

УДК 622.232(043.3)

А.А. Грабский, А.А. Губенко

**ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИВОДА
РОТОРНОГО КОВШОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА
КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА**

Выполнен анализ и установлены основные закономерности формирования динамических параметров (жесткости и демпфирования) привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна.

Ключевые слова: карьерный комбайн, роторный ковшовый орган, динамические параметры, жесткость, демпфирование.

Семинар № 22

Машины для проточной выемки относительно крепких пород при земляных работах впервые созданы в США в 50-х годах XX века. Вначале они представляли собой отвальный плуг, потом – многоковшовый экскаватор. На основе опыта проектирования и эксплуатации шахтных добычных и проходческих комбайнов, а так же оборудования для дорожного и аэродромного строительства был разработан ряд образцов комбайнов непрерывного действия для открытой разработки месторождений методом послойного фрезерования (такие комбайны получили название «Continuous Surface miner», или сокращенно CSM).

Первые комбайны CSM появились на рынке в начале 80-х годов прошлого столетия. Несколько позже были созданы добычные комбайны с роторным рабочим органом ковшового типа - серия «Satterwhite wheel». Сегодня накоплен значительный опыт практического применения различных моделей добычных комбайнов на карьерах строительных материалов, угольных разрезов, фосфоритовых, бокситовых, гипсовых карьерах при разработке вскрышных пород в США, Австралии, Канаде, Бразилии, ЮАР, Франции, Испании, Италии.

Тенденция развития оборудования для поточной выемки крепких пород характеризуется ростом мощности приводов, скоростей рабочих процессов, увеличением ускорений в механизмах [1], что в большей мере способствует проявлению динамического характера нагружения этих машин.

Сегодня при исследовании динамики карьерных комбайнов наибольшее внимание уделяется процессам, происходящим в упругой системе комбайна и в элементах главных приводов (включая их электромагнитные связи) при их взаимодействии с забоем.

Оптимизация динамических свойств карьерных комбайнов (см. рис. 1) нового поколения на стадии их проектирования является актуальной научно-технической задачей. Решение этой задачи позволит увеличить надежность и производительность этих машин.

В свою очередь задача установления динамических характеристик тяжело нагруженного привода ковшового рабочего органа, при следующих основных допущениях: влияние изгибных колебаний стрелы комбайна на движение системы не учитывается; считается, что крутильные и их влияние на поперечные колебания стрелы

Место установки упругодемпфирующей подвески редукторов привода

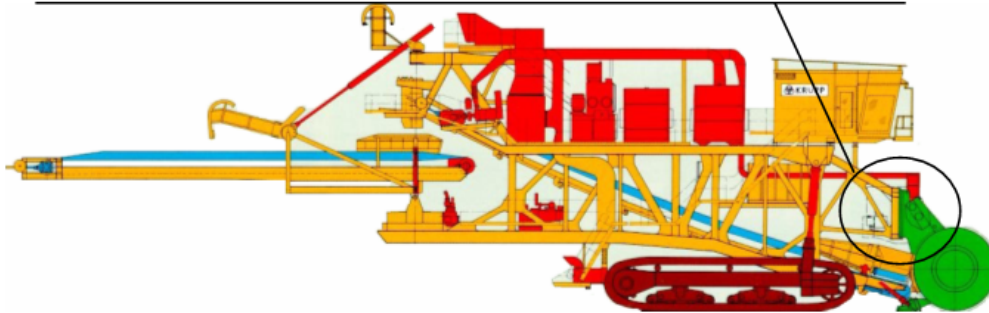


Рис. 1. Карьерный комбайн с роторным ковшовым рабочим органом

не рассматриваются; внешняя нагрузка приложена к ковшам ротора перпендикулярно радиусу черпанья на высоте слоя породы, может быть решена на основе уравнения Лагранжа второго рода (уравнений движения хвостовика редукторов привода на упругодемпфирующей подвеске) [2]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j(t) \quad (1)$$

где T – полная кинетическая энергия колебательной системы «хвостовик редукторов привода - упругодемпфирующая подвеска» (см. рис. 2) -

$$T = 0.5(I + m \cdot R^2) \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2, H \cdot m;$$

Π - полная потенциальная энергия колебательной системы «хвостовик

редукторов привода - упругодемпфирующая подвеска» -

$$\Pi = C \cdot R^2 \cdot \varphi^2, H \cdot m;$$

q – обобщенная координата, в качестве которой, принят угол поворота редукторов привода – φ , рад.; $Q(t)$ – обобщенная реактивная сила действующая на упругодемпфирующую подвеску, H ; I – динамический момент инерции упругодемпфирующей подвески, $кг \cdot м^2$; m – масса редукторов, $кг$; R – радиус приложения обобщенной силы, $м$; C – жесткость упругодемпфирующей подвески, $H/м$.

