

**НЕСТАЦИОНАРНАЯ МОДЕЛЬ
ФОРМИРОВАНИЯ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАНИЙ
В РОЛИКОВОМ ПОДШИПНИКЕ КАК ПЕРВИЧНОМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕ
СИСТЕМЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ**

Воронцов А.Г.
Донецкий государственный технический
университет
vag@fcita.dstu.donetsk.ua

Abstract

Vorontsov A.G. Nonstationary model of vibration excitation process in rolling element bearing as the sensor of vibration diagnostic system. Nonstationary model of HF vibration excitation process in rolling element bearing is proposed. Parameters of technological conditions, construction parameters and the dynamical force load are accounted in the model. The model is presented as state space equations and it is adapted for optimal Kalman-Busy filter synthesis.

Контроль технического состояния роторных машин по параметрам высокочастотной вибрации базируется на концепции модуляции собственной вибрации, возбуждаемой в подшипниках качения, динамическими нагрузками, вызванными дефектами машины [1]. Такой подход обуславливает необходимость рассматривать опору качения как своеобразный датчик, преобразующий энергию вращательного движения в высокочастотные механические колебания и осуществляющий модуляцию этих колебаний по амплитуде и частоте [2]. В общем случае опора как датчик является нелинейным динамическим объектом, однако, при малых динамических нагрузках, характерных для зарождающихся дефектов, возможна линеаризация ее нелинейных характеристик [3]. Это позволяет описывать преобразовательные свойства опоры качения нестационарной линейной моделью.

Обработка информации в современных системах вибродиагностики производится цифровыми средствами, причем, дискретность представления чисел при сборе виброметрических данных имеет принципиальное значение, по меньшей мере, в силу двух причин:

1. Ограничение на объем памяти запоминающих устройств переносных средств сбора данных [4];
2. Диагностика технического состояния тихоходных роторных машин требует анализа вибросигналов предельно малых уровней, соизмеримых с собственными шумами измерительного канала. Как известно, шумы квантования могут составлять значительную долю собственных шумов информационно-измерительных систем [5].

Вышеизложенное обуславливает достаточно жесткие требования к точности оценок параметров вибрации и обеспечения этой точности как при сборе виброметрических данных, так и при их обработке.

Возможность построения линейной нестационарной модели опоры качения [6] и получения описания вибросигналов на ее выходе через стохастические дифференциальные уравнения позволяет использовать аппарат оптимальной фильтрации [7] для минимизации погрешностей квантования и реализации потенциальных возможностей, заложенных в регистрируемых вибросигналах.

В данной статье рассматриваются вопросы построения нестационарной линейной модели важнейшей части опоры качения - роликового подшипника, базирующейся на полученных в [8] зависимостях для спектра амплитуд возбуждающей силы в контакте

качения (см. рис .1) от параметров рабочего режима, существенных конструктивных параметров роликоподшипника и нагрузки на опору:

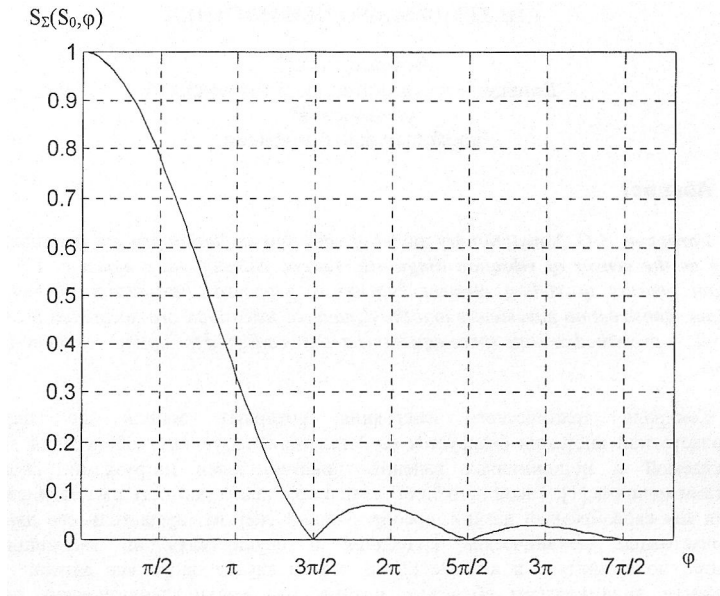


Рис. График зависимости $S_z(S_0, q >)$ при $S_0 = 1$

$$S_z(S_0, \varphi) = S_0 \left| \frac{\cos \varphi}{1 - \left(\frac{2}{\pi}\right)^2 \varphi^2} \right|, \quad (1)$$

$$S_0 = \frac{2C_n q_0 P_k^{\frac{2}{3}}}{D_0 \omega_e J C_e} \quad (2)$$

постоянная составляющая спектра возмущающей силы;

$$\varphi = \frac{2C_n P_k^{\frac{1}{3}}}{D_0 \omega_e} \omega \quad (3)$$

нормированная частота;

