

Мищенко В.М., к.т.н.<sup>1</sup>, Гаврилов С.А., инж.<sup>2</sup>

1 — Кременчугский университет экономики, г. Кременчуг; 2 — Дочернее иностранное предприятие “Полтава-БелАЗ-сервис” Ltd, г. Комсомольск

## АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АГРЕГАТА АВТОМОБИЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛИ ВИБРАЦИОННОГО СИГНАЛА

*Изложен подход к решению задачи формирования диагностического признака с использованием виброакустического сигнала в достаточно узком диапазоне частот. При моделировании используются вибрационные сигналы, которые представляются в виде модуляции высокочастотных колебаний.*

Физическим носителем информации о состоянии элементов механизма в акустической диагностике служат упругие волны, которые возбуждаются в механизме соударением деталей и регистрируются датчиком колебаний, установленным на его корпусе. Для получения наибольшего объема информации, которая содержится в сигналах вибрации и шума [1], используем новые информационные технологии, основанные на методах их анализа.

В качестве диагностического сигнала будем использовать процесс виброускорения корпуса агрегата автомобиля, который зависит от состояния деталей механизма и доступен для регистрации существующими приборами. На пути от места отправления, расположенного внутри агрегата, до получателя результатов диагноза сигнал претерпевает многочисленные преобразования: меняются его форма и физическая природа. Единственное, что должно остаться неизменным, это переносимая сигналом информация.

Способность сигнала доставлять информацию о состоянии механизма обусловлена тем, что некоторые его свойства имеют возможность изменяться в зависимости от изменения их состояния. При этом необходимо установить отличия сигналов между собой и способы количественной оценки этого различия.

Математическим образом сигнала служит функция  $y(t)$ , заданная на интервале времени  $(0, T)$ . Класс диагностических сигналов будем задавать двумя параметрами: длительностью сигнала  $T$  и шириной спектра  $\nu_*$ . Чем больше длительность анализируемого сигнала, тем более полные и надежные сведения о состоянии механизма можно из него извлечь. Полоса частот  $\nu_*$ , в которой лежат спектры сигналов, излучаемых механизмом при различных его состояниях, определяется главным образом длительностью соударений и частотной характеристикой канала, по которому сигналы от кинематических пар проходят в анализирующее устройство.

Будем рассматривать класс сигналов фиксированной длительности. Задача о математической форме представления сигнала решается с использованием теории аппроксимации, в которой рассматриваются способы приближенного представления функций одного класса функциями другого класса.

Пусть на конечном интервале  $(0, T)$  задана непрерывная функция времени  $y(t)$ . Способ ее задания несуществен, и она может быть задана таблицей ее значений, графиком или каким-либо иным способом. Задача заключается в том, чтобы найти такую функцию  $F(t)$ , которая была бы близка в определенном смысле к заданной функции  $y(t)$  и могла служить заменителем последней. Для приближения, вместо произвольных функций  $F(t)$ , будем использовать [2, 3] функции в виде многочлена

$$F(t) = \sum_{i=0}^n a_i \varphi_i(t), \quad (1)$$

где  $a_i$  — постоянные коэффициенты;  $\varphi_i(t)$  — известные функции.

В качестве системы функций  $\varphi_i(t)$  используем аппроксимирующую функцию, которая является алгебраическим многочленом  $n$ -й степени

$$F(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + \dots + a_n t^n. \quad (2)$$

Многочлен (2) представляет собой линейное разложение заданной функции  $y(t)$  на составляющие. Построить многочлен — это значит определить коэффициенты  $a_i$ . Решение этой задачи для аппроксимирующих функций в виде алгебраического многочлена существует при выполнении следующей теоремы Вейерштрассе [4].

**Теорема.** Любая непрерывная функция  $y(t)$ , заданная на конечном интервале  $(0, T)$ , может быть заменена алгебраическим многочленом (2), причем многочлен  $F(t)$  будет представлять собой заданную функцию  $y(t)$  с любой наперед заданной точностью. Степень многочлена  $n$  определяется свойствами функции  $y(t)$  и необходимой точностью приближения.

Задачу аппроксимации сформулируем в следующем виде: среди всех многочленов  $n$ -го порядка вида (1), где  $\varphi_i(t)$  — известные функции, требуется найти такой многочлен, который был бы близок к заданной функции  $y(t)$ .

В качестве примера рассмотрим временной вибрационный сигнал на корпусе редуктора мотор-колеса большегрузного автосамосвала, представленный на рис. 1. Численные значения положительных значений виброускорений приведены в табл. 1.

