© П.А. Горбатов, Е.А. Воробьев, Н.М. Лысенко, 2011

УДК 622.232.72:62—78

П.А. Горбатов, Е.А. Воробьев, Н.М. Лысенко

УСТАНОВЛЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ В ВИБРОЗАЩИТНЫХ УСТРОЙСТВАХ С ТРЕНИЕМ РЕССОРНОГО ТИПА

Предложены зависимости для определения относительного демпфирования в виброзащитных устройствах, последовательно включенных в кинематические цепи приводов выемочных и других тяжелонагруженных машин и характеризующихся формированием трения рессорного типа.

Ключевые слова: выемочная машина, виброзащитное устройство, нагружение, упругая энергия, трение.

В ряде виброзащитных устройств, предназначенных для снижения динамических нагрузок в тяжелонагруженных силовых подсистемах выемочных и других машин, в том числе спроектированных на основе аксиальных упругих стержней [1] или зубчато-пружинного типа [2], демпфирующие свойства реализуются на основе трения рессорного типа [3, 4]. В этой связи необходимо располагать математическим аппаратом для установления величины относительного демпфирования в рассматриваемых виброзащитных устройствах, относящегося наряду с коэффициентом податливости к числу основных параметров данных устройств.

Величина относительного демпфирования ψ_y виброзащитного устройства (ВЗУ) с указанным трением может быть рассчитана по следующей известной формуле:

$$\psi_y = \frac{\delta_y}{2\pi},$$

где δ_y — логарифмический декремент колебаний.

Величину δ_y для рассматриваемых ВЗУ можно определить из зависимости

$$\xi_y = e^{\delta_y} - e^{-\delta_y}, \qquad (1)$$

где ξ_y — коэффициент поглощения, определяемый как отношение энергии ΔW, рассеиваемой ВЗУ за один период гармонического колебания, к упругой энергии W.

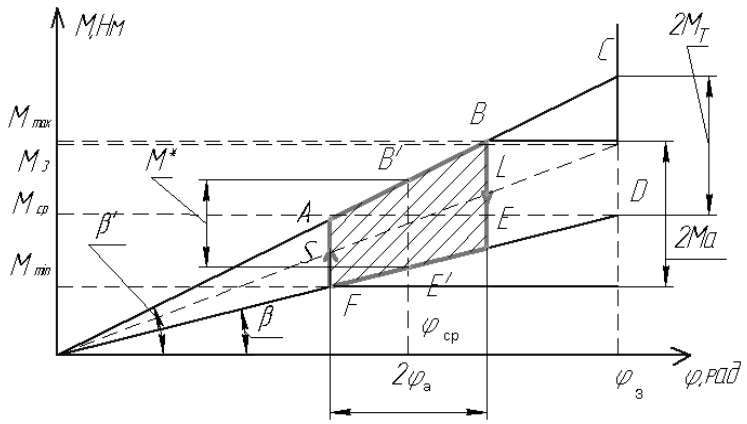
После соответствующего преобразования уравнения (1) и решения его относительно величины $a = e^{\delta_y}$ получим:

$$a = 0{,}5\left(\xi_y \pm \sqrt{\xi_y^{\,2} + 4}\right).$$

Следовательно, величину логарифмического декремента колебаний можно рассчитать по формуле:

$$\delta_y = \ln\left[0{,}5\left(\xi_y + \sqrt{\xi_y^{\,2} + 4}\right)\right]. \qquad (2)$$

Рассмотрим идеализированную упруго-диссипативную характеристику виброзащитного устройства на основе трения рессорного типа с ограничителем деформации упругих элементов, соединяющих ведущую и ведомую детали ВЗУ, см. рисунок.



Зависимость момента M = M(φ): М — момент, передаваемый ВЗУ, φ — угол относительного поворота ведущего и ведомого элементов устройства

Рассматриваются представительные для выемочных машин установившиеся режимы нагружения крутильных подсистем привода, характеризующиеся стабильным средним уровнем нагрузки, на который наложены колебательные составляющие стационарного характера с постоянным коэффициентом вариации υ.

Индексы «ср», «а», «з» соответствуют среднему уровню нагружения, амплитудным значениям динамических нагрузок и запиранию упругой связи ВЗУ с помощью ограничителей деформации.

При возрастании динамической составляющей момента от M_{min} до M_{max} реализуются участки характеристики FA и AB, а при уменьшении – участки BE и EF.

При реализации $\varphi_з$, когда происходит запирание устройства, его коэффициент податливости e_y, равный котангенсу угла наклона прямой SL, с инженерной точностью можно считать бесконечно малым по сравнению со значением этого параметра при $\varphi \in (0; \varphi_з)$, см. излом упругой характеристики с точкой С на рисунке.

Остальные представленные на рисунке параметры введены для удобства последующих выкладок и не требуют отдельных пояснений.

Из рис. видно, что энергия ΔW численно равна площади заштрихованной трапеции ABEF. При этом в первом приближении считаем, что AS=SF и BL=LE.

Значение ΔW применительно к изложенному определяется как:

$$\Delta W = M^* \cdot 2 \cdot \varphi_a \cdot$$

Из подобия треугольников OB'E' и OCD получаем, что:

$$\frac{2M_T}{\varphi_з} = \frac{M^*}{\varphi_{ср}} \cdot$$

Отсюда $\Delta W = \dfrac{4M_T \cdot \varphi_{ср} \cdot \varphi_a}{\varphi_з}$, Нм.