После соответствующих преобразований уравнение (1) принимает вид:

$$(I/R + mR) \frac{d^2\varphi}{dt^2} + CR\varphi = Q(t) \quad (2)$$

При $Q(t) = 0$ редукторы привода совершают свободные колебания на демпфирующей подвеске с собственной частотой:

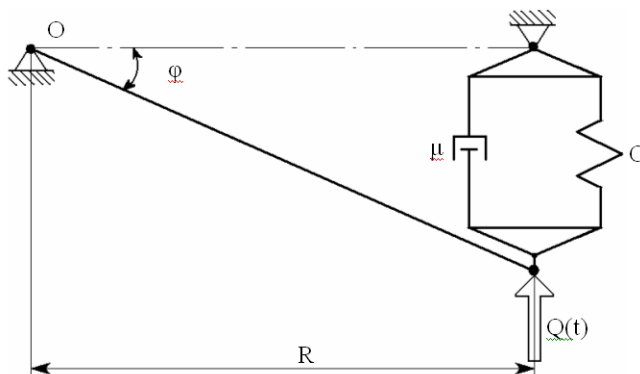


Рис. 2. Эквивалентная модель колебательного контура «хвостовик редукторов привода - упругодемпфирующая подвеска»

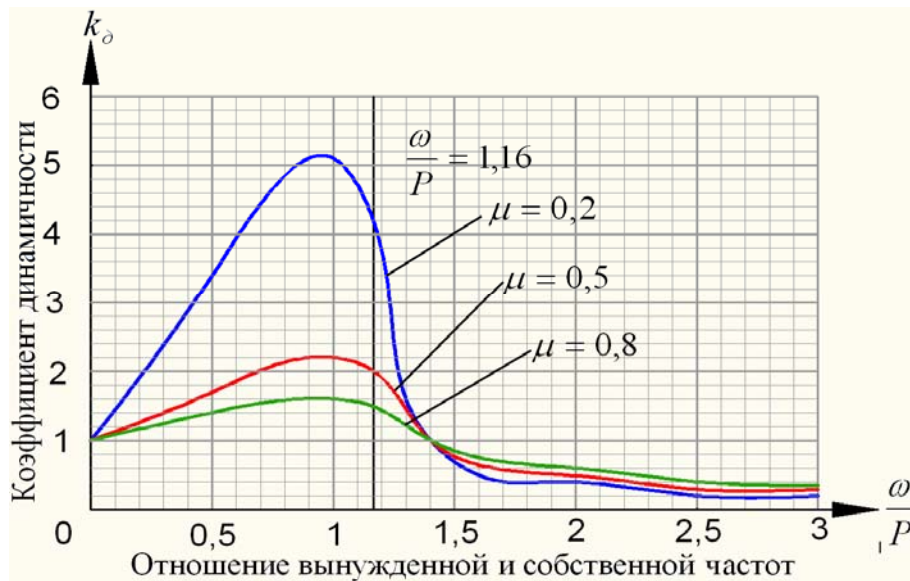


Рис. 3. Коэффициент динамичности (амплитудно-частотная характеристика) привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна

$$P = \left(\frac{2 \cdot C}{I/R^2 + m} \right)^{0,5}, \text{ рад/с} \quad (3)$$

При $Q(t) = Q_0 \cdot \sin \frac{d\varphi}{dt} \cdot t, H$ (здесь Q_0 - амплитудное значение возмущающей силы, Н; $\frac{d\varphi}{dt} = \omega, \text{ рад/с}$ - частота вынужденных колебаний системы), коэффициент динамичности системы определится выражением:

$$k_d = 1 / \left(1 - \omega^2 / P^2 \right) \quad (4)$$

Выражение (4) с учетом выражения (3) и коэффициента демпфирования μ [2] принимает вид:

$$\left\{ \begin{aligned} k_d &= \left[\frac{1 + \mu \omega^2 / P^2}{\left(1 - \omega^2 / P^2 \right)^2 + \mu \omega^2 / P^2} \right]^{0,5} \\ P &= \left(\frac{2 \cdot C}{I/R^2 + m} \right)^{0,5}, \text{ рад/с} \end{aligned} \right. \quad (5)$$

Графическая интерпретация коэффициента динамичности (амплитудно-частотная характеристика) привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна приведена на рис. 3. Анализ которой свидетельствует, что при увеличении коэффициента демпфирования μ в четыре раза (с 0,2 до 0,8) амплитуда колебаний контура «хвостовик редукторов привода - упруго-демпфирующая подвеска» на собственной частоте ($\omega/P = 1,16$) уменьшается в три раза.

Таким образом, установка упруго-демпфирующей подвески редукторов привода ротора карьерного комбайна позволит целенаправленно формировать динамические характеристики электромеханической системы, уменьшающие уровень динамического нагружения трансмиссии привода, что позволит, в конечном счете, увеличить межремонтный ресурс комбайна в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Замышляев В.Ф., Грабский А.А., Кузиев Д.А., Абдуазизов Н.А.* Сравнительный анализ результатов аналитических и экспериментальных исследований момента сопротивления вращению шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна. Горный информационно-аналитический бюллетень, выпуск 10, 2007. С. 17-23.
2. *Сандалов В.Ф.* Исследование гидромеханического защитного устройства привода исполнительного органа роторного экскаватора – М.: канд. дисс. МГИ, 1977, 143 с. **ГИАБ**

Коротко об авторах

Грабский А.А. – кандидат технических наук, профессор,
Губенко А.А. – аспирант,
Московский государственный горный университет,
Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru

