

ОЦЕНКА ВИБРАЦИЙ МЕХАНИЗМОВ С ЭПИЦИКЛИЧЕСКИМИ И ПЛАНЕТАРНЫМИ РЕДУКТОРАМИ МЕТОДАМИ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

А.В. СИНИЦЫН

(Ивановская государственная текстильная академия)

У большинства машин и механизмов происходит преобразование вращательно-го движения в требуемые виды движения. Если у вращающихся узлов механизма или двигателя существует эксцентриситет масс, то во время их движения возникают силы колебательного характера, которые воздействуют на упругие элементы, возбуждая в них вибрации. Если частота вынужденных колебаний упругих элементов совпадает с частотой свободных колебаний, наблюдается явление резонанса, при котором амплитуда вибрации существенно увеличивается, что может привести к нарушениям работы механизма, его быстрому износу или разрушению.

Во многих случаях частота вынужденных колебаний при стационарной работе не совпадает с резонансной частотой механической системы, однако во время разгона механизмов частота вынужденных колебаний постепенно возрастает до максимального значения, при этом может возникать механический резонанс как на основной частоте вибраций, так и на ее гармониках.

Целью настоящего исследования явилась оценка резонансных эффектов и неравномерности движения механизмов с такими редукторами в условиях, когда приведенный момент инерции системы является функцией угла поворота выходного вала.

Обозначим вес неподвижных частей редуктора P_1 , а вес подвижных P_2 , тогда координаты центра инерции можно определить из выражений

$$x_c = \frac{P_2 x_2}{P_1 + P_2}, \quad y_c = \frac{P_2 y_2}{P_1 + P_2}, \quad (1)$$

где $x_2 = r \cos \varphi$; $y_2 = r \sin \varphi$; $\varphi = \varphi(t)$ – угол поворота выходного вала редуктора; r – смещение центра тяжести подвижных элементов редуктора относительно центра вращения.

Дифференциальные уравнения движения центра инерции будут иметь вид:

$$\frac{P_1 + P_2}{g} \frac{d^2 x_c}{dt^2} = R_x, \quad (2)$$

$$\frac{P_1 + P_2}{g} \frac{d^2 y_c}{dt^2} = R_y - P_1 - P_2. \quad (3)$$

Из этих уравнений находим горизонтальную и вертикальную составляющие опорной реакции:

$$R_x = \frac{P_2}{g} \frac{d^2 x_2}{dt^2} = -\frac{P_2}{g} r \omega^2 \cos \varphi, \quad (4)$$

$$R_y = P_1 + P_2 + \frac{P_2}{g} \frac{d^2 y_2}{dt^2} = P_1 + P_2 - \frac{P_2}{g} r \omega^2 \sin \varphi. \quad (5)$$

По приведенным уравнениям в среде MATLAB Simulink [1] разработана структурная схема модели, имитирующей реакцию опоры, приведенная на рис. 1 в виде подсистемы Subsystem.

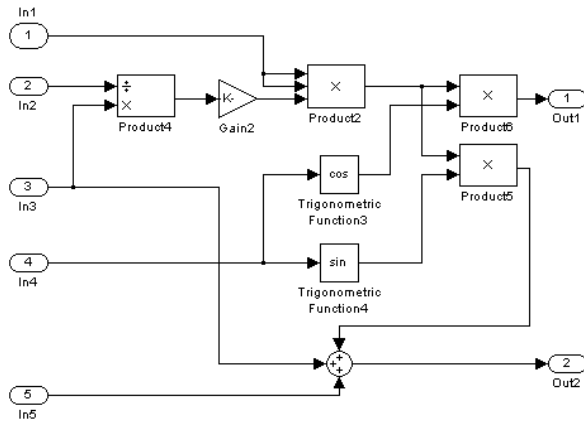


Рис. 1

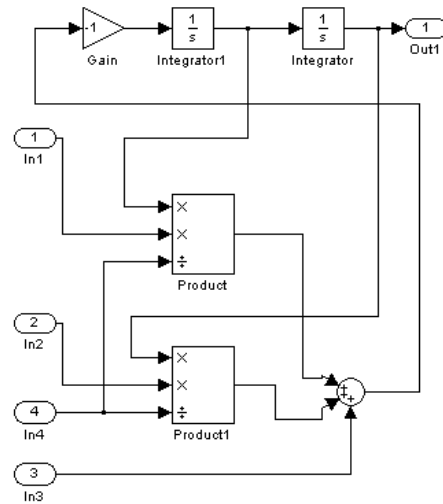


Рис. 2

Величина $\omega = \omega(t)$ вводится по входу In1, моделируется подсистемой Subsystem1, структура которой представлена в [x].

