

УДК 621.879.01

Крупко В. Г., Дихтенко Р. Н.

### СНИЖЕНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ОСНОВЕ ОБОСНОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЖЕСТКОСТНО-МАСОВОЙ СИСТЕМЫ МЕХАНИЗМА

В хозяйственном комплексе Украины на разработке месторождений открытым способом работает большое количество машин на базе одноковшовых экскаваторов, которые выполняют землеройные и погрузочные работы. При этом на приводы исполнительных механизмов этих машин действуют значительные динамические усилия, вызванные следующими явлениями: взаимодействием с внешней средой; изменениями нагрузок в значительном диапазоне; изменениями направления движения рабочего органа. Поэтому важным является вопрос о нахождении, уточнении и понижении динамических нагрузок на рабочее оборудование и исполнительные механизмы карьерных экскаваторов.

Проблему гашения колебаний системы и снижения динамических нагрузок посредством перевода инерционных энергий тел в тепловую энергию через фрикционные соединения рассматривал в своих трудах Л. И. Штейнвольф [1]. Также методы моделирования и анализа динамических систем коснулись в своих трудах Суглобов В. В. и Анофриев П. Г. [2]. Используя математические пакеты можно уточнить расчеты сложных динамических систем.

Цель исследовательской работы – нахождение динамических нагрузок на исполнительные механизмы землеройных машин, которые возникают при стопорении рабочего органа, и разработка устройств, позволяющих производить гашение посредством оптимизации жесткостно-массовой системы механизма.

Проведенный анализ показывает, что самые большие динамические нагрузки получают во время стопорения механизмов в случае упора исполнительного органа в непреодолимое препятствие. Для примера рассмотрим динамические нагрузки, которые действуют на механизмы подъема одноковшовых экскаваторов, которые состоят из двигателей постоянного тока, редукторов, барабанов, канатов, рабочих органов (рис. 1).

До момента стопорения привод работает в номинальном режиме. При упоре исполнительного органа в непреодолимое препятствие под действием инерционных сил жесткостно-массовая система набирает энергию, которая в дальнейшем расходуется на разгон механизма в обратную сторону, что неблагоприятно влияет на работоспособность механизмов.

Так как механизм является сложной многомассовой динамической системой, в которой массы движутся в разных направлениях, то для упрощения расчетов приняты следующие допущения и ограничения: все массы редуктора механизма подъема приводим к одной; жесткость подвеса стрелы приводим к жесткости каната; непреодолимое препятствие считаем податливым, которое имеет определенную жесткость; зазоры в соединениях не учитываем, так как двигатель создает постоянное усилие.

Кинематическая схема механизма подъема (рис. 1), где  $M_{\partial\delta}$  – вращающий момент двигателя,  $m_{\partial\delta}$  – масса якоря двигателя, а также первичного вала редуктора, соединительной муфты;  $m_{ред}$  – масса всех вращающихся частей редуктора, выходного вала, канатного барабана;  $m_{ио}$  – масса исполнительного органа;  $w_1$  – угловая скорость якоря двигателя;  $w_2$  – угловая скорость выходного вала редуктора;  $V_3$  – линейная скорость подъемного каната;  $C_1$  – суммарная жесткость всех элементов от двигателя до первичного вала;  $C_2$  – суммарная жесткость всех элементов редуктора и барабана;  $C_3$  – жесткость каната наматывающегося на барабан.

Связь с внешней средой рабочего органа упрощенно моделируется за методикой В. И. Баловнева [3], которая подразумевает механизм, как совокупность демпфера и пружины.

