

5. Теория и прикладные аспекты гидротранспортирования твердых материалов / Асауленко И.А., Витошкин Ю.К., Карасик В.М и др. - Киев: Наук. думка, 1981. - 160 с.

УДК 622.002.5:621.822

В.Н. Потураев, А.Г. Рысенко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИЖЕНИЯ ЖЕСТКОГО РОТОРА, УСТАНОВЛЕННОГО НА УПРУГИХ ОПОРАХ С НЕЛИНЕЙНЫМИ УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Подшипниковый узел - один из самых ответственных узлов роторных машин. Ресурс машины, производительность, точность технологических операций, совершаемых роторной машиной, зависит, прежде всего, от уровня колебаний ротора и давлений между ротором и подшипниковым узлом (опорой).

Как указывается в работе [1], - самым рациональным решением при конструировании роторных машин является создание машин с жестким ротором, вращающимся в упругих опорах.

Известно применение в качестве упругих опор стальных витых пружин и стальных колец с выступами [1].

Однако использование в качестве упругих опор материала с нелинейными упругими и диссипативными характеристиками не получило до сих пор широкого распространения в практике проектирования подшипниковых узлов роторных машин. Это объясняется трудностями, с которыми сталкиваются проектировщики при расчета резинотехнических изделий под действием динамических нагрузок.

В практике расчета механических систем с упругими резиновыми связями для описания поведения этих связей применяют, согласно работе [2], модель стандартной вязкоупругой среды, объединяющей свойства релаксирующей среды Максвелла и среды Фохта-Кельвина. На рис. 1 представлена модель стандартной вязкоупругой среды, для которой связь между напряжением и деформацией имеет вид:

$$\dot{\sigma} + \zeta \sigma = E(\dot{\epsilon} + \mu \epsilon), \quad (E_1 + E_2) / 3\eta = \zeta, \quad E_2 / 3\eta = \mu,$$

где σ - напряжение; E - модуль Юнга; η - коэффициент вязкости.

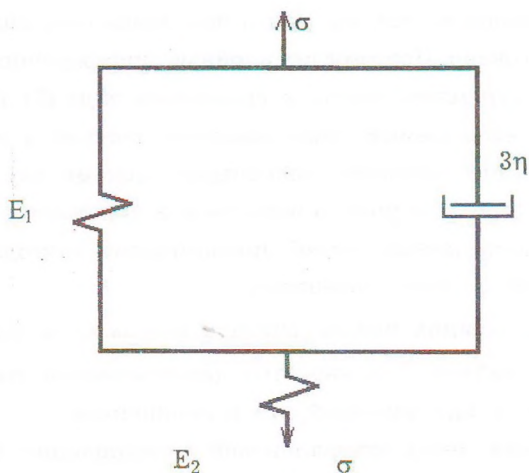


Рис. 1.

Если к резиновой системе приложена определенная сила, то реакция этой системы может быть описана рядом аналитических зависимостей.

Реакцию амортизатора на внешнее воздействие можно представить в виде суммы упругой F_y и диссипативной F_g составляющих. Если обозначить силу внешнего воздействия через $P(t)$, то уравнение движения для амортизируемой массы M запишется в виде

$$M\ddot{x} = F_y + F_g + P(t) \quad (1)$$

Упругая составляющая реакции амортизатора определяется координатой x , диссипативная составляющая может зависеть как от координаты массы M , так и от скорости $\dot{x}$, возмущающая сила чаще всего является функцией времени t . Ввиду этого уравнение (1) можно переписать в следующем виде

$$M\ddot{x} = -f(x) - \varphi(x, \dot{x}) + P(t)$$

Если функции f и φ линейны относительно координат и скорости, получим следующее уравнение движения:

$$M\ddot{x} + \xi\dot{x} + kx = P(t) \quad (2)$$

Это уравнение, так же, как и поведение описываемой им системы, исследовано. Поэтому нелинейные дифференциальные уравнения часто стремятся свести к уравнению вида (2). Наиболее простой способ, называемый линеаризацией, состоит в том, что нелинейные функции заменяют линейными членами разложения этих функций в степенные ряды в окрестности положения равновесия.

Вышеприведенный способ линеаризации пригоден только для так называемых малых колебаний.

