ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1975

Seria: Górnictwo z. 62 Nr kol. 407

Adam Kucharczyk

Zakład Konstrukcji Maszyn
COBPWiUK "SEPARATOR"

OPTYMALIZACJA WYBRANYCH CECH KONSTRUKCYJNYCH PRZESIEWACZA WIBRACYJNEGO

Streszczenie. W celu przeprowadzenia optymalnego ze względu na przyjęte kryterium doboru cech konstrukcyjnych przesiewacza wibracyjnego przyjęto odpowiedni model fenomenologiczny. Równanie ruchu mas napisano przy założeniu, że rozpatrywany model posiada cztery stopnie swobody i wykonuje ruch płaski. Jako funkcję celu przyjęto taką uwikłaną zależność cech konstrukcyjnych i parametrów kinematycznych, dla której iloraz oddziaływania dynamicznego maszyny i amplitudy rzeszota osiąga wartość minimalną. Wartości rzeczywiste poszczególnych wychyleń w pobliżu położenia równowagi wyznaczono metodą zaproponowaną w L [2]. Wykonano również obliczenia numeryczne dla założonego obszaru zmienności równoważnych cech konstrukcyjnych określając ich wartości optymalne ze względu na przyjęte kryterium.

Wielkości cech konstrukcyjnych maszyny wibracyjnej decydują o prawidłowości jej pracy.

Poddajemy analizie zagadnienia związane z dynamiką dwumasowego przesiewacza wibracyjnego. O ile powierzchnia rzeszota i sita jest zdeterminowana wymaganiami technologicznymi, to pozostałe cechy konstrukcyjne, jak stałe sprężystości, tłumienia i masy oraz ich cechy geometryczne wynikają z obliczeń mechanodynamicznych.

Na rysunku 1 przedstawiono model mechanodynamiczny analizowanej maszyny.

Oznaczenia na rysunku 1:

φ_1, φ_2, z_1, z_2 – kierunki obrotów i przesunięć,

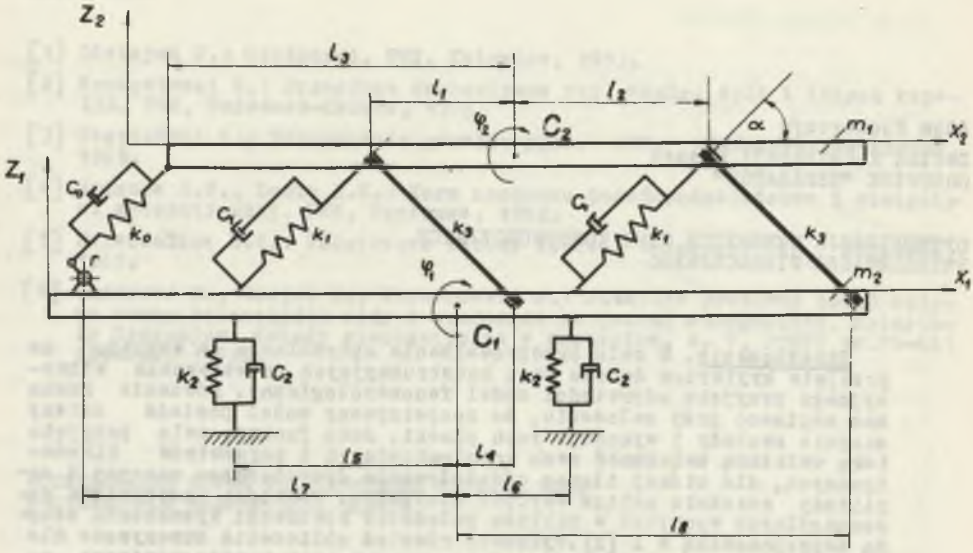
C_1, C_2 – ośrodek obrotów,

l_1 – wymiar liniowy,

k_2 – stała sprężystości więzów,

c_n – współczynnik tłumienia wiskotycznego,

m_1, m_2 – masy drgające (rzeszoto, przeciwwaga).



