

УДК 622.232

В.Г. Гуляев, д-р техн. наук, проф.,
В.И. Поротников, магистрант,
Донецкий национальный технический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ РЕДУКТОРА ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА КОМБАЙНА КПД

Предложена методика определения рациональных упругих и диссипативных характеристик виброзащитного устройства для снижения высокочастотных крутильных колебаний в трансмиссии привода при случайных нагрузках на исполнительном органе.

Ключевые слова: расчетная схема, математическая модель, спектры возмущений, реакция системы, динамические характеристики, дисперсия нагрузки, надежность.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Актуальной проблемой горного машиностроения является разработка и реализация методов повышения надежности выемочных машин с высоким уровнем энерговооруженности и, прежде всего, тяжело нагруженных редукторов привода исполнительных органов проходческих комбайнов на стадии их проектирования.

Анализ исследований и публикаций. В работе [1] показано, что в спектрах эксплуатационных нагрузок редукторов привода исполнительных органов выемочных комбайнов с высокой долей общей дисперсии (30-50%) представлены низкочастотные (1-3Гц) колебательные составляющие, доля высокочастотных (16-35 Гц) составляющих - (50-70%). Физическая природа первых обусловлена автоколебаниями в системе перемещения комбайнов и силовой неуравновешенностью исполнительных органов. Высокочастотные составляющие представляют собой авторезонансные крутильные колебания в трансмиссиях приводов под действием случайных нагрузок на резцах исполнительных органов. Амплитуды последних усиливаются на собственных частотах слабо демпфированных трансмиссий и в значительной мере снижают их надежность. В работах научных сотрудников кафедры горных машин ДонНТУ [2, 3 и др.] обоснованы методы повышения надежности выемочных машин на основе структурно-параметрической оптимизации динамических свойств их силовых си-

стем. Разработаны и прошли промышленную проверку в эксплуатационных условиях опытные и серийно изготавливаемые виброзащитные устройства, встраиваемые в шнековые исполнительные органы [4,5]. Особенности конструкций ВЗУ с нерегулируемыми параметрами и методика определения их динамических характеристик рассмотрены в работе [6]. В работе [7] показана целесообразность создания ВЗУ с регулируемыми параметрами, для повышения эффективности их применения в редукторах при действии на исполнительных органах, как высокочастотных детерминированных нагрузок, так и экстренных кратковременных возмущений импульсного типа.

Особенности формирования эксплуатационных нагрузок в трансмиссиях привода стреловых исполнительных органов проходческих комбайнов рассмотрены в работах [1, 8]. Вместе с тем, задача установления рациональных конструктивных параметров и динамических характеристик ВЗУ, встраиваемых в трансмиссию привода исполнительного органа проходческого комбайна, при доминирующей роли широкополосных случайных нагрузок на исполнительном органе, не решалась.

Постановка задачи. Задачей данной работы является разработка методики определения динамических характеристик ВЗУ, обеспечивающих минимизацию дисперсии динамической нагруженности трансмиссии привода при широкополосных случайных нагрузках на резцах исполнительного органа комбайна.

Изложение материала и результаты.

Учитывая, что доля дисперсии высокочастотных крутильных колебаний в трансмиссиях приводов исполнительных органов (ПНО) достигает 50÷70% от общей дисперсии, необходимо исследовать динамику ПНО комбайна КПД при действии на исполнительный орган только случайного возбуждения, формируемого силами резания и подачи на резцах, без учета колебаний в автономной системе «комбайн – горный массив».

Принимаем следующие допущения:

- ВЗУ функционирует в пределах линейной зоны упруго-диссипативной характеристики;
- не учитываем связь трансмиссии с двигателем;
- не учитываем упругие и диссипативные характеристики трансмиссии;
- принимаем спектральную плотность широкополосного случайного возмущения на исполнительном органе $M_c(t)$ в виде «бе-

лого шума»: $S_{M_c} = S_0 = const$, если $0 \leq \omega \leq \omega_0$; $S_{M_c} = 0$, если $\omega > \omega_0$, S_0 – постоянная плотность возмущений в полосе частот $0 \leq \omega \leq \omega_0$, где ω_0 - верхняя граница исследуемого частотного диапазона, рис. 1б.

С учетом принятых допущений, динамическая модель рассматриваемого объекта можно представить в виде одномассовой колебательной системы с одной степенью свободы, рис. 1.

