

УСТАНОВЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА В ПОДСИСТЕМЕ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА УКД400

В.Г. Гуляев, д-р техн. наук, проф.,

Е.И. Кулинич, специалист

Донецкий национальный технический университет

Разработана математическая модель подсистемы привода исполнительного органа с виброзащитным устройством, определена её амплитудно-частотная характеристика. Установлена область эффективного функционирования виброзащитного устройства в приводе исполнительного органа комбайна УКД400.

Проблема и её связь с научными и практическими задачами.

Реализация значительных крутящих моментов привода современных очистных машин при ограниченных возможностях увеличения их габаритов приводит, как известно, к высокой динамической нагруженности всех узлов и, в первую очередь, тяжелонагруженных подсистем приводов исполнительных органов (ПИО). Высокие динамические нагрузки, формирующиеся в данных подсистемах, приводят к отказам и снижению долговечности трансмиссий, которые в настоящее время не всегда отвечают современным требованиям. Поэтому одной из задач дальнейшего совершенствования комбайнов нового поколения является значительное повышение надежности и долговечности ПИО на основе оптимизации их динамических свойств.

Решение задачи оптимизации динамических свойств ПИО позволит в значительной мере снизить дисперсию колебательных составляющих, формирующихся в рассматриваемых системах при взаимодействии комбайна с забоем.

Снижение дисперсии низкочастотных колебательных составляющих позволяет, как известно, в первую очередь повысить устойчивый момент электропривода и, следовательно, создать реальные предпосылки для повышения минутной производительности комбайнов.

Снижение дисперсии высокочастотных колебательных составляющих, как известно, позволит повысить надежность деталей и узлов системы приводов, снизить затраты на ремонт машин, сократить

время простоев и в конечном итоге повысить производительность горных комбайнов [1,2].

Постановка задачи. Целью работы является исследование амплитудно-частотной характеристики ПИО с ВЗУ и определение рациональных параметров виброзащитного устройства в подсистеме привода исполнительного органа очистного комбайна УКД400.

Изложение материала и результаты.

Для подсистем привода очистных комбайнов прежних поколений разработан ряд виброзащитных устройств (ВЗУ), в т.ч. устройств стержневого типа конструкции ДонНТУ и ЗАО «Горловский машиностроитель», рис.1. [2,3]

