

В.О. Амосов, Донбаський державний технічний університет

О.В. Марусей, Донбаський державний технічний університет

ПРУЖНІ ВЛАСТИВОСТІ ТРАНСМІСІЇ ОЧИСНОГО КОМБАЙНА Й ОПТИМАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ ПРИСТРОЮ, ЩО ДЕМПФУЄ

В.О. Амосов, О.В. Марусей

Пружні властивості трансмісії очисного комбайна й оптимальні параметри пристрою, що демпфує

Складено математичну модель очисного вугільного комбайна з демпфером коливань і побудовано амплітудно-частотну характеристику комбайна РКУ-10.

Показано, що включення гідравлічного демпфера коливань у пружну систему комбайна найбільш повно відповідає умовам експлуатації комбайна й істотно знижує коливальну енергію в системі.

Ключові слова: очисний комбайн, демпфер коливань, трансмісія, коефіцієнт динамічності.

В.А. Амосов, О.В. Марусей

Упругие свойства трансмиссии очистного комбайна и оптимальные параметры демпфирующего устройства

Составлена математическая модель очистного угольного комбайна с демпфером колебаний и построена амплитудно-частотная характеристика комбайна РКУ-10.

Показано, что включение гидравлического демпфера колебаний в упругую систему комбайна наиболее полно отвечает условиям эксплуатации комбайна и существенно снижает колебательную энергию в системе.

Ключевые слова: очистной комбайн, демпфер колебаний, трансмиссия, коэффициент динамичности.

Режими роботи приводів виймальних машин відрізняються значною нерівномірністю навантаження, що характеризується більшими середніми величинами й значним розкидом її амплітуд щодо середнього значення, частими включеннями двигуна.

Максимальні навантаження в приводі очисного комбайна виникають у перехідних режимах у момент зустрічі виконавчого органа із твердою

перешкодою й характеризуються швидким протіканням у часі. Так, у момент зустрічі різального інструмента виконавчого органа з твердим включенням момент опори може бути більш ніж у 2 рази перевищувати максимальний момент привода. Дані [1; 2] щодо надійності елементів трансмісії очисних комбайнів свідчать про те, що відмови через поламки, викликаних дією раптових навантажень, досягають $10 \div 15 \%$ загального числа відмов.

Таким чином, для підвищення надійності комбайна необхідно навчитися формувати динамічні навантаження в системах шляхом впливу на динамічні параметри системи. Оскільки системи приводів очисних комбайнів є слабодемпфованими системами, то на їхні параметри можна впливати шляхом включення в трансмісії дисипативних вузлів і пристроїв, що демпфують (ДП).

Для аналізу динамічних навантажень, що виникають у трансмісії очисного комбайна, розглянемо спрощену схему привода виконавчого органу, яка показана на рис. 1.

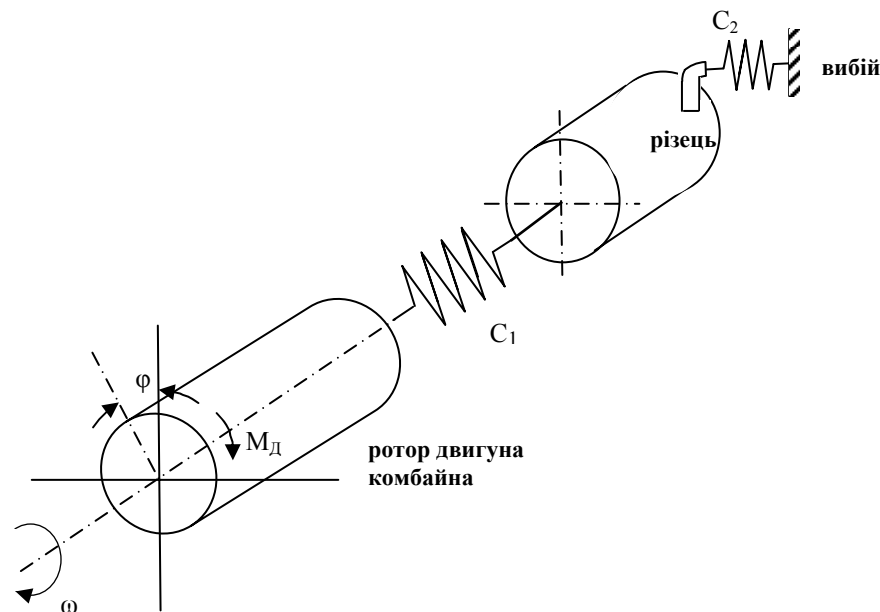


Рис. 1. Еквівалентна розрахункова схема привода очисного комбайна

Рівняння руху вала ротора двигуна має вигляд:

$$M(\dot{\varphi}) - I \cdot \ddot{\varphi} = M_H + C \cdot \varphi, \quad (1)$$

де $M(\dot{\varphi})$ – момент двигуна, Н·м;

I – момент інерції системи, наведений до вала двигуна, кг·м²;

M_H – момент, яким був навантажений двигун у момент зустрічі виконавчого органа з перешкодою, Н·м;

C – наведений коефіцієнт твердості трансмісії й зовнішнього опору, Н м / рад;

φ – сумарний кут повороту ротора електродвигуна, рад.

Величина коефіцієнта C може бути визначена за формулою:

$$C = \frac{C_1 \cdot C_2 \cdot R_{В.О.}^2}{C_2 \cdot R_{В.О.}^2 + i_{ТР.}^2 \cdot C_1}, \quad (2)$$

де C_1 – наведений коефіцієнт твердості трансмісії, Н·м/рад;

C_2 – коефіцієнт твердості перешкоди, Н·м/рад;

$R_{В.О.}$ – радіус виконавчого органа, м;

$i_{ТР.}$ – передаточне число трансмісії.

Прийнявши лінійний закон зміни моменту двигуна від M_H до $M_{МАХ}$, при якому кутова швидкість ротора змінюється від ω_H до ω_M , рівняння руху привода буде мати вигляд:

$$M_{ДВ.1} - I \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_H + C \cdot \varphi_1, \quad (3)$$

де $\ddot{\varphi}_1$ – середнє значення уповільнення на ділянці зміни моментів:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{\ddot{\varphi}_{10} + \ddot{\varphi}_{1M}}{2},$$

де $\ddot{\varphi}_{10}$ – ротора при $t = 0$ (на початок моменту зустрічі із твердим включенням);

$\ddot{\varphi}_{1M}$ – уповільнення ротора при $M_{ДВ} = M_{МАХ}$.

При $t = 0$ $\ddot{\varphi}_{10} = 0$, отже, маємо:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{\ddot{\varphi}_{1M}}{2}. \quad (4)$$

Величину прискорення $\ddot{\varphi}_1$ можна виразити через кутові швидкості ротора:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{\omega_M - \omega_H}{t_1}, \quad (5)$$

де $\omega_H = 2 \cdot \pi \cdot n$ – кутова швидкість ротора при $M_{дв} = M_{MAX}$, рад/с;

t_1 – час зміни від M_H до M_{MAX} .

Вирішуючи спільно рівняння (4) і (5), одержимо:

$$\ddot{\varphi}_{1MAX} = 2 \cdot \frac{\omega_M - \omega_H}{t_1}.$$

З рівності $\frac{\ddot{\varphi}_{1MAX}}{t_1} = \frac{\ddot{\varphi}_1}{t}$ треба, що закон зміни прискорення в часі набув

вигляду:

$$\ddot{\varphi}_1 = 2 \cdot \frac{\omega_M - \omega_H}{t_1^2} \cdot t.$$

Після інтегрування останньої рівності одержимо:

$$\dot{\varphi}_1 = \omega_H - \frac{\omega_H - \omega_M}{t_1^2} \cdot t^2; \quad \varphi_1 = \omega_H \cdot t - \frac{\omega_H - \omega_M}{t_1^2} \cdot \frac{t^3}{3}. \quad (6)$$

З урахуванням останнього рівняння закон зміни наведеного крутного моменту на валу ротора для ділянки зменшення моменту від M_{MAX} до M_H механічної характеристики двигуна буде мати вигляд:

$$M_{т1} = M_H + C \cdot \varphi_1 = M_H + C \cdot \omega_H t - C \cdot \frac{(\omega_H - \omega_M)}{t_1^2} \cdot \frac{t^3}{3}. \quad (7)$$