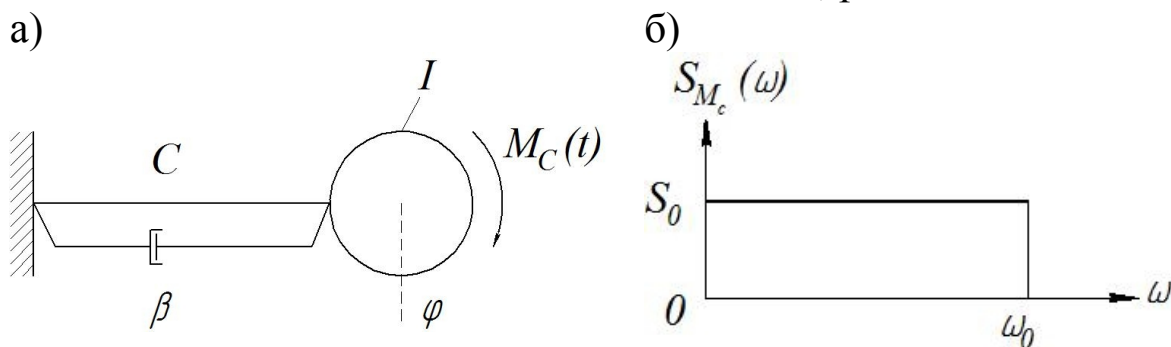


Рис. 1. - Динамическая модель ПИО с ВЗУ - а) и спектр $M_c(t)$ - б)

Защемление на рис. 1 соответствует ступице ВЗУ жестко связанной с трансмиссией ПИО; C и β – коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования ВЗУ, подлежащие определению;

I – момент инерции исполнительного органа;

φ – угловая деформация упруго-диссипативной связи ВЗУ;

Математическую модель (ММ) системы «исполнительный орган - ВЗУ» запишем в виде:

$$I\ddot{\varphi} + \beta\dot{\varphi} + C\varphi = M_c(t). \quad (1)$$

Считаем, что коэффициенты I , C , и β – постоянные вещественные числа, тогда уравнение (1) описывает динамику линейной колебательной системы «исполнительный орган - ВЗУ» под действием случайного воздействия $M_c(t)$.

Решая уравнение (1), определим спектральные плотности: угловой деформации $S_\varphi(\omega)$, и угловой скорости $S_{\dot{\varphi}}(\omega)$, углового ускорения $S_{\ddot{\varphi}}(\omega)$, соответствующие дисперсии ($D_\varphi, D_{\dot{\varphi}}, D_{\ddot{\varphi}}, D_{M_R}$) и параметры C и β , обеспечивающие минимизацию действующего на ступицу ВЗУ и трансмиссию реактивного момента M_R при заданных значениях момента инерции I .

Для решения поставленной задачи применяем методику расчета виброзащиты методом комплексных амплитуд [9, 10, 11]. Подставив

в уравнение (1) обозначения для возмущения $M_c(t)$ и реакции системы угловой деформации φ :

$$\overline{M_c} = M_0 e^{i\omega t}; \quad \overline{\varphi} = \varphi_0 e^{i\omega t}, \text{ получаем соотношение [9, 10]:}$$

$$(-I\omega^2 + i\beta\omega + C)\varphi_0 e^{i\omega t} = M_0 e^{i\omega t}. \quad (2)$$

Выражение в скобках левой части (2) – комплексная величина, называемая динамической жесткостью системы [10].

Из соотношения (2) находим комплексную частотную характеристику исследуемой системы по угловому перемещению φ :

$$W_\varphi(i\omega) = \frac{\overline{\varphi}}{\overline{M_c}} = \frac{1}{C - I\omega^2 + i\beta\omega}. \quad (3)$$

Приводим уравнение (1) к стандартному виду, поделив левую и правую его части на I :

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + p^2\varphi = I^{-1}M_c(t). \quad (4)$$

где $n = \frac{\beta}{2I}$, - коэффициент затухания, c^{-1} .

$P = \sqrt{\frac{C}{I}}$ - собственная частота системы «ИО - ВЗУ», c^{-1} (без учета демпфирования).