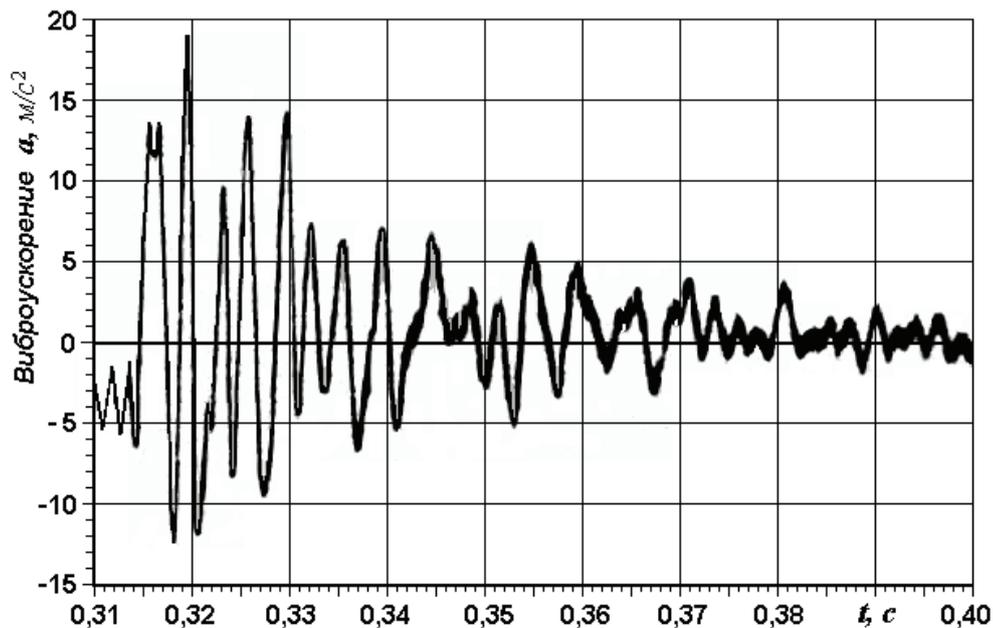


Рис. 1. Форма временного вибрационного сигнала на корпусе редуктора мотор-колеса

Таблица 1

Амплитуды виброускорений:

$a$  — экспериментальные;  $a^p$  — полиномиальная регрессия

$t, c$	0,315	0,316	0,320	0,323	0,326	0,330	0,332	0,336	0,340	0,345	0,349	0,351	0,355	0,359
$a, m/c^2$	18,9	18,8	19,1	9,7	14,1	14,4	7,4	6,4	7,2	7,0	3,5	3,8	6,3	5,1
$a^p, m/c^2$	19,6	18,9	16,1	14,3	12,7	10,8	10,0	8,5	7,3	6,1	5,3	5,0	4,4	4,0
$t, c$	0,366	0,371	0,374	0,376	0,378	0,381	0,386	0,388	0,390	0,392	0,394	0,397	0,399	0,400
$a, m/c^2$	3,5	3,9	2,9	1,9	0,9	4,0	1,8	1,5	2,4	1,3	1,5	1,9	0,7	0,0
$a^p, m/c^2$	3,5	3,2	3,1	3,0	2,9	2,8	2,5	2,3	2,1	1,9	1,7	1,3	1,0	0,0

На рис. 2 графически представлены амплитуды виброускорений, полученные  $a$  — экспериментально и  $a^p$  — аппроксимацией полиномиальной регрессией 3-го порядка.