Закон зміни динамічного моменту має вигляд:

$$M_{д} = I \cdot \ddot{\varphi} = 2 \cdot I \cdot \frac{(\omega_H - \omega_M)}{t_1^2} \cdot t. \quad (8)$$

Підставивши в рівняння (3) значення моментів M_{t1} і M_D для моменту часу $t = t_1$ і $M_{D1} = M_{MAX}$, одержимо:

$$\frac{2 \cdot I \cdot (\omega_H - \omega_M)}{t_1} + M_{MAX} = M_H + C \cdot \frac{2 \cdot \omega_H + \omega_M}{3} \cdot t_1, \quad (9)$$

Звідки:

$$t_1 = \frac{3(M_{MAX} - M_H)}{2C \cdot (2\omega_H + \omega_M)} \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \frac{8IC \cdot (\omega_H - \omega_M)(2\omega_H + \omega_M)}{3 \cdot (M_{MAX} - M_H)^2}} \right]. \quad (10)$$

Як показали записи осцилограм моментів у трансмісії виконавчого органа комбайна [1], при виникненні пікових навантажень, які не викликають перекидання двигуна, час їхнього подолання Δt перебуває в діапазоні 0,015... 0,05 с. Цей час порівнянний з періодом T власних коливань трансмісії виконавчих органів комбайнів $T = 0,025 \div 0,035$ с, де:

$$T = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{I_P \cdot I_{IO}}{C_1 \cdot (I_P + I_{IO})}}. \quad (11)$$

Коефіцієнт динамічності в системі в цьому випадку рекомендується визначати по виразу:

$$K_D = 2 \cdot \sin(\pi \cdot \alpha), \quad (12)$$

де $\alpha = \frac{\Delta t}{T}$ – показник, що характеризує реакцію динамічної системи при впливі на неї імпульсу сили невеликої тривалості.

Максимальне значення $K_D = 2$ досягається при $\alpha = 0,5$, при $\alpha < 0,15$ значення $K_D < 1$. Змінюючи параметри системи, що впливають на величину T , можна домогтися такого співвідношення Δt і T , при якому зустріч різця з перешкодою не буде робити істотного впливу на момент у трансмісії.

По робочих кресленнях комбайна РКУ-10 визначені необхідні для розрахунку параметри й розміри елементів привода.

Відносне розсіювання енергії в трансмісії:

$$\psi_0 = 1 - e^{-\frac{2\pi\psi}{\sqrt{1-\psi^2}}} = 1 - 2,72 \cdot \frac{2 \cdot 3,3416 \cdot 0,2}{\sqrt{1-0,2^2}} = 0,72, \quad (13)$$

де $\psi = 0,2$ – коефіцієнт аперіодичності для комбайна.

Резонансну частоту коливань визначимо з урахуванням формули (11):

$$\omega_{\text{РЕЗ}} = \sqrt{\frac{C_{\Sigma} \cdot (I_{\text{Д}} + I)}{I_{\text{Д}} \cdot I}} = \sqrt{\frac{1062,6 \cdot (13,5 + 0,41)}{13,5 \cdot 0,41}} = 52 \text{ с}^{-1}. \quad (14)$$

Коефіцієнт дисипативних втрат визначимо по формулі:

$$\beta_1 = \frac{\psi_0}{\pi \cdot \omega_{\text{РЕЗ}} \cdot C_{\Sigma}} = \frac{0,72}{3,1416 \cdot 52 \cdot 1062,6} = 4,15 \cdot 10^{-4} \frac{\text{с}}{\text{Н} \cdot \text{м}}, \quad (15)$$

Склавши систему диференціальних рівнянь для еквівалентної схеми (рис. 1) і вирішивши цю систему щодо пружного моменту в трансмісії, одержимо вираз амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) комбайна:

$$\lambda(\omega) = C \cdot \frac{B_1^2(\omega) + B_2^2(\omega)}{A_1^2(\omega) + A_2^2(\omega)}, \quad (16)$$

