frac{d \Psi_{2\alpha}}{dt} = - \frac{R_2}{\sigma L_2} \Psi_{2\alpha} + \omega_0 \Psi_{2\beta} + \frac{R_2 L_2 \mu}{\sigma L_1 L_2} \Psi_{1\alpha} \quad (26)$$

$$\frac{d \Psi_{2\beta}}{dt} = - \frac{R_2}{\sigma L_2} \Psi_{2\beta} - \omega_0 \Psi_{2\alpha} + \frac{R_2 L_2 \mu}{\sigma L_1 L_2} \Psi_{1\beta}, \quad (27)$$

gdzie:

$$\sigma = 1 - \frac{L_1 \mu}{L_1 L_2}$$



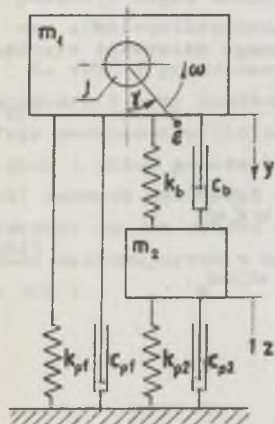
Rys. 4. Schemat zastępczy silnika indukcyjnego; stałe wirnika sprowadzone

Składowe osiowe prądu stojana określone są zależnościami:

$$i_{1\sigma} = \frac{1}{6L_1} \psi_{1\sigma} - \frac{L_m}{6L_1 L_2} \psi_{2\sigma} \quad (28)$$

$$i_{2\sigma} = \frac{1}{6L_1} \psi_{1\sigma} - \frac{L_m}{6L_1 L_2} \psi_{2\sigma} \quad (29)$$

Drgania pionowe elektrowibratora odwzorowano w dyskretnym układzie zastępczym, przedstawionym na rys. 5. Stan dynamiczny układu drgającego opisano wg pracy [1] równaniami:



Rys. 5. Schemat zastępczy układu z rys. 1c

$$\frac{dy_1}{dt} = y_2, \quad (30)$$

$$\frac{dy_2}{dt} = y_3, \quad (31)$$

$$y_3 = \frac{\xi\omega}{m_1} \cos \gamma - \tilde{v}_p \vartheta_p^2 y_2 - \vartheta_p^2 y_1 + \tilde{u}_b \vartheta_b^2 (1-\mu_1)(y_2-z_2) - \vartheta_b^2 (1-\mu_1)(y_1-z_1) \quad (32)$$

$$\frac{dz_1}{dt} = z_2, \quad (33)$$

$$\frac{dz_2}{dt} = z_3, \quad (34)$$

$$z_3 = -\tilde{v}_p \vartheta_p^2 z_2 - \vartheta_p^2 z_1 + \tilde{v}_b \vartheta_b^2 \mu_1 (z_2 - y_2) - \vartheta_b^2 \mu_1 (z_1 - y_1), \quad (35)$$

gdzie:

$y_1 = y$  - przemieszczenie masy  $m_1$  (elektrowibratora),

$z_1 = z$  - przemieszczenie masy  $m_2$  (pionowe).

Równowaga elektrodynamiczna wirnika opisana jest równaniem:

$$\frac{ds}{dt} = - \frac{1}{J \omega_0} (M_e - M_u - M_g - M_l) \quad (36)$$

gdzie:

- moment elektromagnetyczny silnika:

$$M_e = \frac{3}{2} P_b \frac{L \mu}{\sigma L_1 L_2} (\psi_{1\beta} \psi_{2\alpha} - \psi_{1\alpha} \psi_{2\beta}), \quad (37)$$

- moment obciążenia od urządzenia wibracyjnego:

$$M_u = - \varepsilon v_j \sin \delta' \quad (38)$$

- grawitacyjny moment obciążenia od momentu statycznego niewyważenia wirnika

$$M_g = \varepsilon g \sin \delta', \quad (39)$$

- moment od strat w łożyskach:

$$M_l = \begin{cases} M_p \operatorname{sgn} \omega & \omega \leq \omega_k \\ s_1 \varepsilon (\omega - \omega_k) + c_0 (\omega - \omega_k) + M_p & \omega > \omega_k, \end{cases} \quad (40)$$

przy czym:

- J - moment bezwładności wirnika.
- g - przyspieszenie ziemskie,
- $M_p = \mu_2 m_0 g$  - moment początkowy od strat w łożyskach,
- $\mu_2$  - współczynnik tarcia łożysk,
- $s_1$  - współczynnik stratności łożysk,
- $c_0$  - współczynnik tłumienia łożysk,
- $m_0$  - masa wirnika,
- $\omega_k$  - prędkość kątowa, krytyczna ze względu na pracę łożysk,
- $\omega = \omega_0 (1-s)$ .