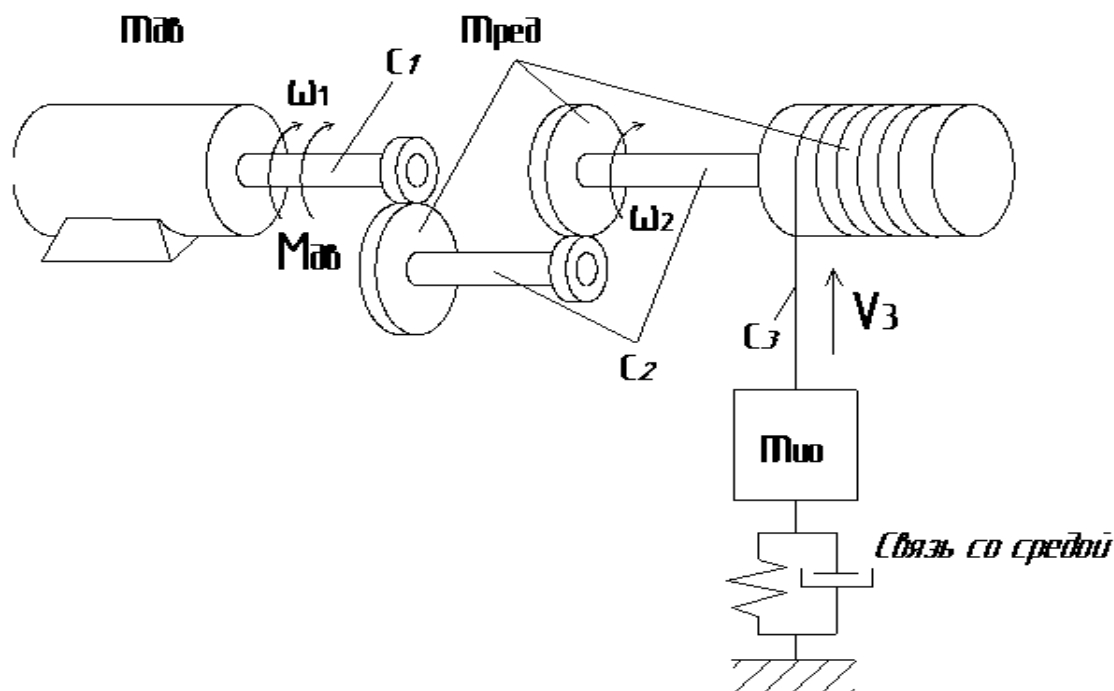


Рис. 1. Кинематическая схема механизма подъема

Колебания данной многомассовой системы описывается системой дифференциальных уравнений (4) составленной за методикой, которую описывает в своих трудах Бидерман В. Л. [4] Так как наша система имеет как вращательное, так и поступательное движение, то для облегчения расчетов приведем системы с помощью преобразований массы (1) и жесткости (2) к линейному перемещению каната.

$$m_i^{np} = \frac{J_{\Sigma} \cdot a^2}{R^2}, \tag{1}$$

где  $m_i^{np}$  – приведенная  $i$ -тая масса;

$J_{\Sigma}$  – суммарный момент инерции;

$a$  – передаточное число  $i$ -той ступени;

$R$  – радиус барабана.

$$\frac{1}{c_{np}^{\Sigma}} = \sum \frac{1}{c_n}, \tag{2}$$

где  $c_{np}^{\Sigma}$  – приведенная жесткость;

$c_n$  – жесткость  $n$ -го элемента.

Полученная трехмассовая динамическая система (рис. 2), где  $m_{\text{дв}}^{np}$  – приведенная к канату механизма подъема масса якоря двигателя, а также первичного вала редуктора и соединительной муфты;  $m_{\text{ред}}^{np}$  – приведенная к канату механизма подъема масса всех вращающихся

элементов редуктора, кроме первичного вала, а также барабана;  $m_{uo}^{np}$  – приведенная к канату механизма подъема масса исполнительного органа. Начальные скорости всех масс равны как по направлению, так и по величине. На схеме эта скорость обозначена как  $V_{мех}^0$ . Вращающий момент якоря двигателя приводим к линейной силе  $F_{дв}^{np}$  и прикладываем к приведенной массе двигателя.