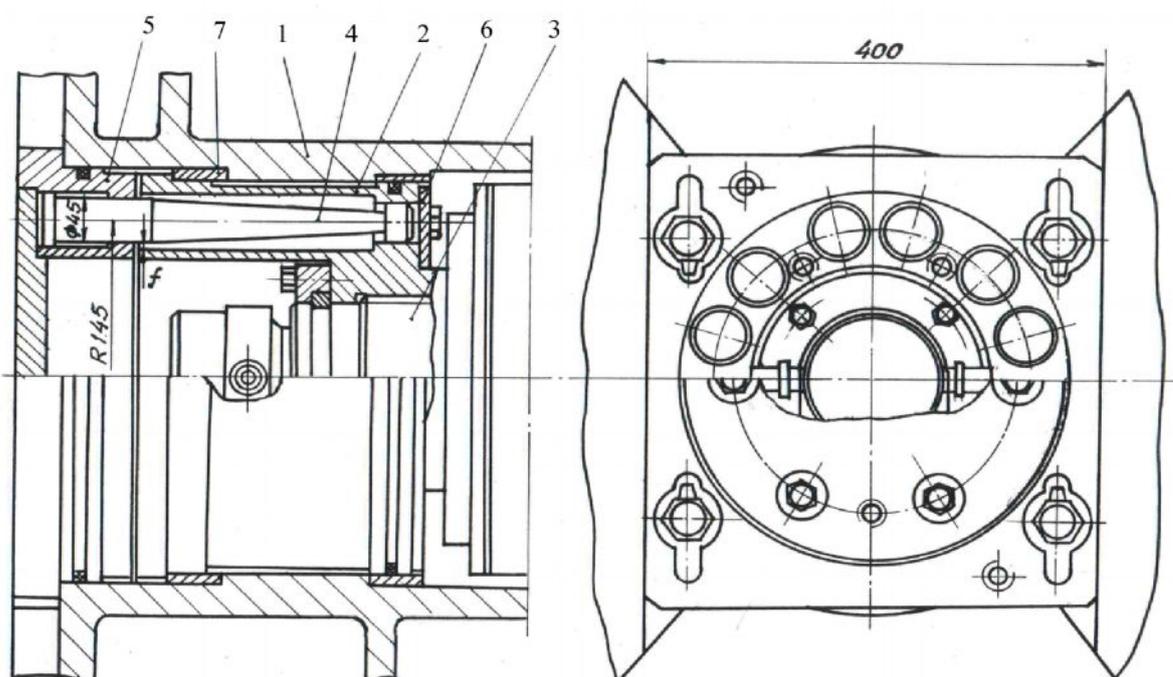


Рисунок 1 – Конструктивная схема ВЗУ стержневого типа

Одним из главных достоинств этого ВЗУ является эффективная корректировка динамических свойств рассматриваемой подсистемы, обеспечивающая снижение динамических нагрузок. Одновременно такое техническое решение обладает максимальной простотой конструкции.

Конструктивная разработка ВЗУ для очистного комбайна УКД400 должна сопровождаться необходимыми исследованиями, направленными на установление рациональных параметров устройства.

В данной работе в качестве прототипа использованы двухлопастные исполнительные органы типа ШВУ-10 с номинальным диа-

метром $D_{и}=1,0$ м. и шириной захвата $B_3=0,63$ м, оснащенные радиальными резами 1Р0.80.

Рассмотрим влияние ВЗУ с линейной упруго-диссипативной характеристикой на формирование динамических нагрузок в ПИО при следующих допущениях :

1) работа ВЗУ осуществляется в пределах линейной области его характеристики (без запираания);

2) массами составных частей ВЗУ, ввиду их малости по сравнению с массой исполнительного органа, можно пренебречь;

3) диссипативные свойства слободемфированной трансмиссии не учитываются;

4) момент двигателя и угловая скорость приводного вала считаются постоянными;

5) в установившихся режимах работы комбайна момент сил сопротивления на исполнительном органе представляется в виде суммы постоянной составляющей M_n и нескольких гармонических компонент, а при встрече с крепким включением – импульсом треугольной формы продолжительностью $t_{и} = 0,03 - 0,05$ с [2].

б) обратная связь между «внешней» нагрузкой и упругими деформациями в автономной системе «комбайн-забой» не учитывается, что позволяет в первом приближении отождествлять реакцию ВЗУ с импульсами нагрузок на исполнительном органе.

С учетом принятых допущений и полагая, что коэффициент жесткости трансмиссии $c_T \gg c_{дУ}$, расчетную схему рассматриваемой системы с ВЗУ в исполнительном органе можно представить двухмассовой динамической моделью рис.2.

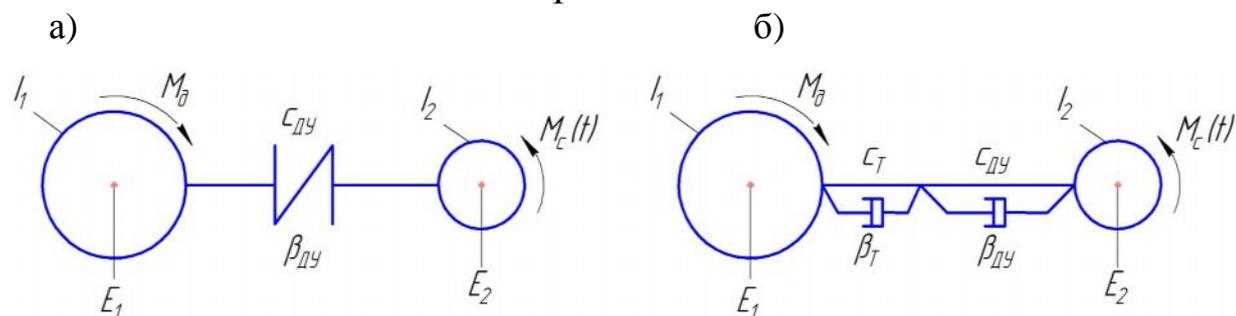


Рисунок 2 – Упрощенная динамическая модель ПИО с ВЗУ

Уравнения движения системы имеют вид [1,2] :