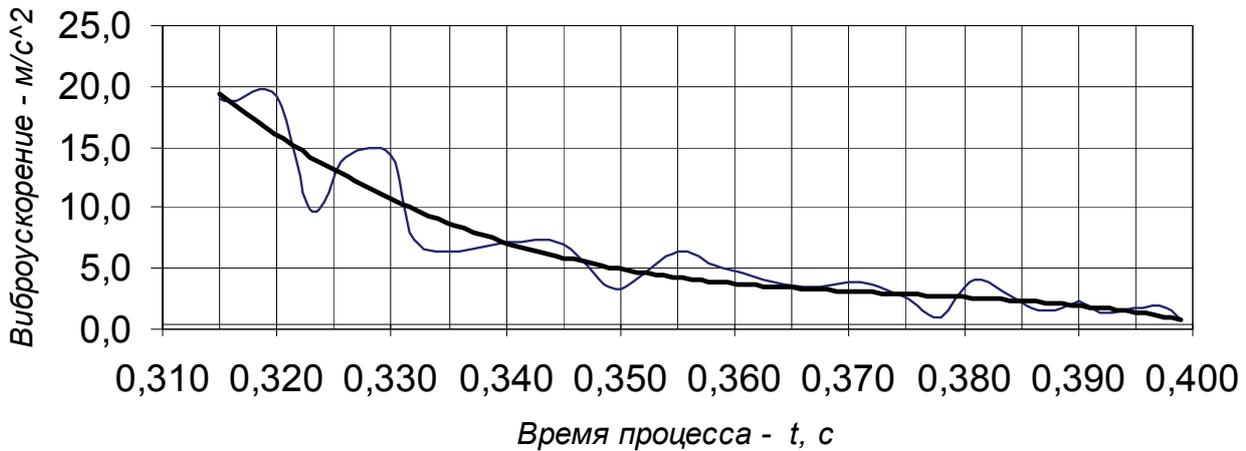


Рис. 2. Огибающие положительных виброускорений корпуса редуктора мотор-колеса

Уравнение полиномиальной регрессии 3-го порядка для данного случая имеет вид

$$a^p(t) = 3509,3 - 28018 t + 74750 t^2 - 66583 t^3; \quad R^2 = 0,9135. \quad (3)$$

Достоверность аппроксимации экспериментальной зависимости определяется квадратом коэффициента корреляции ( $R^2$ ), который в программе Excel вычисляется [5] с помощью функции КВПИРСОН(). Идеальной аппроксимации соответствует величина  $R^2 = 1$ . Для экспериментальных данных, приведенных в табл. 1, достоверность аппроксимации составляет при:  $n = 2 - R^2 = 0,891$ ;  $n = 3 - R^2 = 0,913$ ;  $n = 4 - R^2 = 0,914$ ;  $n = 5 - R^2 = 0,915$ ;  $n = 6 - R^2 = 0,917$ . Отсюда следует вывод: для аппроксимации процессов виброускорения в данном редукторе достаточно использовать алгебраический многочлен третьего порядка.

Уравнение (3) огибающей узкополосного вибрационного процесса следует использовать для интегральной оценки энергетического уровня вибрации. Такой уровень может быть определен с использованием интегрального критерия первого уровня в виде

$$J_1 = \int_t^{t+\tau} a(t) \cdot dt, \quad (4)$$

где  $\tau$  — длительность узкополосного вибрационного процесса.

Для вибрационного сигнала, приведенного на рис. 1, имеется значительное изменение амплитуды виброускорений (от 18,8 до 3,5 м/с<sup>2</sup>) в течение времени от  $t_1 = 0,315$  с до  $t_2 = 0,349$  с. Длительность узкополосного вибрационного процесса составила  $\tau = 0,034$  с, и значение интегрального энергетического уровня вибрации равно  $J_1 = 0,379$  м/с. Для всего исследованного временного цикла вибрации (от  $t_n = 0,315$  до  $t_k = 0,400$  с) —  $J_{1\Sigma} = 0,525$  м/с.

Таким образом, за  $0,4T$  процесса вибраций энергетический уровень составил 72 % от энергетического уровня за весь процесс исследования. Из рис. 2 следует, что уровень виброускорений для  $t > 0,365$  с составляет небольшую величину (менее 4 м/с<sup>2</sup> или 0,41g).

Используя огибающую вибрационного сигнала можно получить только интегральную оценку энергетического уровня вибраций и в некоторой степени оценить текущее техническое состояние исследуемого агрегата. Для оценки технического состояния отдельных деталей и узлов агрегата следует использовать математическую модель вибрационных колебаний агрегата в виде модуляции высокочастотных колебаний. Явление амплитудной модуляции математически описывается [6] выражением вида

$$y(t) = A [1 + m B(t)] \cdot \cos(\omega_0 t + \varphi_0), \quad (5)$$

где  $\omega_0$  — несущая частота;  $A$  — амплитуда;  $m$  меняется в пределах от 0 до 1 и называется глубиной модуляции;  $B(t)$  может быть представлено в общем виде суммой синусоидальных колебаний:

$$B(t) = \sum_{k=1}^n [C_k \cos(k\Omega t + \varphi_k)].$$

При этом результирующий амплитудно-модулированный процесс будет иметь [2] следующий вид

$$y(t) = A \left\{ 1 + \sum_{k=1}^n [m_k \cos(k\Omega t + \varphi_k)] \right\} \cdot \cos(\omega_0 t + \varphi_0), \quad (6)$$

где  $m_k$  — парциальный коэффициент модуляции;  $\Omega$  — угловая частота модуляции;  $\varphi_k$  и  $\varphi_0$  — фазовые сдвиги.