Zależność określającą moment obciążenia od strat w łożyskach sformułowano na podstawie wyników badań identyfikacyjnych.

Symulacyjny model analogowy, opracowany na podstawie powyższego modelu matematycznego, wykazał dobrą zgodność z rzeczywistym obiektem przyjętym do badań weryfikacyjnych.



## 5. Wybrane stany pracy urządzenia wibracyjnego

Model analogowy wykorzystano do przeprowadzenia symulacyjnych badań wpływu niektórych parametrów układu na przebieg rozruchu i pracę elektrowibratora. Badania te wykazały, że rezonans w układzie mechanicznym może utrudnić rozruch do tego stopnia, że praca urządzenia wibracyjnego ustali się przy prędkości kątowej elektrowibratora nieco mniejszej od pulsacji drgań swobodnych układu, zwykle przy dużym poślizgu. Zagrożenie to wzrasta przy:

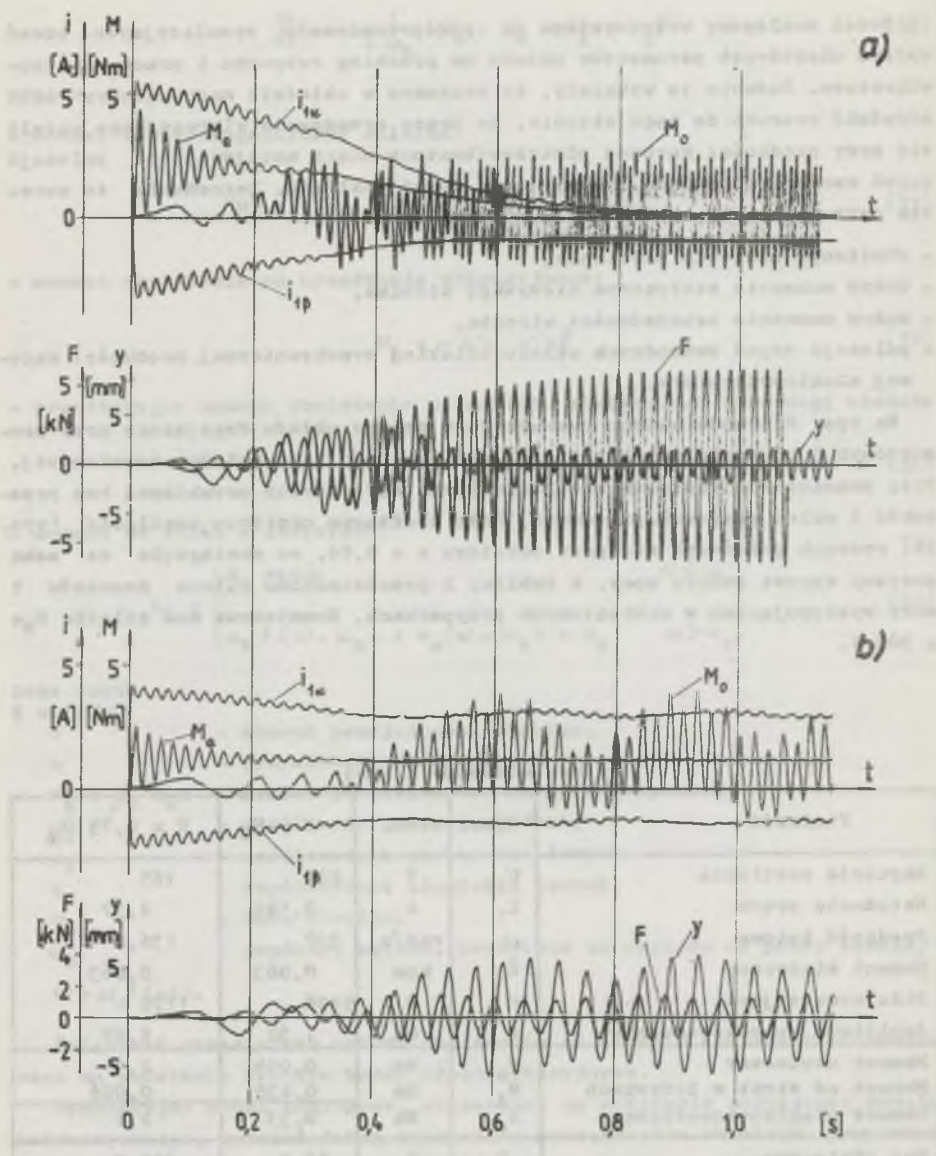
- obniżonym napięciu zasilania,
- dużym momencie statycznym niewyważenia wirnika,
- dużym momencie bezwładności wirnika,
- pulsacji drgań swobodnych układu bliskiej synchronicznej prędkości kątowej elektrowibratora.