Rys. 1. Model mechanodynamiczny przesiewacza

Założono, że model reprezentuje maszynę o czterech stopniach swobody, a analizie poddano przypadek ruchu płaskiego. Słuszność tego założenia potwierdzają badania podobnych maszyn eksploatowanych w przemyśle węglowym. Przyjęty model posiada więzy sprężyste o charakterystyce liniowej, przy czym część z nich poza stałą sprężystości charakteryzuje się dodatkowo współczynnikiem tłumienia. Równania ruchu mas jak na rys. 1 w pobliżu położenia równowagi można zapisać:

$$
\begin{aligned}
M_1\ddot{Z}_1 &= \text{suma sił (cechy konstrukcyjne, przemieszczenia)},\\
M_2\ddot{Z}_2 &= \text{suma sił (cechy konstrukcyjne, przemieszczenia)},\\
I_1\ddot{\varphi}_1 &= \text{suma sił (cechy konstrukcyjne, przemieszczenia)},\\
I_2\ddot{\varphi}_2 &= \text{suma sił (cechy konstrukcyjne, przemieszczenia)}.
\end{aligned}
\tag{1}
$$

Lista argumentów funkcji sumy sił w układzie równań (1) obejmuje cechy konstrukcyjne, jak wymiary liniowe, stałe sprężystości, współczynniki tłumienia oraz przemieszczenia i prędkości odpowiednich mas.

Po rozpisaniu i wykonaniu transformacji Laplace'a układu równań (1), przy założonych zerowych warunkach początkowych otrzymano równoważny układ równań (2).

$$
\begin{aligned}
& z_2(M_2s^2+a_4s+a_1) + z_1(a_1+sa_4) + \varphi_1(a_3+sa_5) + \\
& \quad + \varphi_2(a_2+sa_6) = -P(s,\alpha) \\
& z_2(a_1+sa_4)+z_1(M_1s^2+a_4s+a_1-2a_{13}) + \varphi_1(a_3+sa_5-a_{14}\cdot a_{13}) + \\
& \quad + \varphi_2(sa_6+a_2) = -P(s,\alpha) \\
& \varphi_2(I_2s^2+a_7+a_6s) + \varphi_1(a_8+sa_9) + z_1(a_6s+a_2) + \\
& \quad + z_2(a_2+sa_6) = -l_3P(s,\alpha) \\
& \varphi_1(I_1s^2 + a_{12}+a_{13}\cdot a_{15}) + \varphi_2(a_8+sa_9) + z_1(a_3+sa_5+a_{13}\cdot a_{14}) + \\
& \quad + z_2(a_5+a_3) = -l_7P(s,\alpha)
\end{aligned}
\tag{2}
$$

gdzie współczynniki a_p są funkcjami cech konstrukcyjnych. Związki pomiędzy współczynnikami a_p i cechami konstrukcyjnymi można zapisać przy pomocy równań (3)

$$
\begin{aligned}
& a_j = a_j \text{ (cechy konstrukcyjne)} \\
& j = 1,2 \ldots 15
\end{aligned}
\tag{3}
$$

Funkcja występująca po prawej stronie w układzie równań (2) opisuje wymuszenie.

$$P(s,\alpha) = (k_0 + sc_0)\,\frac{\omega_r \sin\alpha}{s^2 + \omega^2} \tag{4}$$

Skuteczność działania przesiewacza zdeterminowana jest osiąganymi przez układ drgający parametrami kinematycznymi, tzn. amplitudą drgań rzeszota (m_2), ich częstością (ω) oraz kątem pochylenia sita (wahacza).

Nie zawsze optymalnym parametrom kinematycznym przesiewacza ze względu na skuteczność działania odpowiada pożądany stopień oddziaływania dynamicznego na fundament. W związku z tym wydaje się celowy taki dobór cech konstrukcyjnych przesiewacza, aby zadanym parametrom kinematycznym rzeszota (m_2) odpowiadało minimalne oddziaływanie na fundament.

Sprowadźmy zagadnienie do problemu wyznaczenia odpowiedzi układu drgającego jak na rys. 1 na wymuszenie opisane funkcją $P(s,\alpha)$, przy czym interesują nas drgania ustalone układu oraz sformułujemy funkcję celu.