С учетом (4) приводим уравнение (3) к виду:

$$W_\varphi(i\omega) = \frac{1}{C} \cdot \frac{1}{(1 - \frac{\omega^2}{p^2}) + i(\frac{2n}{p})(\frac{\omega}{p})}. \quad (5)$$

Тогда спектральную плотность угла поворота φ ИО $S_\varphi(\omega)$ можно определить, согласно [1, 9] по выражению:

$$S_\varphi(\omega) = |W_\varphi(i\omega)|^2 S_{M_c}(\omega). \quad (6)$$

при $0 \leq \omega \leq \omega_0$:

$$S_\varphi(\omega) = \frac{S_0}{C^2} \frac{1}{(1 - \frac{\omega^2}{p^2})^2 + (\frac{2n}{p})^2 (\frac{\omega}{p})^2}. \quad (7)$$

при $\omega > \omega_0$; $S_\varphi(\omega) = 0$:

Так как $\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}$, то $\overline{\dot{\varphi}} = \frac{d\overline{\varphi}}{dt} = i\omega\overline{\varphi}$, а частотная характеристика по скорости колебаний будет:

$$W_{\dot{\varphi}}(i\omega) = i\omega W_\varphi(i\omega). \quad (8)$$

Для спектральной плотности скорости крутильных колебаний $\dot{\varphi}$ получаем выражение:

$$S_{\dot{\varphi}}(\omega) = |i\omega W_{\varphi}(i\omega)|^2 S_{M_C}(\omega) = \omega^2 S_{\varphi}(\omega). \quad (9)$$

Аналогично спектральная плотность ускорения $\ddot{\varphi}$ получаем вид:

$$S_{\ddot{\varphi}}(\omega) = \omega^4 S_{\varphi}(\omega).$$

На ступице ВЗУ, жестко связанной с валом трансмиссии, формируется реактивный момент M_R :

$$M_R = C\varphi + \beta\dot{\varphi}. \quad (10)$$

В комплексном выражении $\overline{M_R} = (C + i\beta\omega)\overline{\varphi}$, а частотная характеристика по моменту:

$$W_{M_R}(i\omega) = (C + i\beta\omega)W_{\varphi}(i\omega). \quad (11)$$

Следовательно, спектральная плотность реактивного момента M_R (нагрузки формируемой ВЗУ и передаваемой в трансмиссию привода) будет определяться как [9]:

$$S_{M_R}(\omega) = |W_{\varphi}(i\omega)|^2 S_{M_C}(\omega) = C^2 S_{\varphi}(\omega) + \beta^2 S_{\dot{\varphi}}(\omega). \quad (12)$$

Для анализа физики преобразования широкополосного случайного процесса возмущения $M_C(t)$ на ИО в реактивный момент M_R на ступице ВЗУ, используем заимствованные из работы [9] и представленные на рис. 2 графики спектральной плотности $S_{\varphi}(\omega)$, $S_{M_R}(\omega)$, полученные при $\omega_0 > p$ и относительном коэффициенте демпфирования $\xi = \frac{n}{p} = 0,2$.