Na rys. 6 przedstawiono rozruch tego samego układu drgającego przy znamionowym i przy obniżonym napięciu zasilania do 75% wartości znamionowej. Przy znamionowym napięciu zasilania (rys. 6a) rozruch przebiegał bez przeszkód i układ pracował poprawnie. Przy obniżonym napięciu zasilania (rys. 6b) rozruch zakończył się przy poślizgu  $s = 0,56$ , co pociągnęło za sobą znaczny wzrost poboru mocy. W tabelicy 2 przedstawiono bilans momentów i mocy występujących w wymienionych przypadkach. Znamionowa moc silnika  $P_N = 300$  W.

Tabela 2

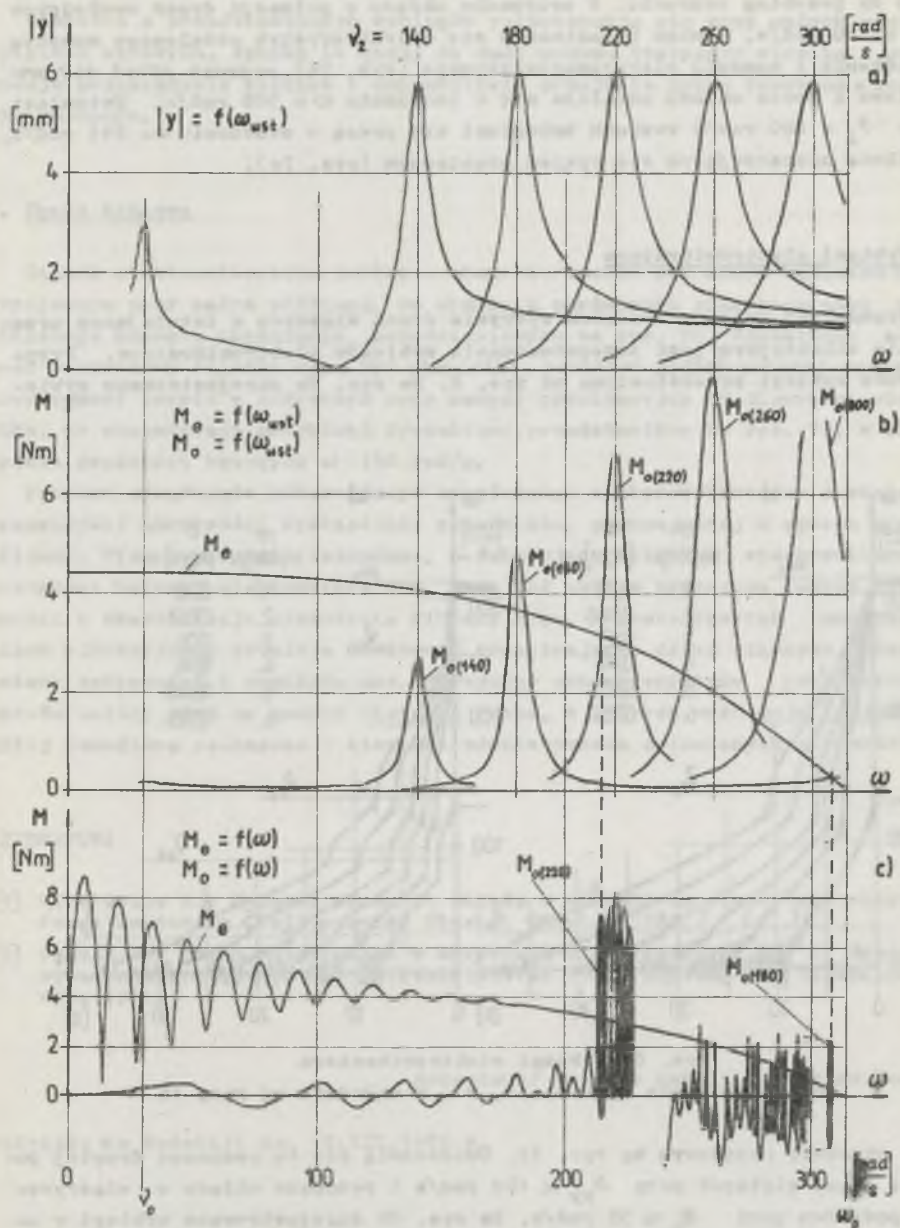
Bilans momentów i mocy

Wielkość	Symb.	Jedn.	$U = U_N$	$U = 0,75 U_N$
Napięcie zasilania	$U_{1f}$	V	220	165
Natężenie prądu	$I_1$	A	0,526	2,37
Prędkość kątowa	$\omega$	rad/s	307	136,6
Moment statyczny	$\xi$	kgm	0,063	0,063
Siła wymuszająca	F	N	5938	1176
Amplituda przemieszczenia	y	mm	1,32	5,67
Moment użyteczny	$M_u$	Nm	0,094	2,31
Moment od strat w łożyskach	$M_1$	Nm	0,235	0,086
Moment elektromagnetyczny	$M_e$	Nm	0,33	2,4
Moc użyteczna	$P_u$	W	28,9	315,3
Straty w łożyskach	$\Delta P_3$	W	72,2	11,7
Straty w uzwojeniu wirnika	$\Delta P_2$	W	2,1	426,5