де :

$$B_1(\omega) = (I_{\text{Д}} I) \cdot \omega^4 - (2M_{\text{КР}} \cdot I + (I_{\text{Д}} + I) \cdot C + I\beta S_{\text{К}} \omega_{\text{С}} + I_{\text{ДВ}} \beta S_{\text{К}} \omega_{\text{С}}) \cdot \omega^2 + 2M_{\text{КР}} \cdot P \cdot C;$$

$$B_2(\omega) = (I_{\text{ДВ}} + I + I_{\text{ДВ}} S_{\text{К}} \omega_{\text{С}}) \cdot \omega^3 - (2M_{\text{КР}} P \cdot \beta + (I_{\text{ДВ}} + I) \cdot C \cdot S_{\text{К}} \omega_{\text{С}}) \cdot \omega;$$

$$A_1(\omega) = (I_{\text{ДВ}} I^2) \cdot \omega^6 - \left((2I^2 + 2I_{\text{ДВ}} I) \cdot S_{\text{К}} \omega_{\text{С}} \beta + (2I^2 + 2I_{\text{ДВ}} \cdot I) C + (2I + I_{\text{ДВ}}) \cdot \beta^2 + 2M_{\text{КР}} P I^2 \right) \cdot \omega^4 + ((4I + 2I_{\text{ДВ}}) \cdot S_{\text{К}} \omega_{\text{С}} C \beta + (2I + I_{\text{ДВ}}) C^2 + 2M_{\text{КР}} P \beta^2 + 4M_{\text{КР}} \cdot P \cdot I \cdot C) \cdot \omega^2 - 2M_{\text{КР}} \cdot P \cdot C^2;$$

$$A_2(\omega) = (I_{\text{ДВ}} I^2 S'_{\text{К}} \omega_{\text{С}}) + (2I_{\text{ДВ}} I + 2I^2) \cdot \omega^5 - ((I_{\text{ДВ}} I + 2I^2) S_{\text{К}} \omega_{\text{С}} C + (2I + I_{\text{ДВ}}) S_{\text{К}} \omega_{\text{С}} \beta^2 + (4I + 2I_{\text{ДВ}}) \beta C + 4M_{\text{КР}} P I \beta^2) \cdot \omega^3 + ((I_{\text{ДВ}} + 2I) S_{\text{К}} \omega_{\text{С}} C^2 + 4M_{\text{КР}} P \cdot C \cdot \beta) \cdot \omega,$$

де $S_{\text{К}}$, $\omega_{\text{С}}$ – критичне ковзання двигуна й кутова частота мережі відповідно: $S_{\text{К}} = 0,26$; $\omega_{\text{С}} = 2\pi \cdot f = 314 \text{ с}^{-1}$.

Задаючись значеннями ψ і C , по вираженню (16) будуюмо АЧХ трансмісії. Результати розрахунку АЧХ представлені на відповідних графіках (рис. 2, 3), звідки видно, що із введенням фіктивного пристрою, що демпфує, у трансмісію ріжучої частини комбайна РКУ-10 відбувається зниження твердості системи,

що викликає переміщення максимуму АЧХ в галузь більше низьких частот. Збільшення коефіцієнта дисипативних втрат при цьому призводить до зниження максимуму.

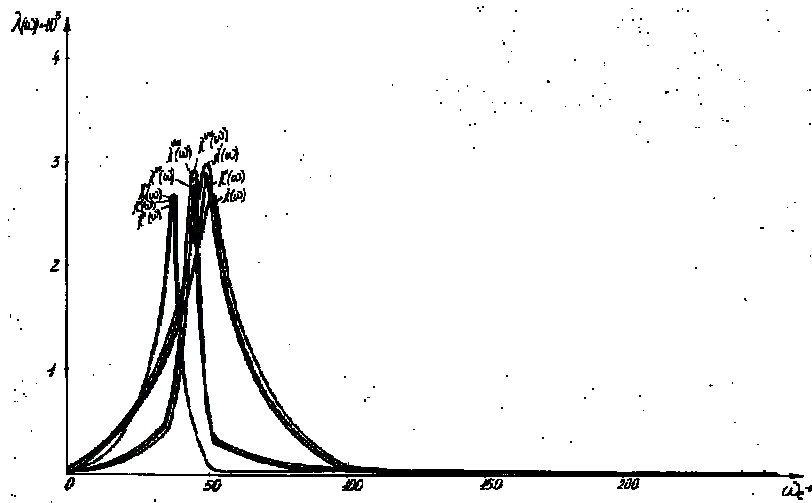


Рис. 2. Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) трансмісії ріжучої частини комбайна РКУ-10