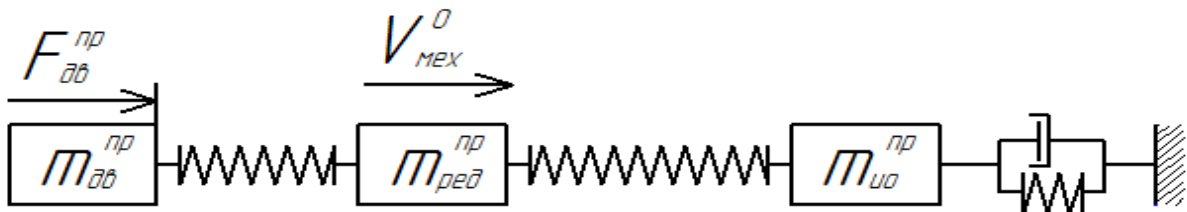


Рис. 2. Преобразованная линейная динамическая модель механизма подъема экскаватора

Сила  $F_{дв}^{np}$  во время неустановившегося движения изменяется по закону (3):

$$F_{дв}^{np} = F_{max} + F_{ном} \cdot \sin(t - 1,5) \cdot e^{-t}, \tag{3}$$

где  $F_{max}$  – максимальное усилие, которое развивает привод;

$F_{ном}$  – рабочее усилие привода;

$t$  – время.

Математическую модель многомассовой динамической системы разделена на элементы, при этом на каждый из этих элементов действуют силы предстоящей жесткости  $c_{i-1,i} \cdot (x_i - x_{i-1})$ , послестоящей жесткости  $c_{i,i+1} \cdot (x_{i+1} - x_i)$  и возбуждающей силы  $P_i(t)$ .

Составим систему дифференциальных уравнений из уравнений движений каждого элемента:

$$\begin{cases} m_{дв}^{np} \cdot \ddot{x}_1 - c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) + k_3^1 \cdot \dot{x}_1 = F_{дв}^{np}; \\ m_{ред}^{np} \cdot \ddot{x}_2 + c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) - c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) + k_3^2 \cdot \dot{x}_2 = 0; \\ m_{uo}^{np} \cdot \ddot{x}_3 + c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) - c_{3,0} \cdot x_3 + k_3^3 \cdot \dot{x}_3 = 0, \end{cases} \tag{4}$$

где  $x_1, x_2, x_3$  – координаты положения масс относительно положения равновесия;

$c_{1,2}, c_{2,3}, c_{3,0}$  – жесткости системы;

$k_3^i$  – коэффициент затухания для  $i$ -ой массы механизма.

Используя математический пакет Maple 12, проведем численное решение системы, задавшись начальными условиями. Начальная скорость  $V_{мех}^0$  равна номинальной скорости механизма, начальные координаты рассчитываются как перемещение от усилия двигателя. В результате построен график зависимости  $x_3(t)$ , который изображен на рис. 3.