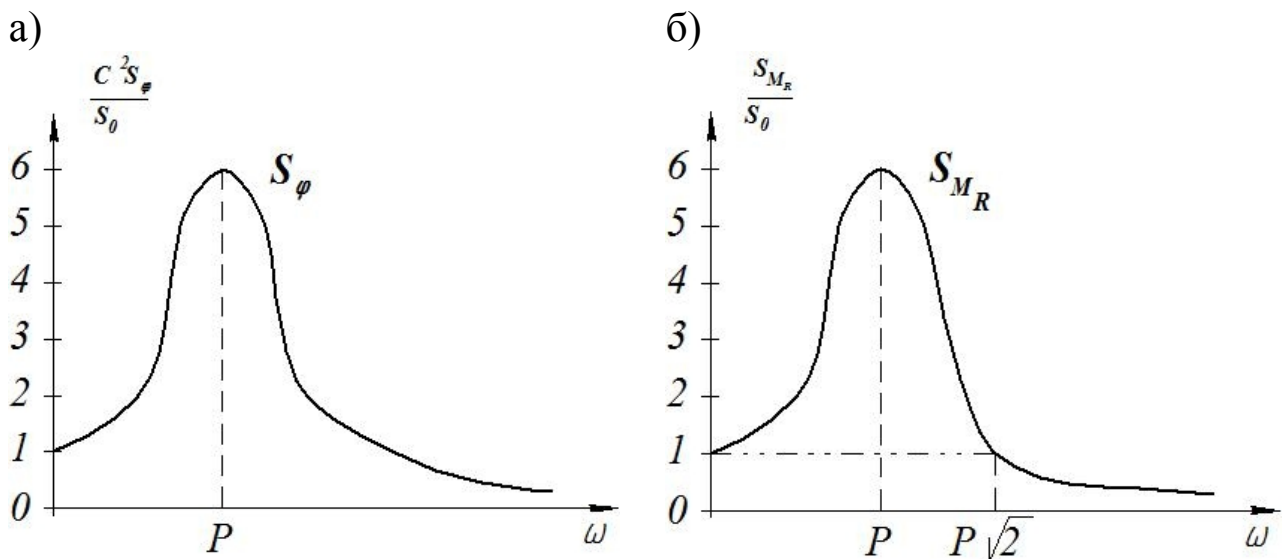


Рис. 2. Графики спектральных плотностей $S_{\varphi}(\omega)$ - а), $S_{M_R}(\omega)$ - б)

Анализ графиков $S_\varphi(\omega)$ и $S_{M_R}(\omega)$ показывает, что при постоянной плотности случайного воздействия $M_C(t)(S_0 = \text{const})$, спектр крутильных колебаний исполнительного органа не равномерен: система «ИО - ВЗУ» усиливает колебания с частотами, близкими к собственной ее частоте P и ослабляет высокочастотные колебания.

Площадь под графиком спектральной плотности, как известно [1] характеризует дисперсию случайного процесса. Поэтому определение дисперсии случайных величин $\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}, M_R$ сводиться к вычислению интегралов типа:

$$D_\varphi = \int_0^\infty S_\varphi(\omega) d\omega = \int_0^\infty |W_\varphi(i\omega)|^2 S_{M_C}(\omega) d\omega. \quad (13)$$

Если ввести параметр $z = \frac{\omega_0}{P}$ (отношение частоты среза ω_0 к собственной частоте P), то дисперсию D_φ можно выразить [9] как:

$$D_\varphi = \frac{S_0 P}{c^2} \int_0^z \frac{dz}{(1-z^2)^2 + 4\xi^2 z^2}. \quad (13a)$$

Для вычисления D_φ по формуле (13a) можно использовать табличные интегралы [9].

На рис. 3 представлен график зависимости дисперсии угла поворота ИО D_φ от параметра $z = \frac{\omega_0}{P}$ при $\xi = \frac{n}{P} = 0,2$.

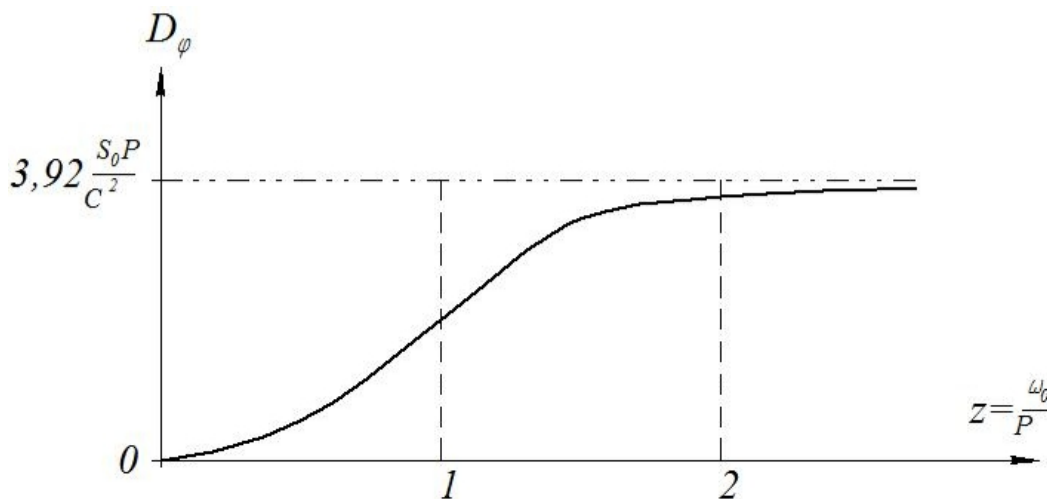


Рис. 3. Зависимость D_φ от параметра z при $\xi = 0,2$.