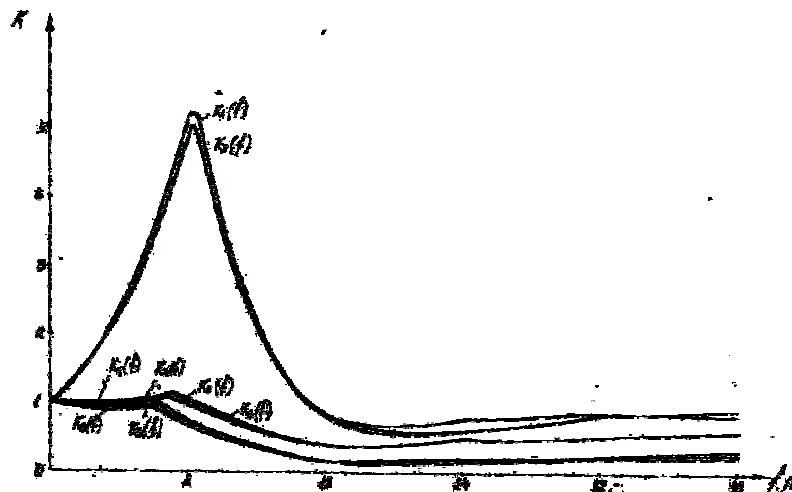


Рис. 3. Відносне зниження амплітуди з ДП

Найкращими властивостями з погляду гасіння динамічних навантажень є динамічні системи, що мають величину екстремуму АЧХ, рівну 1 [3]. У цьому випадку така характеристика отримана при $0,5 \cdot C$, якій властива резонансна частота $f_3 = 5,8$ Гц (рис. 2). Прийняти таку характеристику пристрою, що демпфує, не є можливим, тому що на цій частоті можливі максимуми спектральної щільності коливань потужності електродвигуна при збільшенні швидкості подачі системи з безланцюговою системою подачі. Кращі показники

є у пристроях, що демпфують, відповідні $f_3 = 7,2$ Гц із коефіцієнтом апериодичності $\psi_{VI} = 0,25$. Розрахунки показали, що застосування гідравлічних демпферів відповідає зазначеним параметрам.

Література

1. **Солод В. И., Гетопанов В. М., Рочек В. М.** Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. – М. : Недра, 1982. – 350 с.
2. **Позин Е. З., Советов В. Л.** Оптимизация параметров режимов работы исполнительных органов очистных комбайнов // Надежность и оптимизация параметров горных машин. Науч. сообщ. / Ин-т горн. дела им. А. А. Скочинского. – М., 1987. – С. 132.
- 3 **Семенов Ю. М.** Безцепные системы подачи очистных комбайнов. – М. : Недра, 1988. – 152 с.

V.A. Amosov, O.V. Marusey

Elastic properties of transmission of a coal-winning machine and optimum parametres of dampfer devices

The mathematical model of a coal-winning machine wither silencer of fluctuations is made and the amplitude-frequency characteristic of coal-winning machine RCU-10 is constructed.

It is shown, that inclusion hydraulic silencer of fluctuations in elastic system of a coal-winning machine most full answers conditions of operations of a coal-winning machine and essentially reduces oscillatory energy in system.

Key words: coal-winning machine, dampfer of oscillations, transmission, coefficient of dynamic quality.

Відомості про авторів

Амосов Валерій Олександрович – кандидат технічних наук, доцент кафедри „Гірнична енергомеханіка і обладнання” Донбаського державного технічного університету.

Марусей Ольга Валеріївна – аспірантка кафедри „Автоматизоване керування технологічними процесами паливно-енергетичного комплексу” Донбаського державного технічного університету.