C_n - постоянная плотности контактирования;

D_a - диаметр тела качения;

ω_e - угловая скорость тела качения;

C_e - постоянная величина, зависящая от диаметров контактирующих тел и модуля упругости материала;

l - длина ролика;

ω - текущее значение частоты;

q_a - средняя амплитуда силового импульса, определяемого деформацией микровыступа шероховатой поверхности качения.

3

Характерные точки графика - $S_0 \sim \varphi_0 = 0$ и $\omega = \omega_{\sim} = \omega_{\sim}^{\sim}$ (первый минимум зависимости) являются функциями приложенной контактной нагрузки

$$\omega_1(P_k) = \frac{3}{4} \frac{\pi D_a \omega_a}{C_g} P_k^{-\frac{1}{3}} = A_\omega P_k^{-\frac{1}{3}}, \quad (4)$$

$$S_0(P_k) = \frac{2C_n q_0 P_k^{\frac{2}{3}}}{D_a \omega_a l C_g} = A_S P_k^{\frac{2}{3}}. \quad (5)$$

Для построения модели контакта как формирователя высокочастотных возмущений, представим его в виде генератора белого шума и аппроксимирующего фильтра низких частот второго порядка с резистивным аттенуатором на входе (см. рис. 2).

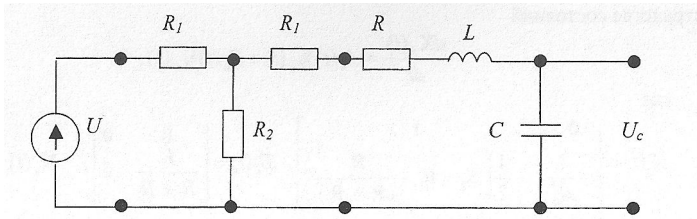


Рис.2 - Схема аппроксимирующего фильтра

Учет зависимостей (4) и (5) в модели будем осуществлять через зависящие от нагрузки P_k коэффициент передачи аттенуатора

$$k_S = k_S(P_k, R_1, R_2) = \frac{R_2 \frac{P_k^{\frac{2}{3}}}{2}}{R_1 + R_2} = \frac{P_{kmax}^{\frac{2}{3}}}{R_1 + R_2} \quad (6)$$

и частоту бесконечного затухания фильтра

$$\omega_\infty = k_\infty \omega_0 = \frac{k_\infty}{\sqrt{LC}} = \omega_1(P_k) = A_\omega P_k^{-\frac{1}{3}},$$

где P_{kmax} - максимальное усилие, действующее на контакт;

R_1, R_2 - сопротивления соответствующих элементов аттенуатора;

L, C, R - параметры элементов формирующего фильтра;

ω_0 - частота среза формирующего фильтра;

л/УС

k_v - коэффициент.

Из (6) и (7) получим параметры модели, зависящие от P_k

$$\omega_0(P_k) = \frac{\omega_1(P_k)}{k_\infty} = \frac{A_\omega P_k^{\frac{1}{3}}}{k_\infty}, \quad (8)$$

$$R_2(P_k) = R_2 \frac{P_k^{\frac{2}{3}}}{P_{k \max}^{\frac{2}{3}}}. \quad (9)$$

Коэффициент k_∞ и интенсивность шума генератора на входе

$$U = \frac{2C_n q_0 P_{k \max}^{\frac{2}{3}}}{D_n \omega_0 I C_n} \frac{R_1 + R_2}{R_2} \quad (10)$$

выбирается из условия минимума погрешности аппроксимации амплитудного спектра (1) спектром шумового сигнала на выходе фильтра.

Располагая выражениями для параметров формирующего фильтра и источника входного сигнала, запишем систему уравнений для его обобщенных координат в пространстве состояний

$$\frac{d\mathbf{X}_k(t)}{dt} = A_k(t)\mathbf{X}_k(t) + B_k(t)U_k(t), \quad (11)$$

где

$$A_k(t) = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{1}{\omega_0^2} & -\frac{1}{L} \left(R_2 + R_3 - \frac{R_2^2}{(R_1 + R_2)} \right) \end{bmatrix}, \quad B_k(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{R_2}{R_1 + R_2} & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{X}_k(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix},$$

$$U_k(t) = \begin{bmatrix} u(t) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad R_3 = R_1 + R, \quad R_2 = R_2(P_k), \quad \omega_0 = \omega_0(P_k), \quad P_k = P_k(t),$$

$P_k(t)$ - закон изменения динамической нагрузки во времени.