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varepsilon}_1 + \beta_{дУ} \dot{\varphi} + c_{дУ} \varphi = M_0; \\ I_2 \ddot{\varepsilon}_2 - \beta_{дУ} \dot{\varphi} - c_{дУ} \varphi = -M_c(t); \\ \varphi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2. \end{cases} \quad (1)$$

В уравнениях (1) и на рис.2. обозначены : M_d - момент двигателя; M_c - момент сопротивления; I_1 - момент инерции ротора двигателя с приведенными к нему моментами инерции элементов трансмиссии; I_2 - момент инерции исполнительного органа; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - соответственно угол поворота двигателя и исполнительного органа (ведущей и ведомой частей ВЗУ); φ - угловая деформация упругой связи ВЗУ; $c_{дв}, \beta_{дв}$ - линейные коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования ВЗУ (все динамические параметры и моменты приведены к валу двигателя).

Вычитая второе уравнение из первого, приводим систему уравнений (1) к одному дифференциальному уравнению относительно упругой деформации ВЗУ :

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + p_0^2\varphi = I_1^{-1}M_d + I_2^{-1}M_c(t), \quad (2)$$

где n - коэффициент демпфирования, эквивалентный вязкому трению, $n = 0,5\beta_{дв}I_3^{-1}$; I_3 - эквивалентный момент инерции системы, $I_3 = I_1 \cdot I_2 \cdot (I_1 + I_2)^{-1}$; $p_0 = 2\pi T^{-1}$ - собственная круговая частота системы, $p_0 = \sqrt{c_{дв}/I_3}$; $T = 2\pi/p_0$ - период собственных колебаний.

Если момент сил сопротивления представить в виде ряда Фурье $M_c(t) = M_{п} + \sum_{k=1}^m M_k \cos(k\omega t + \alpha_k)$ - то решением уравнения (2) будет [1,2] $\varphi = M_{п}/c_{дв} + \lambda_2 \cdot \sum_{k=1}^m \frac{M_k \cos(k\omega t + \alpha_k + \psi_k)}{\sqrt{(p_0^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4n^2 k^2 \omega^2}}$,

где $M_{п}$ - средняя (постоянная) составляющая $M_c(t)$, $\lambda_2 = I_1(I_1 + I_2)^{-1}$, $\varphi_k = -\arg(p_0^2 - k^2 \omega^2 + 2ni\omega k)$; $k = 1, 2, \dots, m$.

Реактивный момент, формирующийся в упруго-диссипативной связи ВЗУ (и в трансмиссии), будет :

$$M_y(t) = \beta_{дв}\dot{\varphi} + c_{дв}\varphi = M_{п} + \lambda_2 \cdot \sum_{k=1}^m K_3(\omega)M_k \cos(k\omega t + \alpha_k + \psi_k), \quad (3)$$

где $K_3(\omega)$ - коэффициент динамичности системы (АЧХ ПИО с ВЗУ), характеризующий эффективность снижения амплитуды каждой k -й гармонической составляющей $M_c(t)$:

$$K_3(\omega) = \sqrt{(c_{дв}^2 + \beta_{дв}^2 \omega^2 k^2) / (c_{дв}^2 - I_3 \omega^2 k^2)^2 + \beta_{дв}^2 k^2 \omega^2}. \quad (4)$$

Формулу (4) можно привести к виду :

$$K_3(\omega) = K'(z) = \frac{\sqrt{1+4\delta^2 z^2}}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\delta^2 z^2}}, \quad (4a)$$

где

$\delta = \frac{n}{P_0}$ – относительный коэффициент демпфирования ВЗУ;

$n = \frac{\beta_{дв}}{2I_s}$ – коэффициент вязкости сил демпфирования ВЗУ;

$z = \frac{\omega}{P_0}$ – безразмерная (относительная частота) периодических колебаний в спектре $M_c(t)$.

