

## ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ДВУХСКОРОСТНЫХ ПРИВОДОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ

Анохина С.А., студентка, Гуляев В.Г., профессор, д.т.н.

(Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина)

Для проходческих комбайнов с двухскоростными трансмиссиями приводов исполнительных органов (ПИО) динамические свойства подсистемы привода можно исследовать на базе динамической и математической моделей «двигатель-трансмиссия-исполнительный орган» [1], рис.1.

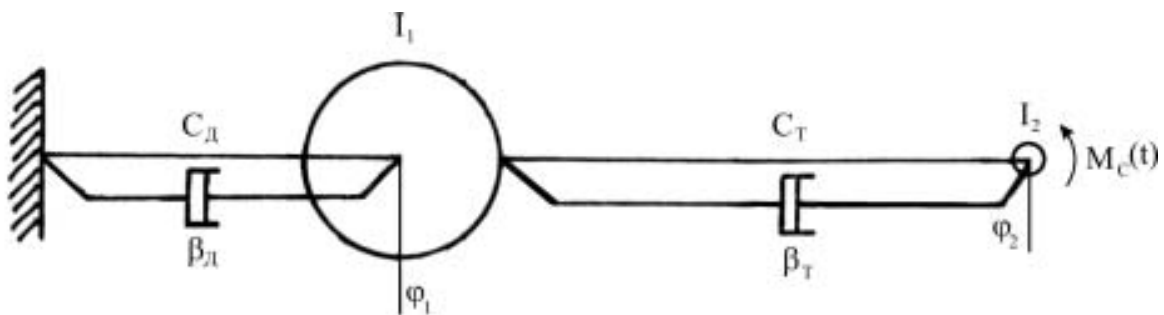


Рисунок 1 – Динамическая модель ПИО

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= C_{\text{д}} \dot{\varphi}_1 + \beta_{\text{д}} \varphi_1 - C_{\text{т}} (\varphi_2 - \varphi_1) - \beta_{\text{т}} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= C_{\text{т}} (\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_{\text{т}} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - M_{\text{с}}(t) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Здесь  $C_{\text{д}}$ ,  $\beta_{\text{д}}$  – коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования аналога электромагнитной связи ротора и статора приводного асинхронного двигателя, Нм/рад и Нмс/рад;  $I_1$ ,  $I_2$  – массовые моменты инерции ротора двигателя и исполнительного органа, кгм<sup>2</sup> соответственно;  $C_{\text{т}}$ ,  $\beta_{\text{т}}$  – коэффициенты крутильной жесткости и конструкционного демпфирования трансмиссии, Нм/рад и Нмс/рад соответственно;  $M_{\text{с}}(t)$  – момент сил сопротивления на исполнительном органе, Нм;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  – обобщение координаты, рад.

Первым этапом исследования слабо демпфированных систем является определение собственных частот и форм колебаний. Уравнения свободных колебаний получим, положив в (1)  $\beta_{\text{д}} = \beta_{\text{т}} = 0$  и  $M_{\text{с}}(t) = 0$ .

Частотное уравнение для рассматриваемой системы имеет вид [2]

$$P^4 - \left( \frac{C_{\text{д}} + C_{\text{т}}}{I_1} + \frac{C_{\text{т}}}{I_2} \right) P^2 + \frac{C_{\text{д}} + C_{\text{т}}}{I_1 I_2} = 0 \quad (2)$$

Собственные круговые частоты  $P_{1,2}$  связанной системы «двигатель-трансмиссия-исполнительный орган» определяются по формуле

$$P_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left( \frac{C_{\mathcal{A}} + C_{\Gamma}}{I_1} + \frac{C_{\Gamma}}{I_2} \right)} \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left( \frac{C_{\mathcal{A}} + C_{\Gamma}}{I_1} + \frac{C_{\Gamma}}{I_2} \right)^2 - \frac{C_{\mathcal{A}} C_{\Gamma}}{I_1 I_2}} \quad (3)$$

Следовательно, свободные крутильные колебания представляют собой двухчастотный процесс:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= a_{\cdot 1} \sin(P_1 t + \alpha_1) + a_{\cdot 2} \sin(P_2 + \alpha_2) \\ \varphi_2 &= a_{21} \sin(P_1 t + \alpha_1) + a_{22} \sin(P_2 + \alpha_2) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где  $a_{ik}$  – амплитуды колебаний (первый индекс означает номер координаты массы ( $\varphi_1, \varphi_2$ ), а второй – номер собственной частоты ( $P_1, P_2$ );  $\alpha_1, \alpha_2$  – фазы колебаний на частотах  $P_1$  и  $P_2$ .