Как видно из рис. 3, дисперсия D_φ возрастает главным образом за счет колебаний ИО с частотами, близкими к собственной частоте системы «ИО - ВЗУ». Следовательно, в этой области частотного диапазона в большей степени будет проявляться и эффект демпфирования крутильных колебаний.

Для случая, когда спектр случайных возмущений не ограничен (частота среза $\omega_0 \rightarrow \infty$), дисперсия угловых отклонений ИО остается ограниченной и стремится к величине:

$$D_\varphi \rightarrow \frac{\pi S_0 P}{4 C^2 \xi} - \frac{\pi S_0 P^2}{4 C^2 n}. \quad (14)$$

Анализ формулы (14) показывает, что дисперсия D_φ и среднеквадратическое значение угловых деформаций ВЗУ ($\sigma_\varphi = \sqrt{D_\varphi}$) снижаются с увеличением коэффициента крутильной жесткости C и коэффициента вязкости демпфирующих сил n . Снижению σ_φ способствует так же увеличение I , так как при этом уменьшается собственная частота колебаний системы «ИО - ВЗУ» $P = \sqrt{\frac{C}{I}}$.

При $\omega_0 \rightarrow \infty$ дисперсия скорости колебаний $D_{\dot{\varphi}}$ также остается ограниченной и стремится к величине [9]:

$$D_{\dot{\varphi}} = \frac{\pi S_0 P^4}{4 C^2 n}. \quad (15)$$

Дисперсию реактивного момента D_{M_R} , действующего на ступицу ВЗУ и трансмиссию при неограниченном спектре $M_C(t)$, определим согласно выражению (12), подставив в него значения D_φ , $D_{\dot{\varphi}}$ при $\omega_0 \rightarrow \infty$.

$$D_{M_R} = C^2 D_\varphi + \beta^2 D_{\dot{\varphi}} = \frac{\pi}{4} S_0 P \left(\frac{P}{n} + \frac{4n}{P} \right). \quad (16)$$

Анализ выражения (16) показывает, что дисперсия реактивного момента на ступице ВЗУ существенно зависит от характеристики демпфирования n :

1) если демпфирование мало ($n \rightarrow 0$), дисперсия D_{M_R} возрастает неограниченно, главным образом за счет роста амплитуд колебаний в полосе частот, близких к собственной частоте P системы «ИО-ВЗУ»;

2) при высоком демпфировании ($n \rightarrow \infty$) система «ИО-ВЗУ» превращается из колебательной в апериодическую ($\xi \gg 1$) и возмущающий момент $M_C(t)$ передается непосредственно в трансмиссию привода ИО;

3) минимальному значению дисперсии $D_{M_{Rmin}} = \pi S_0 P$, при неограниченном по частоте спектре $M_C(t)$ в виде белого шума, соот-

ветствует относительно высокий коэффициент затухания $n = 0,5P$ ($\xi = 0,5$);

4) эффективность ВЗУ, как и при периодических нагрузках на ИО [6], повышается при снижении его собственной частоты P , что достигается уменьшением коэффициента жесткости C при заданном значении I .

Если отнести момент инерции ступицы ВЗУ к ИО и рассмотреть схему последовательно соединенных упруго-диссипативных элементов ВЗУ (C, β) и редуктора (C_p, β_p), то расчетная схема по рис. 1а останется неизменной.

Защемление будет соответствовать условно неподвижному ротору электродвигателя, который связан с ИО посредством соединенных редуктора и ВЗУ с эквивалентными значениями коэффициентов крутильной жесткости C_ε и демпфирования β_ε . при этом согласно [1]:

$$C_\varepsilon = \frac{C \cdot C_p}{C + C_p}; \beta_\varepsilon = \frac{C_\varepsilon^2}{2\pi\omega} \left(\frac{\psi}{C} + \frac{\psi_p}{C_p} \right). \quad (17)$$

где C_p и ψ_p - коэффициенты соответственно жесткости и поглощения энергии колебаний редуктора ПИО комбайна КПД без ВЗУ.

В этом случае рассмотренная выше методика исследования динамики системы привода ИО может быть применена для анализа трансформации динамической системой внешнего возмущения $M_c(t)$ типа белого шума с учетом упруго-демпфирующих характеристик ВЗУ и трансмиссии редуктора исследуемого комбайна.