Дифференциальное уравнение движения упругой механической системы имеет вид [2]:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + \mu \frac{dx}{dt} + cx = F, \quad (6)$$

где m – общая масса редуктора и опорной балки; μ – коэффициент пропорциональности сопротивления движению от скоро-

сти; c – жесткость балки; F – возмущающая сила.

Полагая силу, возмущающую вибрацию, $F = -R_x$ и решая уравнение (6) относительно старшей производной, получим:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\frac{\mu}{m} \frac{dx}{dt} - \frac{cx}{m} - R_x. \quad (7)$$

Структурная схема модели, имитирующей колебательное движение редуктора на опорной балке, разработанная по соотношению (7) в виде подсистемы Subsystem2, приведена на рис.2.

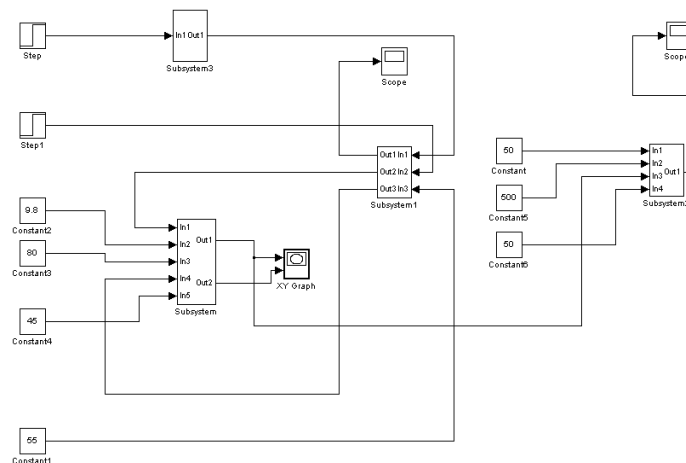


Рис. 3

Полная модель системы на основе субблоков представлена в виде структуры на рис.3.

Модель позволяет исследовать процессы изменения скорости вращения выходного вала редуктора, величины и направ-

ления опорной реакции и характер вибраций упругой системы в механизме с переменной величиной момента инерции.

На схеме блок Subsystem3 моделирует изменяющийся пусковой момент, блоки Constant и Step – параметры редуктора и

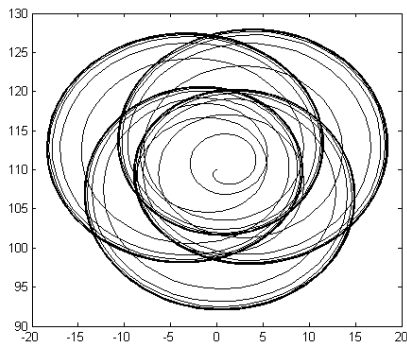


Рис. 4

На рис. 4 и 5 представлен пример реализации выходных величин при разгоне модели механизма со следующими значениями параметров (рис. 4 – годограф вектора опорной реакции; рис. 5 – изменение амплитуды вибрации).

$$M_B=600 \text{ Н}\cdot\text{м}; P_2=80 \text{ Н}; M_C = 500 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$r=0,01 \text{ м}; J_0=55 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; m=50 \text{ кг};$$

$$a_0=5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; c=500 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; K_{TP}=100 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^3};$$

$$\mu=50 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}}; S = 0,6 \text{ м}^2; P_1 = 45 \text{ Н}; n = 0,75.$$

ВЫВОДЫ

1. Разработана имитационная модель, позволяющая исследовать характер вибра-

опоры, приложенные силы и моменты. Блок Scope отображает частоту вращения, XYGraph – годограф вектора опорной реакции, Scope1 – вибрацию системы редуктор – опора.

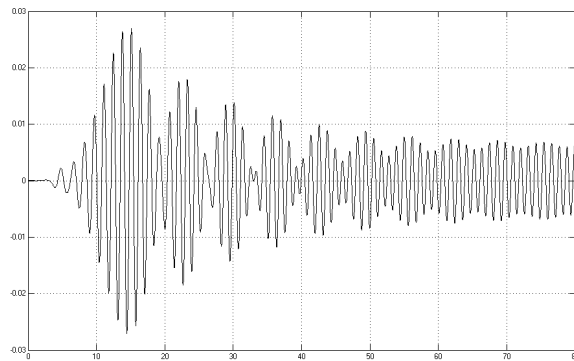


Рис. 5

ций и неравномерность движения механизмов с эпициклическими и планетарными редукторами, имеющими эксцентриситет движущихся масс.

2. При заданных значениях параметров амплитуда вибрации при разгоне и установившемся движении составляет 0,025 и 0,005 м соответственно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяконов В. Simulink 4. Специальный справочник. – СПб: Изд-во Питер, 2002.
2. Воронков И.М. Курс теоретической механики – М.: Физматгиз, 1964.

Рекомендована кафедрой механической технологии текстильных материалов. Поступила 30.12.06.