Формы свободных колебаний характеризуются отношениями амплитуд колебаний исполнительного органа ( $a_{21}$ ) и ротора двигателя ( $a_{\cdot 1}$ ) на частоте первой гармоники ( $P_1$ ) и  $a_{22}/a_{\cdot 2}$  – на второй ( $P_2$ )

$$\left. \begin{aligned} K_{21} &= \frac{a_{21}}{a_{\cdot 1}} = \frac{C_{\mathcal{A}} + C_{\Gamma} - I_1 P_1^2}{C_{\Gamma}}; \\ K_{22} &= \frac{a_{22}}{a_{\cdot 2}} = \frac{C_{\mathcal{A}} + C_{\Gamma} - I_1 P_2^2}{C_{\Gamma}}; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Если амплитуды колебаний ротора  $a_{\cdot 1}$  и  $a_{\cdot 2}$  принять за 1, то значения  $K_{21}$  и  $K_{22}$  соответствуют относительным амплитудам колебаний исполнительного органа  $a_{21}$  и  $a_{22}$  на соответствующих частотах.

Показателями уровня динамической нагруженности элементов привода служат амплитуды упругого крутящего момента  $\delta_{\text{ш1}}$  для двигателя и  $\delta_{\cdot 2}$  – для трансмиссии. Последние удобно определять, используя безразмерные динамические параметры  $\nu_1, \nu_2, E_{\text{ш1}}, E_{\cdot 2}$ . Безразмерные параметры определим, приняв за базовые  $I_{\text{ш}}=I_1$  и  $e_{\text{ш}} = e_{\mathcal{A}} = \frac{1}{C_{\mathcal{A}}}$ . Тогда  $\nu_1=1, E_{\text{ш1}}=1$  и

$$\delta_{\text{ш1}} = \frac{a_{\cdot 1} - 0}{E_{\text{ш1}}} = 1; \quad \delta_{\text{ш2}} = \frac{a_{\cdot 2} - 0}{E_{\text{ш1}}} = 1.$$

По аналогии определяются амплитуды упругого крутящего момента на участке трансмиссии:

$$\left. \begin{aligned} \text{на частоте } P_1 : \delta_{\cdot 21} &= \frac{a_{21} - a_{\cdot 1}}{E_{\cdot 2}}; \\ \text{на частоте } P_2 : \delta_{\cdot 22} &= \frac{a_{22} - a_{\cdot 2}}{E_{\cdot 2}}; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где  $E_{\cdot 2} = e_{\Gamma} / e_{\mathcal{A}} = C_{\mathcal{A}} / C_{\Gamma}$ .

Для слабо демпфированных ( $\xi = 0,07 - 0,12$ ) трансмиссий формы собственных колебаний, при слабой связанности с двигателем, служат прогнозом их

динамической нагруженности при резонансных режимах и случайных автоколебаниях. Критерием взаимодействия электродвигателя с механической частью привода может служить предложенный Мандельштамом Л.Л. коэффициент связанности парциальных систем

$$\sigma = 2\gamma_{\pm} \frac{\varepsilon}{|1 - \varepsilon^2|}, \quad (7)$$

где  $\gamma_{\pm} = \sqrt{C_T(C_M + C_T)^{-1}}$  - коэффициент упругой связи;

$\varepsilon = P_{1M} / P_{\pm M}$  - коэффициент расстройки частот парциальных систем.

Первая парциальная частота - двигателя ( $\varphi_{\pm} = 0$ )  $P_{1M} = \sqrt{(C_{r1} + C_T)I_1^{-1}}$ ,  
 вторая парциальная частота - трансмиссии ( $\varphi_1 = 0$ )  $P_{1M} = \sqrt{C_T/I_2^{-1}}$ , ( $P_{1M} > P_1$ ;  
 $P_{\pm M} < P_2$ ).

АЧХ для рассматриваемых моделей (1) при  $M_c = A \sin \omega t$  рассчитываются по зависимостям, приведенным в работе [1]. Значения коэффициентов демпфирования определяются:

- для электродвигателя  $\beta_{r1} = S_k \omega_c I_1$ , Нмс/рад, где  $S_k$  - критическое скольжение двигателя;  $\omega_c = 314 \text{ с}^{-1}$ , круговая частота питающего напряжения;
- для трансмиссии  $\beta(\omega) = \frac{\psi \cdot C_T}{2\pi \omega}$ , где  $\psi$  - коэффициент поглощения трансмиссии  $\psi = e^{\delta} - e^{-\delta}$ ,  $\delta = 0,45 - 0,7$  - среднестатистические значения логарифмического декремента колебаний [1];
- $\omega$  - круговая частота гармонического возмущения ( $\omega_{\text{гнх}} \geq 1,5P_2$ ).