Частота модуляции амплитудного сигнала зависит от типа виброизмерительной аппаратуры и способов регистрации диагностических сигналов. Например, при использовании для регистрации сигналов программы Sound Forge 9.0 частоту модуляции вибрационного сигнала можно выбрать из следующего ряда: 8,0; 11,025; 22,05; 32,0; 44,1; 48,0; 88,0; 96,0 и 192,0 кГц.

Сложный амплитудно-модулированный процесс может быть разложен на сумму простых синусоидальных колебаний:

$$y(t) = A \left\{ \begin{aligned} &\cos(\omega_0 t + \varphi_0) + \sum_{k=1}^n \left[ \frac{m_k}{2} \cos((\omega_0 + k\Omega)t + \varphi_0 + \varphi_k) \right] + \\ &+ \sum_{k=1}^n \left[ \frac{m_k}{2} \cos((\omega_0 - k\Omega)t + \varphi_0 - \varphi_k) \right] \end{aligned} \right\},$$

где первый член — колебания несущей частоты; второй член —  $n$  колебаний верхних боковых частот  $\omega_0 + k\Omega$ ; третий член —  $n$  колебаний нижних боковых частот  $\omega_0 - k\Omega$ .

Выделение огибающей осуществляется с помощью амплитудного детектора, на выходе которого получается сигнал вида

$$z(t) = A \sum_{k=1}^n \left[ \frac{m_k}{2} \cos((\omega_0 + k\Omega)t + \varphi_0 + \varphi_k) \right].$$

Частотная модуляция возникает в случае, если частота колебательного процесса изменяется по закону

$$\omega(t) = \omega_0 + \alpha B(t).$$

Если  $B(t)$  — сумма простых синусоидальных колебаний, то изменение частоты будет происходить по закону

$$\omega(t) = \omega_0 + \sum_{k=1}^n [\Delta\omega_k \cos(\Omega_k t + \varphi_k)],$$

где  $\Delta\omega_k$  — парциальное частотное отклонение (или девиация частоты) на частоте  $\Omega_k$ . Сам колебательный процесс можно записать в виде

$$y(t) = A \cos \left\{ \omega_0 t + \sum_{k=1}^n \left[ \frac{\Delta\omega_k}{\Omega_k} \sin((\Omega_k t) + \varphi_k + \varphi_0) \right] \right\}, \quad (7)$$

где  $\Delta\omega_k/\Omega_k = m_k$  — парциальный индекс модуляции.

В общем виде случайный узкополосный вибрационный процесс может быть представлен выражением

$$x(t) = A(t) \cos [\varphi(t)] = A(t) \cos [\omega_0 t + \theta(t) + \varphi_0], \quad (8)$$

где  $A(t)$  — его огибающая, а  $\varphi(t)$  — фаза.

Огибающую и фазу можно представить в виде

$$A(t) = \sqrt{x^2(t) + [x'(t)]^2}; \quad \varphi(t) = \arctg \frac{x'(t)}{x(t)}, \quad (9)$$

где  $x'(t)$  называется функцией, сопряженной  $x(t)$ , в соответствии с преобразованием Гильберта [4]:

$$x'(t) = -\frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{\tau - t} d\tau. \quad (10)$$

Параметры, характеризующие глубину амплитудной и фазовой модуляций основных частот вынужденных колебаний, можно использовать в качестве диагностических признаков эксплуатационных дефектов узлов роторных механизмов.

### **Выводы**

При использовании в качестве диагностического сигнала виброускорений на корпусах роторных механизмов по интегральной оценке временной амплитудной характеристики можно количественно определить его текущее техническое состояние. Амплитудно-модулированный сигнал, частота модуляции которого значительно превышает наибольшую собственную частоту колебаний элементов исследуемого технического объекта, позволяет построить математическую модель выявления состояния деталей и узлов агрегата.

### **Список литературы**

1. Вибрация и надежность транспортных машин / Мигаль В.Д., Мищенко В.М., Волков В.П. и др./ Под редакцией В.Д. Мигалья. — Харьков: ХНАДУ, 2007. — 383 с.
2. Волков В.П., Подригало М.А., Мищенко В.М. Теорія і методи наукових досліджень (на прикладах автомобільного транспорту): Навч. посібник. — Харків. — Кременчук: ХНАДУ, 2007. — 400 с.
3. Генкин М. Д., Соколова Ф. Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с.
4. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. — М.: Наука, 1968. — 720 с.
5. Ларсен Рональд У. Инженерные расчеты в Excel.: Пер. с англ. — М.: Вильямс, 2002. — 544 с.
6. Павлов Б. В. Акустическая диагностика механизмов. — М.: Машиностроение, 1971. — 224 с.

Стаття надійшла до редакції 04.06.08  
© Міщенко В.М., Гаврилов С.А., 2008