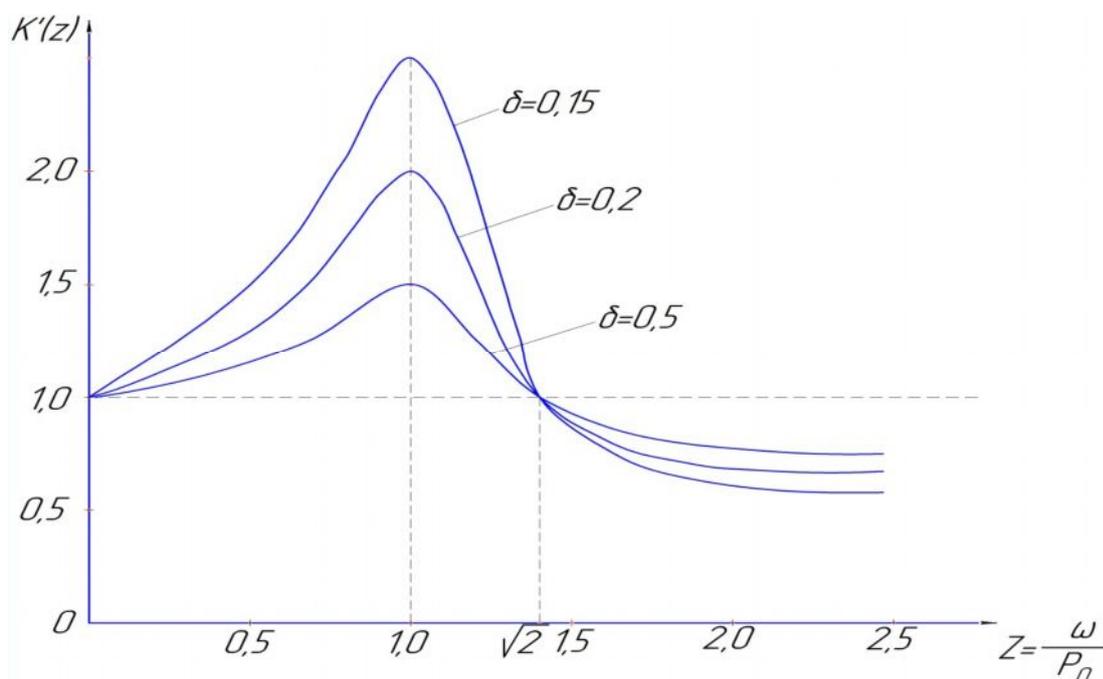


Рисунок 3 – Графики АЧХ ПИО с ВЗУ

При традиционном жестком соединении исполнительного органа с приводным валом ($c_{дв}^{-1} = 0$, $\beta_{дв} = 0$) в ПИО формируется нагрузка

$$M(t)_* = M_n + \lambda_2 \sum_{k=1}^m M_k \cos(k\omega t + \alpha_k). \quad (5)$$

Из выражения (3) и (5) следует, что при наличии в ПИО ВЗУ амплитуда каждой k -й периодической составляющей умножается на соответствующий данной частоте коэффициент динамичности. Следовательно, для всех гармонических составляющих $M_c(t)$, отношение частот которых к собственной частоте системы превышает 1,41, коэффициент динамичности меньше 1, а для составляющих с отношением указанных частот менее 1,41 величина $K_s > 1$ и зависит от показателя демпфирования $\beta_{дв}$, см. рис. 3.