Значение упругой энергии W определяется по зависимости:

$$W = \frac{\varphi_a^2}{2e_y}, \text{ Нм.}$$

Используя вышеприведенные выражения для ΔW и W, получаем сле-

дующее уравнение для коэффициента поглощения:

$$\xi_y = \frac{\Delta W}{W} = \frac{8M_T \cdot \varphi_{cp} \cdot e_y}{\varphi_a \cdot \varphi_з}. \quad (3)$$

Для преобразования уравнения (3) воспользуемся следующим соотношением:

$$2M_a = M_{\max} - M_{\min}, \quad (4)$$

где $M_{\max} = tg\beta' \cdot \left(\varphi_{cp} + \varphi_a\right)$,

$M_{\min} = tg\beta \cdot \left(\varphi_{cp} - \varphi_a\right)$ — максимальный и минимальный моменты в ВЗУ при работе его в установившемся режиме.

Подставляя эти зависимости для M_{max} и M_{min} в уравнение (4) и, учитывая, что

$$tg\beta = \frac{M_з - M_T}{\varphi_з} \text{ и } tg\beta' = \frac{M_з + M_T}{\varphi_з},$$

после преобразования получаем:

$$\varphi_{cp} = \frac{M_a\varphi_з - M_з\varphi_a}{M_T}; \quad (5)$$

$$\varphi_a = \frac{M_a\varphi_з - M_з\varphi_{cp}}{M_з}. \quad (6)$$

В соответствии с рис. $M_{cp} = M_{\min} + M_a$. Подставив в это выражение значение $M_{\min} = \frac{M_з - M_T}{\varphi_з}\left(\varphi_{cp} - \varphi_a\right)$, после преобразования получаем:

$$\varphi_{cp} = \varphi_з \frac{M_{cp} - M_a}{M_з - M_T} + \varphi_a.$$

Заменим φ_{cp} в зависимости (6) на вышеприведенное выражение и принимая во внимание, что $M_a = r_в\sigma_M$; $\frac{\sigma_M}{M_{cp}} = \upsilon$; $\frac{\varphi_з}{M_з} = e_y$; $\frac{M_T}{M_з} = \kappa$, получаем формулу:

$$\varphi_a = \frac{M_{cp}e_y}{1+\kappa}\left(r_в\upsilon - \kappa\frac{\left(1 - r_в\upsilon\right)}{(1-\kappa)}\right), \text{ рад.}$$

Здесь $r_в$ — вероятностный коэффициент; σ_M — среднеквадратическое отклонение процесса М; υ — коэффициент вариации случайного процесса М; κ — относительный момент трения в ВЗУ. Подставляя найденную зависимость и выражение (5) в формулу (3), получаем следующее выражения для коэффициента поглощения:

$$\xi_y = 8\left(\frac{r_в\upsilon\left(1-\kappa^2\right)}{r_в\upsilon - \kappa} - 1\right). \quad (7)$$

Таким образом, на основании вышесформированных зависимостей (7) и (2) окончательное выражение для определения величины относительного демпфирования ψ_y виброзащитного устройства зубчато-пружинного типа в безразмерных параметрах примет следующий вид:

$$\psi_y = \frac{1}{2\pi}\ln\left(4\left(\frac{r_в\upsilon\left(1-\kappa^2\right)}{r_в\upsilon - \kappa} - 1\right) + \sqrt{16\left(\frac{r_в\upsilon\left(1-\kappa^2\right)}{r_в\upsilon - \kappa} - 1\right)^2 + 1}\right).$$

В соответствии с результатами работы [4] целесообразные, с позиции снижения динамических нагрузок в подсистемах приводов исполнительных органов очистных комбайнов, значения ψ_y при наличии виброзащитных устройств с рес-

сорным трением и последовательным включением в кинематическую цепь находятся в области ψ_y = 0,2 – 0,3. Реализация указанных значений ψ_y обеспечивается при проектировании ВЗУ прежде всего за счет соответствующих значений параметра *к*.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Горбатов П.А., Гуляев В.Г., Костюкевич Ф.В.* Динамические свойства нелинейной системы привода угледобывающего комбайна с демпфирующим устройством // Изв. вузов. Горн. журн. — 1978. — № 2. — С. 127—130.

2. *Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Кислун А.В.* Научные основы разработки подсистем приводов выемочных комбайнов с повышенными параметрами надежности // Горный информационно-аналитический бюллетень. — М.: МГУ, 2006. — № 2. — С.359— 363.

3. *Горбатов П.А.* Теория функционирования и совершенствование очистных комбайнов как нелинейных динамических систем: Автореф. дис. … докт. техн. наук. — Донецк, 1991. — 35 с.

4. *Разработка* научных основ структурно — параметрической оптимизации динамических свойств горных машин при их автоматизированном проектировании: Отчет / Донецк. политех. ин-т; Руководители П.А. Горбатов и В.Г. Гуляев; № ГР 01880009172; Инв. № 0290. 0005792. — Донецк, 1989. — 381 с. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Горбатов П.А. — доктор технических наук, профессор,
Воробьев Е.А. — инженер,
Лысенко Н.М. — кандидат, технических наук, доцент,
ДонНТУ, Украина, ic@donntu.edu.ua

ОТ РЕДАКЦИИ

В Горном информационно-аналитическом бюллетене № 6, 2011 г. в статье авторов А.И. Косолапова, А.И. Пташника «Исследование потенциальных возможностей интенсификации производственной мощности карьеров при этапной разработке крутопадающих месторождений в современных условиях» допущена техническая ошибка. На с. 56 в сведениях об авторах следует читать:

Косолапов Александр Иннокентьевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой, Сибирский федеральный университет, Институт горного дела, геологии и геотехнологий, Kosolapov1953@mail.ru

Пташник Александр Игоревич – аспирант, горный инженер, Сибирский федеральный университет, Институт горного дела, геологии и геотехнологий, ptashnik_@mail.ru