Выводы и направления дальнейших исследований:

1) при конструировании ВЗУ необходимо учитывать полученные результаты исследований и выявленные закономерности влияния характеристик демпфирования и упругости ВЗУ на формирование динамической нагруженности трансмиссии при случайной нагрузке на ИО;

2) поскольку в автономной системе «комбайн-забой» возмущения на ИО содержат и детерминированные колебательные составляющие разной физической природы, то оптимальные параметры ВЗУ необходимо определять, решая задачу оптимизации с учетом полного спектра эксплуатационных нагрузок.

Список литературы

1. Гуляев В.Г. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Выемочные комбайны / В.Г. Гуляев. – Донецк.: «Технопарк ГВУЗ ДонНТУ «УНИТЕХ». – 2011. – Ч.1. – 322 с.

2. Гуляев В.Г. Научные основы оптимизации динамических свойств очистных комбайнов демпфирующими устройствами: автореф. Дис. ... д-ра техн. наук / В.Г. Гуляев. – Днепропетровск, ИГТМ АН УССР, 1986. – 37 с.
3. Горбатов П.А. Теория функционирования и совершенствования очистных комбайнов как нелинейных динамических систем: автореф. Дис. ... д-ра техн. наук / П.А. Горбатов. – Донецк: ДПИ, 1991. – 35 с.
4. Анализ надежности систем привода исполнительных органов очистных комбайнов с виброзащитными устройствами / В.Г. Гуляев, П.А. Горбатов, Ю.А. Кривченко и др. // Изв. Вузов. Горный журнал. – 1990. – С.85-91.
5. Результаты эксплуатации установочной серии комбайнов со шнеками с виброзащитными усиройствами / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, П.А. Горбатов и др. // Вклад науки в повышение надежности и долговечности машин и сооружений. – 1990. – Вып. 2. – С. 152 -153.
6. Гуляев В.Г. Динамика системы привода исполнительного органа горного комбайна с демпфирующим устройством / В.Г. Гуляев // Разработка месторождений полезных ископаемых. Респ. Научн.-техн. сб. – 1986. – 75. – С. 75 -81.
7. Гуляев В.Г. Основы разработки эффективных виброзащитных устройств для очистных комбайнов / В.Г. Гуляев, П.А. Горбатов, Н.Н. Мотин // Изв. Вузов. Горный журнал. – 1994 – №3. – С. 100. – 102.
8. Гуляев В.Г. Особенности формирования эксплуатационных нагрузок в двухскоростных трансмиссиях приводов исполнительных органов проходческих комбайнов / В.Г. Гуляев, К.В. Гуляев, И.А. Квитковский // Наукові праці ДонНТУ. Серія: «Гірничо-електромеханічна». – Вип. 104. – С. 62-72.
9. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М.: Высшая школа. 1980. – 408 с.
10. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний / С.П. Стрелков. – М.: «Наука», 1964. – 440 с.
11. Крид Ч. О неисправностях, вызываемых вибрацией / Ч. Крид; под ред. С. Кренделла // В кн. «Случайные колебания». – М.: Мир, 1967. – С. 117 – 160.

Стаття надійшла до редколегії 23.11.2011.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Семенченко А.К.

В.Г. Гуляев, В.І. Поротніков. Визначення раціональних динамічних характеристик віброзахисного пристрою для зниження навантаженості редуктора приводу виконавчого органу комбайна КПД. Запропонована методика визначення раціональних пружних і дисипативних характеристик віброзахисного пристрою для зниження високочастотних крутильних коливань в трансмісії приводу при випадкових навантаженнях на виконавчому органі.

Ключові слова: розрахункова схема, математична модель, спектри обурень, реакція системи, динамічні характеристики, дисперсія навантаження, надійність.

V. Gulyaev, V. Porotnikov. The Reasonable Dynamic Performance Determination of Vibroprotective Equipment for Reduction of Drive Reducer Loading of the Executive Harvester of Helldriver KPD. The technique of rational elastic and dispersive characteristics definition of vibroprotective equipment for reduction of high-frequency torsional oscillations in actuating device transmission in case of random traffics on the executive harvester is offered.

Keywords: scheme, mathematical model, spectrum of perturbations.