Таким образом, по уравнениям (3), (4) можно выбрать рациональные параметры ВЗУ ($c_{дв}$ и $\beta_{дв}$) и оценить эффективность снижения амплитуд периодических составляющих разных частот в ПИО с

ВЗУ по сравнению с динамическими нагрузками при жестком соединении исполнительного органа с приводным валом.

Следует отметить, что в тех случаях, когда система привода может быть представлена расчетной схемой по рис. 2б, уравнения динамического состояния (1) и полученные решения (3)-(5) справедливы и для случая учета в линейной постановке податливости и демпфирования трансмиссии, рис. 2б. В последнем случае вместо $c_{д\upsilon}$ и $\beta_{д\upsilon}$ в исходные уравнения (1) и их решения следует подставить эквивалентные коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования последовательно соединенных безмассовых трансмиссий и ВЗУ.

Анализ рисунка 3 показывает, что зона эффективности ВЗУ по отношению к периодическим нагрузкам расширяется с уменьшением собственной частоты системы p_0 , что при заданных значениях момента инерции исполнительного органа достигается снижением коэффициента крутильной жесткости ВЗУ, а в области $k\omega/p_0 < \sqrt{2}$ для снижения коэффициента динамичности следует повышать $\beta_{д\upsilon}$.

С использованием рассмотренной выше методики и результатов конструктивного исполнения ВЗУ (число и параметры упругих стержней, радиус окружности их расположения, допустимые прогибы и др.) определены рациональные упруго-диссипативные характеристики ВЗУ для ПИО комбайна УКД400 ($c_{д\upsilon}$ и $\beta_{д\upsilon}$).

№ пп.	Наименование и размерность параметров	ШВУ – 10
1.	Диаметр шнека, м	1,0
2.	Ширина захвата, м	0,63
3.	Тип резцов	1Р0.80
4.	Масса, кг	900
5.	Упругий момент запираания ВУ, кНм	40,5
6.	Угловые перемещения шнека относительно ступицы при запираании ВУ, град.	2,22
7.	Количество стержней	12

Как показали шахтные испытания (для комбайнов старого поколения) и исследования ВЗУ, снижение коэффициента вариации вращающего момента в 1,4 – 1,8 раза и уровня экстренных нагрузок в редукторной группе комбайнов на 20-25% позволяет в тяжелых условиях эксплуатации при наличии шнеков с ВЗУ повысить надежность элементов систем привода, уменьшить не менее чем в 1,4 – 1,5 раза расход резцов, повысить не менее чем в 1,3-1,4 раза ресурс шне-

ковых органов до капитального ремонта , уменьшить длительность простоев, связанных с устранением отказов машин.

Выводы и направление дальнейших исследований.

1. Разработана математическая модель для исследования и совершенствования динамических свойств (АЧХ) ПИО с ВЗУ для снижения амплитуд периодических (детерминированных) составляющих крутящего момента в трансмиссии ПИО.

2. Определены требования к конструктивным и прочностным параметром упругих элементов ВЗУ и дана оценка показателя их надежности на основе выполненных расчетов на прочность.

3. Установлены численные значения рациональных параметров ВЗУ в исполнительных органах комбайна УКД400.

В дальнейшем планируется исследование и совершенствование динамических характеристик ВЗУ, с целью повышения эффективности снижения как периодических (низкочастотных и высокочастотных) динамических нагрузок, так и высоких экстренных нагрузок импульсного типа.

Список литературы

1. Гуляев В.Г. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов.Ч.1. Выемочные комбайны.- Донецк, 2011.-322с.
2. Гуляев В.Г. Динамика системы привода исполнительного органа горного комбайна с демпфирующим устройством // Разработка месторождений полезных ископаемых.- Киев: Техника,1986. Вып.75-С.75-81.
3. Гуляев В.Г., Лысенко Н.М. Анализ надежности привода исполнительных органов очистных комбайнов с виброзащитными устройствами // Учебное пособие к практическим занятиям по дисциплине «ПКГМиК».-Донецк.2010.-с.58-66.