Рассмотрим в качестве примера результаты анализа динамических свойств ПИО комбайнов ПК9р и 4ПП2 (характеристики их приведены в табл.1.)

Таблица 1 – Динамические характеристики приводов исполнительного органа

Тип комбайна и электродвигателя	Передаточное число трансмиссии	Инерционные характеристики				Упругие характеристики			
		Размерные, кгм <sup>2</sup>		Безразмерные		Размерные Нм/рад		Безразмерные	
		I <sub>1</sub>	I <sub>2</sub>	v <sub>1</sub>	v <sub>2</sub>	C <sub>d</sub>	C <sub>1</sub>	E <sub>0</sub>	E <sub>2</sub>
ПК9р ЭДК4-1МУ5	15	1,176	0,062	1	0,053	4680	2280	1	2,05
	24	1,127	0,024	1	0,021	4680	962	1	4,86
4ПП2 ЭДКО4-110	24,5	1,28	0,114	1	0,089	5200	3333	1	1,56
	49,1	1,28	0,038	1	0,029	5200	1190	1	4,37

Для анализируемых комбайнов динамические параметры подсистем приводов их исполнительных органов характеризуются такими соотношениями:  $I_1/I_2 = 11 \div 47$ ;  $C_d/C_1 = 1.56 \div 4.86$ ;  $\varepsilon = 0,3 - 0,4$ ;  $\sigma = 0,27 \div 0,39$ . Наиболее опасными для трансмиссий при резонансе являются двухузловые формы колебаний, характеризующиеся амплитудами упругого момента  $|\delta_{1;2;2}| = 2,5 \div 8,75$ , см. табл.2.

Таблица 2 – Параметры форм свободных колебаний проходческих комбайнов

Тип комбайна	Передаточное число трансмиссии $U_T$	Собственные частоты, Гц	Относительные амплитуды			
			Колебаний масс		Упругих моментов	
			$a_1$	$a_2$	$\delta_{01}$	$\delta_{02}$
ПК9р	15	9,74	1	1,12	1	0,054
		31,48	1	-16,95	1	-8,75
ПК9р	24	10,10	1	1,11	1	0,022
		33,60	1	-11,18	1	-2,50
4ПП2	24,5	9,66	1	1,15	1	0,096
		28,56	1	-9,81	1	-6,93
4ПП2	49,1	9,98	1	1,00	1	0
		28,65	1	-28,31	1	-6,71

Максимальное значение коэффициента динамичности (АЧХ трансмиссии) при относительном коэффициенте затухания  $\xi = 0,07$  составило  $\mu_{12max}=4,0$  на частоте 33,6 Гц и 3,8 на частоте 31,5 Гц.

Из табл.2 видно, что для комбайна ПК9р амплитуда упругого момента при  $U_T=15$  на частоте  $f_{z1} \approx 31,5$  Гц в 3,5 раза превышает амплитуду крутящего момента на частоте 33,6 Гц в трансмиссии с  $U_T = 24$ . Вместе с тем, для комбайна 4ПП-2 амплитуды упругого момента в трансмиссии с  $U_T = 24,5$  и 49,1 на двухузловой форме колебаний отличаются мало (6,93 и 6,71). В последнем случае динамические свойства привода комбайна 4ПП2 обуславливают практически одинаковый уровень динамических высокочастотных нагрузок в трансмиссии при обоих значениях передаточного числа.

Таким образом, для комбайнов ПК9р и 4ПП2 характерны низкие значения коэффициентов связанности трансмиссий с двигателями и практически одинаковые величины коэффициентов динамичности на собственных частотах их трансмиссий. В этих условиях амплитуды высокочастотных составляющих крутящего момента в трансмиссиях можно прогнозировать на основе результатов анализа собственных частот и форм колебаний.

#### Перечень ссылок

1. Малеев Г.В., Гуляев В.Г., Бойко Н.Г. и др. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Учебник для вузов. М.: Недра, 1988. –368 с.
2. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. –М: Наука , 1991. –256 с.