Для каждого i -го контакта качения роликоподшипника ($i=1,2,3,\dots,n$; n - количество нагруженных контактов) может быть составлена система вида (11). Тогда система уравнений для обобщенных координат всего подшипника будет иметь вид

$$\frac{d\mathbf{X}(t)}{dt} = A(t)\mathbf{X}(t) + B(t)U(t) \quad (12a)$$

$$\mathbf{Y}(t) = C(t)\mathbf{X}(t), \quad (12b)$$

где

$$A(t) = \begin{bmatrix} A_k(t) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & A_k(t) & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & A_k(t) \end{bmatrix} - \text{клеточная матрица размера } 2n \times 2n,$$

составленная из матриц $A_k(t)$;

$$B(t) = \begin{bmatrix} B_{k1}(t) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & B_{k2}(t) & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & B_{kn}(t) \end{bmatrix} \text{ - клеточная матрица размера}$$

$2n \times 2n$, составленная из матриц вида

$$B_{ki}(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{R_2 \cos \alpha_i}{R_1 + R_2} & 0 \end{bmatrix};$$

C_i - угол восприятия нагрузки i -м телом качения;

$$C(t) = C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \text{ - фильтрующая матрица}$$

размерах $2n$;

$$X(t) = \begin{bmatrix} X_{k1}(t) \\ X_{k2}(t) \\ \dots \\ X_{kn}(t) \end{bmatrix} \text{ - вектор - столбец размера } 2n \times 1, \text{ составленный}$$

из векторов $X_a(t)$;

$$U(t) = \begin{bmatrix} U_{k1}(t) \\ U_{k2}(t) \\ \dots \\ U_{kn}(t) \end{bmatrix} \text{ вектор - столбец размера } 2n \times 1, \text{ составленный}$$

из векторов вида

$$U_{ki}(t) = \begin{bmatrix} u_i(t) \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$Y(t) = \begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \\ \dots \\ y_n(t) \end{bmatrix} \text{ - вектор - столбец наблюдаемых координат}$$

размера $n \times 1$.

[7], что дает возможность разрабатывать оптимальные алгоритмы обработки вибросигналов опор качения на основе теории калмановской фильтрации.

Заключение

Получена нестационарная модель формирования силового возбуждения вибраций в контактах качения роликового подшипника. Модель учитывает параметры режима работы опоры и закон изменения динамической нагрузки приложенной к подшипнику. Модель разработана на достаточно общих условиях и представлена в виде уравнений пространства состояний.

Литература

1. Barkov A., Barkova N. Condition assessment and life prediction of rolling element bearings.- Part 1, Sound and Vibration, 1995, №6; Part 2, Sound and Vibration, 1995, № 9.
2. Воронцов А.Г. Экспериментальные исследования преобразовательных свойств подшипников качения как датчиков динамических нагрузок// Труды Донецкого государственного технического университета, Серия,- Электротехника и энергетика, Выпуск 4.- Донецк.: ДонГТУ, 1999.-С. 272-275.
3. Льюнг Л. Идентификация систем: Теория для пользователя. ~ М.:Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991. -432с.
4. Воронцов А.Г., Ярошенко О.А Повышение информативности виброметрических данных в системах мониторинга механического оборудования. - Наукові праці Донецького державного технічного університету.-Випуск 3.- Серія. - Обчислювальна техніка та автоматизація.-Донецьк ДонДТУ, 1999,С. 39 - 45.
5. Баранов Л.А. Квантование и временная дискретизация в цифровых системах управления.-М.:Энергоатомиздат, 1990. -304с.
6. Воронцов А.Г. Разработка модели для исследования преобразовательных свойств опоры качения как датчика воспринимаемой ею нагрузкшУ Наукові праці Донецького державного технічного університету.-Випуск 4.-Серія. - Гірничо - електромеханічна,-Донецьк.: ДонДТУ, 2000.- С.47 - 54.
7. Солодов А.В. Методы теории систем в задачах непрерывной линейной фильтрации. - М.: Наука, гл.ред.физ.-мат. лит., 1976.-264с.
8. Воронцов А.Г. Исследование процесса возбуждения высокочастотной вибрации в контакте трения качения// Наукові праці Донецького державного технічного університету.-Випуск 27,-Серія. - Гірничо - електромеханічна.-. Донецьк.: ДонДТУ, 2000.- С. 94-99.