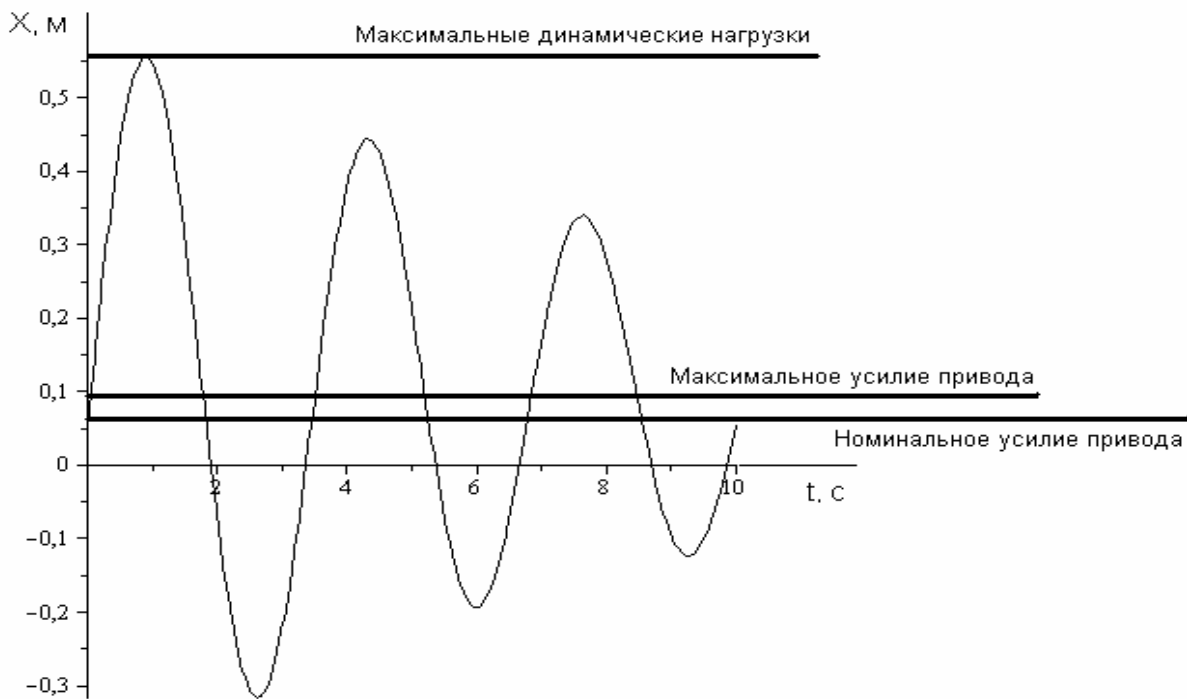


Рис. 3. Диаграмма движения массы электродвигателя  $m_{об}^{np}$  относительно его положения покоя

Таким образом, на основании приведенной методики для механизма подъема возможно проведение расчетов и визуализации динамики нагрузок на элементы исполнительных механизмов одноковшовых экскаваторов.

Анализ полученных результатов показал, что инерционные нагрузки приводят к увеличению максимальных усилий действующих на элементы механизмов в 6,2 раза. Амплитуда колебания очень большая и составляет более 3-х секунд. Так как наибольшие инерционные нагрузки действуют от двигателя, то нашей задачей является снижение инерционности массы двигателя в момент стопорения. Это можно сделать несколькими способами. Самым распространенным является установка на механизм предохранительных устройств типа муфт предельного момента, разрушающихся элементов и т. д. Недостатком является простой механизма или машины вызванный потерями временем на ремонты и замены элементов. Поэтому вводим в динамическую систему дополнительную массу, направив ее скорость в начальный момент времени в обратную сторону. Для регулирования максимальных границ колебания элемента, дополнительную массу разбиваем на две, соединив жесткостью. Созданная динамическая система изображена на рис. 4.

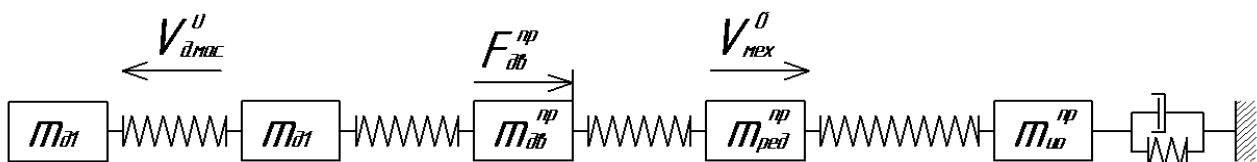


Рис. 4. Динамическая модель механизма подъема экскаватора с дополнительными массами