W równaniach (2) i (3) wprowadzono parametry zredukowane, przy czym w miejscu poszczególnych wielkości cech konstrukcyjnych podstawiono:

gdzie:

ω – częstość wymuszenia,

$\tau = \omega \cdot t$ – czas zredukowany,

$l_0 = l_3 + l_2 + \frac{l_8 - l_6}{2}$ – długość rzeszota,

$M_0 = M_1 + M_2$ – całkowita masa przesiewacza,

$g_1 = \frac{M_2}{M_0}$ – udział masy przeciwwagi w masie całkowitej przesiewacza,

$g_2 = \frac{M_2}{M_0}$ – udział masy rzeszota w całkowitej masie przesiewacza,

$c_i^* = \frac{c_i}{M_0 \omega}$ – zredukowany współczynnik tłumienia,

$k_j^* = \frac{k_j}{M_0 \omega^2}$ – zredukowana stała sprężystości,

$\xi_i = \frac{z_i}{l_0}$ – zredukowane przesunięcie,

$j_i = \frac{I_i}{M_0 l_0^2 \omega^2}$ – zredukowany moment bezwładności,

$\lambda_i = \frac{l_i}{l_0}$ – zredukowana długość,

$i = 1,2$

$j = 0,1,2$

Przyjmujemy, że poszukujemy takiego obszaru pracy przesiewacza, w którym możliwie dużej amplitudzie rzeszota odpowiada względnie małe oddziaływanie dynamiczne na fundament.

Maksymalną amplitudę drgań przesiewacz osiągnie przy częstościach odpowiadających częstościom rezonansowym. Częstościom tym nie muszą odpowiadać częstości, przy których oddziaływanie dynamiczne układu osiąga wartości minimalne L [1], [4].

Wydaje się celowe wprowadzenie bezwymiarowego wskaźnika jako ilorazu zredukowanego oddziaływania dynamicznego maszyny i zredukowanej amplitudy rzeszota.

$$f = \mathrm{MIN}\ \frac{2(c_2^* s + k_2^*)\,\xi_1 + \varphi_1(\alpha_5 - \alpha_6)(c_2^* s + k_2^*)}{\xi_2} \tag{5}$$

gdzie

ξ_1, ξ_2 φ_1 – zredukowane rozwiązania układu równań (2) w przestrzeni obrazu,

przy czym:

$$\xi_1(s) = \frac{L_1(s)}{W(s)}$$

$$\xi_2(s) = \frac{L_2(s)}{W(s)} \tag{6}$$

$$\varphi_1(s) = \frac{L_3(s)}{W(s)}$$

gdzie:

$W(s)$ – wyznacznik charakterystyczny układu równań (2),

$L_1(s)$ – wyznacznik macierzy głównej układu rozszerzonej o kolumnę wyrazów wolnych.

Poszukiwanie takiego zbioru cech konstrukcyjnych, dla którego przy ustalonej wielkości wymuszenia wskaźnik f osiąga wartość minimalną, nie musi oznaczać zatem pracy przeciewacza w pobliżu częstości rezonansowych.

Aby wyznaczyć wartości rzeczywiste funkcji (6) posłużono się metodą przedstawioną w L [2]. Metoda ta wymaga obliczenia wartości transformat $\xi_1(s)$, $\xi_2(s)$, $\varphi_1(s)$ dla kilku wartości s , $(2n + 1)\sigma$, gdzie: σ jest dowolną liczbą, większą od zera a $n = 0,1...$ Przy czym o wielkości (σ) decyduje położenie obszaru, w którym wyznaczamy wartości oryginału.

Ponieważ zgodnie z L [2] dla dużych wartości czasu rzeczywistego (t), lub małej liczby okresów drgań od momentu wzbudzenia układu należy dobrać σ małe. Zależność pomiędzy oryginałem i transformatą można przedstawić równaniem (7).

$$\sigma(F)2n + 1(\sigma) = \int_0^{\pi/2} \cos\vartheta 2n \quad \sin\vartheta \ \varphi(\omega)d\vartheta \tag{7}$$

gdzie:

$\varphi(\vartheta) = f(\tau) = f(-\frac{1}{\sigma}\ln\cos\vartheta)$ – rozwiązanie układu równań (2) w przestrzeni oryginału odpowiednio dla $\xi_2(\tau)$, $\xi_1(\tau)$, $\varphi_1(\tau)$

F – rozwiązanie układu (2) w przestrzeni obrazu odpowiednio dla $\xi_1(s)$, $\xi_2(s)$, $\varphi_1(s)$.