Если колебания нельзя считать малыми, то функцию f линеаризовать нельзя. Что касается диссипативной функции φ , то она может быть как линейной, так и нелинейной.

Применим метод эквивалентной линеаризации. Метод заключается в определении коэффициента ξ при скорости колебаний в уравнении движения. Он может быть выражен через площадь гистерезисной петли s , круговую частоту колебаний ω и амплитуду a

$$\xi = \frac{s}{\pi \omega a^2}$$

Для линейной упругой силы значение ξ не зависит от амплитуды a . Для существенно нелинейной упругой силы значением a приходится задаваться.

Таким образом, для линеаризованной диссипативной силы и существенно нелинейной упругой силы уравнение для амортизаторов, используемых в активных системах амортизации, т.е. системах защиты оснований от действующих на амортизируемый объект сил, будет иметь вид

$$M\ddot{x} + \xi\dot{x} + fx = P(t)$$

Для пассивной системы амортизации, т.е. защиты объекта от движения основания с переменным ускорением, уравнение динамики амортизируемой массы будет иметь вид

$$M\ddot{x} + \xi\dot{x} + fx = P(t) - M\ddot{z}(t)$$

где $M\ddot{z}(t)$ - сила инерции.

При одноосном сжатии резиновой детали с постоянным поперечным сечением упругая сила связана с деформацией следующей приближенной формулой [2]

$$F_y = \frac{1}{3}\beta ES \left(\frac{1}{\varepsilon^2} - \varepsilon \right), \quad \varepsilon = \frac{h-x}{h} \quad (3)$$

где β - коэффициент ужесточения; E - модуль упругости при малых деформациях; S - площадь поперечного сечения; ε - степень сжатия; x , h - соответственно осадка и высота недеформированной детали.

После преобразований получим

$$F_h = \beta ES \frac{x}{h-x} \quad (4)$$

Для системы координат, начало которой находится на связанной с основанием торце упругого элемента, а ось y направлена вверх, получим:

$$y = h - x; \quad x = h - y. \quad (5)$$

Учитывая (5). Получим значение упругой силы амортизатора

$$F_y = \beta ES \left(\frac{h}{y} - 1 \right) \quad (6)$$

Заменим внутреннее нелинейное трение резины эквивалентным ему линейным трением $\xi\dot{x}$. Будем считать, что в течение всего размаха колебаний в упругом элементе имеют место деформации сжатия, т.к. обычно постоянная существенно превышает амплитуду переменной составляющей внешней силы.

С учетом сказанного, уравнение движения массы M на резиновом амортизаторе запишется так:

$$M\ddot{y} = -\xi\dot{y} + \beta ES \left(\frac{h}{y} - 1 \right) + P(t) \quad (7)$$

Введем обозначения:

$$\frac{\xi}{M} = q; \quad \frac{h\beta ES}{M} = c; \quad \frac{P(t)}{M} - \frac{\beta ES}{M} = Q(t) \quad (8)$$

С учетом обозначений (8) уравнение (7) примет вид:

$$\ddot{y} + q\dot{y} - \frac{c}{y} = Q(t) \quad (9)$$

Для исследования уравнения (9) можно применить три метода [3]: первый заключается в пренебрежении диссипативной силой и исследовании соответствующей консервативной системы; второй - в линеаризации упругой характеристики и последующем решении полученного таким образом линейного уравнения и третий - в численном интегрировании нелинейного уравнения.

Полученные решения позволяют получить динамические характеристики роторной системы, установленной на упругие опоры из резины, что дает возможность уменьшить уровень колебаний и снизить величину давления роторной системы на опоры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. - Л.: Машиностроение, 1977.- 288 с.
2. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. - М.: Машиностроение, 1977. - 216 с.
3. Вольперт Э.Г. Динамика амортизаторов с нелинейными упругими элементами. - М.: Машиностроение, 1972. - 136 с.

УДК 622.647.2-8

В.Н. Потураев, С.А. Шломин

О ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМАХ В ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Ленточные конвейеры являются основным средством непрерывного транспорта на горных предприятиях. Современные ленточные конвейеры, работающие на открытых разработках полезных ископаемых, обеспечивают производительность до 20 тыс. т/ч при скорости ленты до 6 м/ч и длина их может достигать 11-13 км. Наибольшая длина конвейера в односекционном исполнении достигает 4500 м (Канада).