Аналогично трехмассовой динамической системе составим систему дифференциальных уравнений движения масс полученной динамической системы (5):

$$\begin{cases} m_{\partial 1} \ddot{x}_5 - c_{5,4} \cdot (x_5 - x_4) + k_5^1 \cdot \dot{x}_5 = 0; \\ m_{\partial 2} \ddot{x}_4 + c_{5,4} \cdot (x_5 - x_4) - c_{4,1} \cdot (x_1 - x_4) + k_4^2 \cdot \dot{x}_4 = 0; \\ m_{\partial 6}^{np} \ddot{x}_1 + c_{4,1} \cdot (x_1 - x_4) - c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) + k_3^1 \cdot \dot{x}_1 = F_{\partial 6}^{np}; \\ m_{ред}^{np} \ddot{x}_2 + c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) - c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) + k_3^2 \cdot \dot{x}_2 = 0; \\ m_{uo}^{np} \ddot{x}_3 + c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) - c_{3,0} \cdot x_3 + k_3^3 \cdot \dot{x}_3 = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Расчет массовых и жесткостных параметров добавочной системы производим методом перебора параметров, оптимизируя частотную и амплитудную характеристики колебаний интересующей нас массы.

Для наглядности расположим начальный и конечный результаты в одной системе координат (рис. 5).

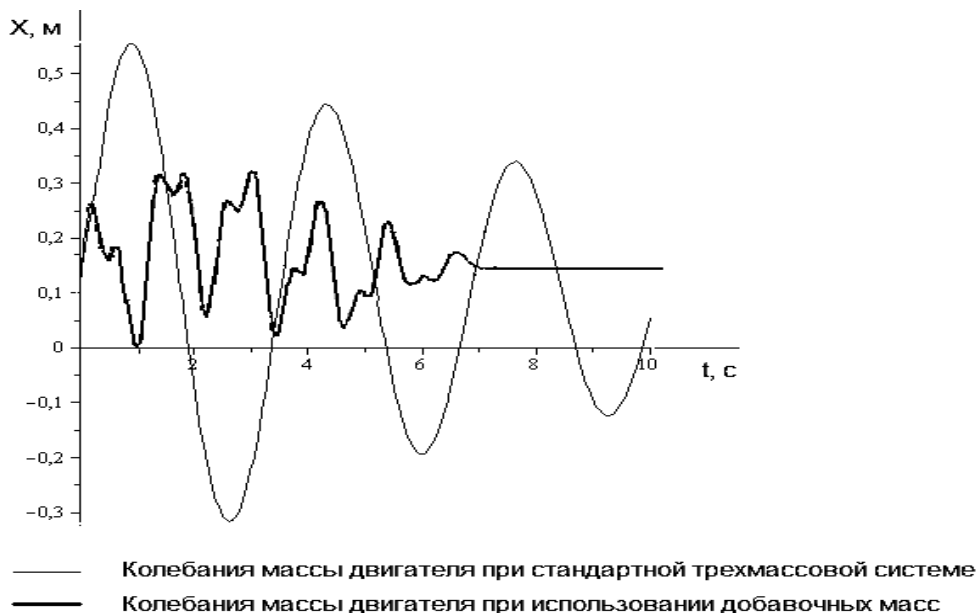


Рис. 5. Диаграмма движения массы электродвигателя  $m_{\partial 6}$  относительно ее положения покоя

## ВЫВОДЫ

Таким образом, на основании приведенных методик разработана система для снижения максимальных динамических нагрузок в момент стопорения механизмов за счет введения в систему дополнительных масс и нахождения оптимальных значений жесткостных параметров системы, что позволило достичь без применения разъединительных предохранительных элементов снижения максимальных нагрузок на исполнительные механизмы в 2,4 раза.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Штейнвольф Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов / Л. И. Штейнвольф. – М : МАШГИЗ, 1961. – 138 с.
2. Подъемно-транспортная техника : научно-технический журнал / гл. ред. Г. Ф. Смирнов. – Днепропетровск. – 2006. – № 3. – 103 с.
3. Баловнев В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев. – М. : Высшая школа, 1981. – 335 с.
4. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М. : Высшая школа, 1980. – 405 с.