Rozwiązanie funkcji $\varphi(\vartheta)$ w szereg Fouriera w przedziale $(0, \pi/2)$ pozwala przedstawić poszczególne rozwiązania układu w postaci (8)

$$\varphi_j(\vartheta) = \sum_{\nu=0}^{\infty} c_{j\nu} \sin(2\nu + 1)\vartheta \tag{8}$$

gdzie:

$$\vartheta = \operatorname{arc\,cos} e^{-\sigma\tau}$$

$$c_{0j} = \frac{4}{\pi}\sigma F_j(\sigma)$$

$$c_{0j} + c_{1j} = \frac{4}{\pi}\sigma F_j(3\sigma)$$

$$2c_{0j} + 3c_{1j} + c_{2j} = \frac{4^3}{\pi}\sigma F_j(5\sigma)$$

.....

$$42c_{0j} + 80c_{1j} + 75c_{2j} + 35c_{3j} + 9c_{4j} + c_{5j} = \frac{4^6}{\pi}\sigma F_j(11\sigma)$$

j – indeks przypisujący poszczególne funkcje zmiennym ξ_1, ξ_2, φ_1.

W związku z tym rozwiązania układu równań (2) można zapisać

$$\begin{aligned} \xi_1(\tau) &\approx \varphi_{z_1}(\vartheta) \\ \xi_2(\tau) &\approx \varphi_{z_2}(\vartheta) \\ \varphi_1(\tau) &\approx \varphi_{\varphi_1}(\vartheta) \end{aligned} \tag{9}$$

Podstawiając znalezione rozwiązania (9) do równania (5) można przejść do poszukiwania ekstremum.

Równanie (5) jest funkcją dwunastu parametrów konstrukcyjnych oraz czasu (t) i parametru (σ).

W obliczeniach przyjęto, że przedmiotem analizy będzie ruch ustalony układu w dostatecznie dużej odległości od momentu rozruchu. Za takie obszar czasowy przyjęto uważać czas odpowiadający około pięćdziesięciu okresom drgań o częstotliwości wymuszenia ω.

$$\tau = 2 \cdot 50 \tag{10}$$

Parametr (σ) przyjęto ze zbioru liczb 0.001 - 2.001, tak aby zmieniając zgodnie z zależnością

$$\sigma = 0.001 + n \cdot 0.005 \quad n = 0,1 \ldots 40$$

znaleźć obszar dostatecznie małej zmienności $\xi_1(\sigma)$, $\xi_2(\sigma)$, $\varphi_1(\sigma)$

tzn.

$$|\xi_1(\sigma_n) - \xi_1(\sigma_{n+k})| < \varepsilon$$

$$|\xi_2(\sigma_n) - \xi_2(\sigma_{n+k})| < \varepsilon$$

$$|\varphi_1(\sigma_n) - \varphi_1(\sigma_{n+k})| < \varepsilon$$

$$\varepsilon = 0.01$$

przy ustalonych pozostałych parametrach.

Podstawiając wartości σ do równania (8) i wyznaczając odpowiednie współczynniki szeregu c_{ji} można obliczyć wartości liczbowe wartości rozwiązań układu równań (2).

W rozwiązaniu (8) na podstawie obliczeń numerycznych uznano liczbę pięciu wyrazów rozwinięcia za wystarczającą dla rozważanego przypadku.

Po wykonaniu koniecznych przekształceń funkcji celu przyjęto odpowiednią procedurę poszukiwania ekstremum. W celu wykonania obliczeń numerycznych zastosowano tzw. metodę Rosenbrocka z uwzględnieniem ograniczeń ze względu na obszar określoności argumentów. Metoda ta umożliwia względnie szybkie znalezienie ekstremum funkcji wieloparametrowej bez znajomości jej pochodnych L. [3].

Wielkość wskaźnika f była kontrolowana w obszarze jednego okresu drgań wymuszonych.