Straty w uzwojeniu stojana	$\Delta P_1$	W	17,0	343,3
Moc pobierana	$P_1$	W	120,2	1096,8



Rys. 6. Symulowane przebiegi rozruchu elektrowibratora w układzie wg rysunku 1c, przy  $\xi = 0,063 \text{ kgm}$ :

a)  $U = U_N$ ,  $\omega_{ust} = 307 \text{ rad/s}$ , b)  $U = 0,75 U_N$ ,  $\omega_{ust} = 136,6 \text{ rad/s}$



Rys. 7. Wpływ pulsacji drgań swobodnych układu drgającego na:

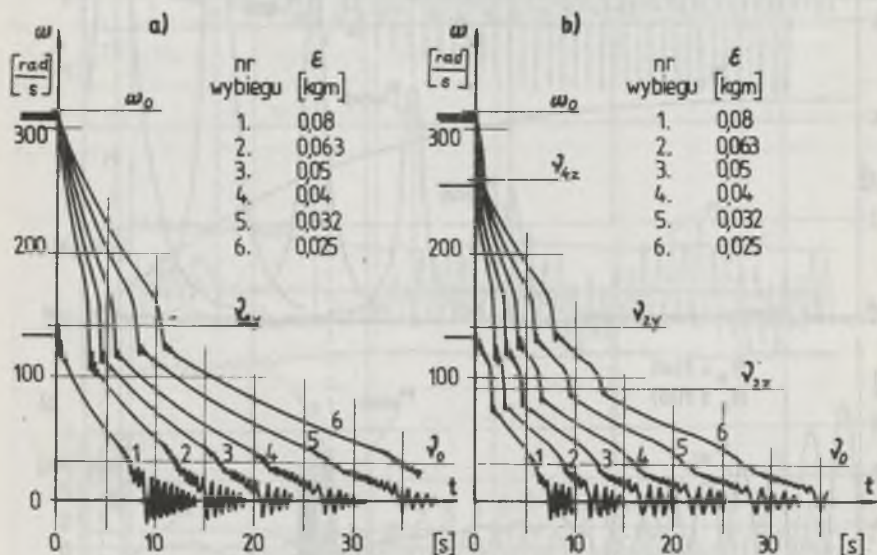
a - częstotliwościową charakterystykę przemieszczenia, b - częstotliwościową charakterystykę momentu obciążenia, c - przebieg momentu obciążenia w czasie rozruchu



Na rys. 7 uwidocznił się wpływ pulsacji drgań swobodnych układu drgającego na przebieg rozruchu. W przypadku układu o pulsacji drgań swobodnych  $\varphi_2 = 180$  rad/s, pomimo przecinania się charakterystyk ustalonego momentu obciążenia i momentu elektromagnetycznego (rys. 7b), rozruch odbył się prawidłowo i praca układu ustaliła się w otoczeniu  $\omega = 308$  rad/s. Natomiast przy  $\varphi_2 = 220$  rad/s rozruch zakończył się pracą w otoczeniu  $\omega = 216$  rad/s, z silnie zaznaczającym się cyklem granicznym (rys. 7c).