Przykład liczbowy

Dane - (oznaczenia zgodne z rys. 1)

$l_0 = 3$ (m)

$l_2 = (0,5 - 2,5)$ (m)

$l_3 = (0,7 - 4)$ (m)

$l_4 = (0 - 4)$ (m)

$l_6 = (0 - 4)$ (m)

$k_0 = (1,5 - 4) \cdot 10^6$ (N/m)

$k_1 = (1,4 - 3,5) \cdot 10^6$ (N/m)

$k_2 = (2 - 4,5) \cdot 10^6$ (N/m)

$k_3 = (2 - 4,5) \cdot 10^6$ (N/m)

$c_0 = (5 - 4) \cdot 10^3$ (Ns/m)

$c_1 = (5 - 4) \cdot 10^3$ (Ns/m)

$c_2 = (5 - 4) \cdot 10^3$ (Ns/m)

$g_1 = (0,2 - 0,8)$ (%)

$M_0 = 2.10^3$ (kg)

$\alpha = 45^0$

$\omega = 75 \ (\frac{1}{s})$

Wartości optymalne

$l_2 = 2$ (m)

$l_3 = 1,94$ (m)

$l_4 = 2,09$ (m)

$l_6 = 1,99$ (m)

$k_0 = 1,98$ (N/m)

$k_1 = 2,0$ (N/m)

$k_2 = 3,15$ (N/m)

$k_3 = 2,99$ (N/m)

$c_0 = 18,48$ (Ns/m)

$c_1 = 20,39$ (Ns/m)

$c_2 = 20,0$ (Ns/m)

$g_2 = 0,52$ (%)

$g_1 = 0,48$ (%)

masa całkowita $M_0 = 2.10^3$ (kg).

Wnioski:

1. Przedstawiona procedura postępowania umożliwia na drodze analitycznej przybliżone określenie cech konstrukcyjnych przesiewaczy wibracyjnych w zakresie przyjętych kryteriów.
2. Doświadczalna weryfikacja uzyskanych wyników optymalizacji pozwoli znacznie usprawnić proces doboru cech konstrukcyjnych przesiewaczy.

LITERATURA

[1] Dietrych J.: Teoria i budowa przesiewaczy WGH. Katowice 1962 r.

[2] Goetsch G.: Anleintung zum praktischen gebrauch der Laplace - transformation und der Z - transformation. R. Oldenburg, Wiedeń 1967 r.

[3] Kern F.: Znajdowanie ekstremum funkcji z ograniczeniami lub bez metodą Rosenbrooka.

[4] Lee E.B., Markus L.: Foundations of optimalcontrol theory - Jon Willey and Sons, New York.

ОПТИМАЛИЗАЦИЯ ВЫБРАННЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ СВОЙСТВ БАРАБАННОГО ГРОХОТА

Р е з ю м е

С целью проведения оптимального, ввиду принятого критерия, подбора конструктивных свойств барабанного грохота принята соответствующая феноменологическая модель. Уравнение движения масс написано при исходных данных, что рассматриваемая модель имеет четыре степени свободы и совершает плоскопараллельное движение. В качестве функции цели принята такая неявная зависимость конструкторских особенностей и кинематических параметров, для которой частное динамического воздействия машины и амплитуды грохота достигает минимального значения. Действительные значения отдельных отклонений вблизи положения равновесия определены методом, предложенным в [2].Осуществлены также численные расчеты для принятой области вариантности эквивалентных конструктивных свойств, определяя их оптимальные значения ввиду принятого критерия.

THE OPTIMATION OF SOME SELECTED CONSTRUCTIONAL FEATURES OF A VIBRATING SCREEN

S u m m a r y

In order to select the constructional features from the point of view of the accepted criterion, an adequate phenomenological model of a vibrating screen has been assumed. The equation for the motion of the rock mass has been developed basing on the assumption that the model under consideration comprises four degrees of freedom and executes a flat motion. As the function of its aim, such an implicit interdependence of constructional features and kinematic parameters has been accepted. for which the quotient of the dynamic effect of the machine and the amplitude of the riddle reaches its smallest value. The real values of the respective deflections in the neighbourhood of the equilibrium state were determined by means of the method suggested in L [2]. There have been also accomplished numerical computations for the assumed range of the variability of the constructional features, determining their optimal values with respect to the accepted criterion.