## 6. Wybiegi elektrowibratora

Stosunkowo prostym sposobem wykrycia drgań własnych w istniejącym urządzeniu wibracyjnym jest przeprowadzenie wybiegów elektrowibratora. Przykładowe wybiegi przedstawiono na rys. 8. Na rys. 8a zarejestrowano wybie-



Rys. 8. Wybiegi elektrowibratora

a - w układzie wg rys. 1a, b - w układzie wg rys. 1b

gi w układzie napędowym wg rys. 1a. Uwidocznił się tu rezonans drugiej postaci drgań giętych przy  $\varphi_{2y} \approx 140$  rad/s i rezonans układu z elastycznym podłożem przy  $\varphi_0 \approx 30$  rad/s. Na rys. 8b zarejestrowano wybiegi w układzie wg rys. 1b. Ujawniły się tu dodatkowo rezonanse pochodzące od drgań giętych w płaszczyźnie xz. Przy  $\varphi_{4z} \approx 260$  rad/s i przy  $\varphi_{2z} \approx 90$  rad/s występują rezonanse drgań giętych czwartej i drugiej postaci. W czasie wybiegów zaobserwowano ponadto rezonans drgań obrotowych wokół osi x, któ-



ry wystąpił równocześnie z rezonansem w płaszczyźnie poziomej przy  $\vartheta_{2z} \approx 90$  rad/s, przez co nie uwidocznił się na wykresach.

Niektóre z przedstawionych wybiegów rozpoczynają się przy małych prędkościach kątowych. Wynika to stąd, że duży moment statyczny wirnika powoduje przeciążenie silnika i uniemożliwia przejście przez rezonans w czasie rozruchu.

## 7. Uwagi końcowe

Silnik elektrowibratora powinien charakteryzować się dużym momentem krytycznym przy małym poślizgu, co wynika z porównania charakterystyk ustalonego momentu obciążenia, przedstawionych na rys. 7b. Początkowy moment rozruchowy silnika może być niewielki, powinien jednak pokonać początkowy moment tarcia w łożyskach oraz moment grawitacyjny od niewyważenia wirnika, co uzasadniają przebiegi dynamiczne przedstawione na rys. 7c, w zakresie prędkości kątowych  $\omega < 150$  rad/s.

Projekt urządzenia wibracyjnego napędzanego elektrowibratorem powinien przewidywać możliwości wystąpienia rezonansów, przynajmniej w sposób przybliżony. Nieprzewidziane rezonanse, o pulsacjach bliskich synchronicznej prędkości kątowej elektrowibratora, mogą być bowiem przyczyną dużych trudności w eksploatacji urządzenia wibracyjnego. W prototypowych urządzeniach wibracyjnych istnieje możliwość przestrajania drgań własnych przez zmiany sztywności i rozkładu mas. Korygując charakterystykę rezonansową układu należy mieć na uwadze kierunki ruchu, w których występują najbardziej szkodliwe rezonanse i kierunki oddziaływania zmienianych parametrów.

## LITERATURA

- [1] Mirkiewicz B.: Badania dynamiki układu z wibratorem elektromaszynowym. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1982.
- [2] Paszek W.: Stany nieustalone w maszynach elektrycznych. Cz. I, Maszyny asynchroniczne. Skrypty Uczelniane nr 992, Politechnika Śląska, Gliwice 1981.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Marian Noga

Wpłynęło do Redakcji dn. 15.XII.1982 r.

## УСЛОВИЯ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОВИБРАТОРА

### Р е з ю м е

Представлен результат анализа вибрационного приспособления с непрерывными параметрами, определяя его механическую импеданцию, мощность и метод перехода к дискретной модели. Представлено математическую схему вибрационного привода электровибратора, результаты испытаний на аналоговой машине и в лаборатории, а также основные указания для конструкторов и потребителей электровибраторов.

## WORKING CONDITIONS OF ELECTROVIBRATORS

### S u m m a r y

Results of the analysis of a simple vibrating system containing distributed constants are presented. Its mechanical impedance, power and method of transforming into an equivalent system with lumped constants are defined. A mathematical model of a vibrating system with an electrovibrator and the results of analogue computer calculations and laboratory investigations are also presented. Some basic recommendations are made for designers and users of electrovibrators.