

АЛГОРИТМ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ КИНЕМАТИЧЕСКОГО УЗЛА МЕХАНИЗМА

©2009 Ф. Н. Шалаев, В. Г. Стогней

Воронежский государственный технический университет

Изложен алгоритм вибродиагностики кинематического узла механизма, полученный в результате теоретического и экспериментального исследования прохождения возмущающего сигнала от узла механизма до его опор.

Функция возмущающих сил, разложение Фурье, гармоники, алгоритм диагностики

Для вибрационной диагностики механизма в целом очевидно, что её осуществление есть возможность диагностики любого (наиболее слабого) или всех его кинематических узлов. Очевидно, также и можно принять для диагностики, что любой механизм состоит из отдельных кинематических узлов или, что тоже, из «узлов вращения» (например, вал на опорах с установленной на нём шестернёй, передающей мощность).

В работе показано, что свойства коэффициентов разложения Фурье функции возбуждающих сил кинематического узла механизма (параметров и их среднего значения) позволяют получить для него количественный алгоритм вибрационной диагностики.

Последнее означает, что оценку изменения функции возбуждающих сил любого из его кинематических узлов вращения (диагностику) с высокой вероятностью можно производить по значениям параметров вибрации гармоник частоты вращения вала узла.

Доказательство построения алгоритма диагностики основано на теории разложения Фурье функции возмущающих сил кинематического узла вращения и её сравнении с разложением Фурье расчётной функции напряжений опоры узла. Рассмотрим два примера узлов вращения.

1. Элементарный кинематический узел вращения (механизм). Такой узел, состоящий из вала на двух опорах с эксцентриситетом e и дисбалансом $F = m \omega^2 r$, показан на рис.1.

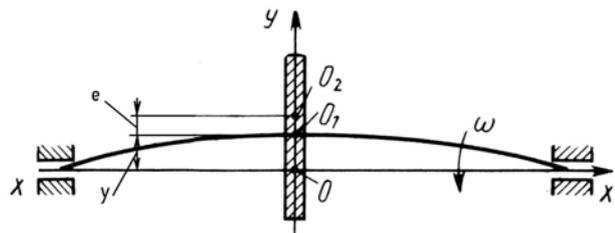


Рис.1. Элементарный узел вращения

Очевидно, что возмущающая сила такого узла вращения возникает от дисбаланса его вала и будет описываться функцией $f(t) = H \sin(\omega t + \delta)$, где $H = m \omega^2 r$ – амплитуда, δ – начальная фаза колебаний. Известно [1,2], что если возмущающая сила является функцией

$$f(t) = H \sin(\omega t + \delta), \quad (1)$$

периодической с периодом $T = 2\pi/\omega$, т.е. $f(t+T) = f(t)$, где H – амплитуда силы, ω – круговая частота возмущающей силы, δ – начальная фаза, и удовлетворяет условиям Дирихле (наличию на протяжении одного периода конечного числа максимумов и минимумов и конечного числа точек разрыва первого рода), то эту функцию можно разложить в ряд Фурье:

$$f(t) = \frac{1}{2} A_0 + \sum_{i=1}^{\infty} (A_i \cos i\omega t + B_i \sin i\omega t), \quad (2)$$

где

$$A_i = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos i\omega t dt, \quad B_i = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin i\omega t dt.$$

Примем амплитуду возмущающей силы $H = 1$ и $\delta = 0$, имеем $f(t) = \sin(\omega t)$ или $f(x) = \sin x$.

Очевидно, что перемещение (возмущающая сила такого механизма) в вертикальной плоскости по направлению x будет иметь вид

$$f(x) = |\sin x|, \quad (3)$$

то есть удовлетворяет условиям Дирихле и является непрерывной кусочно-гладкой и чётной функцией.

Так как $|\sin x| = \sin x$ для $0 \leq x \leq \pi$,

$$\text{то } A_0 = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} \sin x \, dx = \frac{4}{\pi},$$

$$A_n = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} \sin x \cos nx \, dx =$$

$$= \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} (\sin(n+1)x - \sin(n-1)x) \, dx =$$

$$= -2 \frac{(-1)^n + 1}{\pi(n^2 - 1)}, \quad (4)$$

если $n \neq 1$.

$$\text{Для } n = 1, A_1 = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} \sin x \cos x \, dx =$$

$$= \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \sin 2x \, dx = 0, \quad B_n = 0 \quad (n = 1, 2, \dots),$$

так как $f(x)$ чётна.

Таким образом, для всех x :

$$\begin{aligned} |\sin x| &= \\ &= \frac{2}{\pi} - \frac{4}{\pi} \left(\frac{\cos 2x}{3} + \frac{\cos 4x}{15} + \frac{\cos 6x}{35} + \dots \right), \end{aligned}$$

то есть

$$|\sin x| = \frac{2}{\pi} - \sum_j^n A_j \cos jx,$$

$$\text{где } \sum_j^n A_j = -2 \frac{(-1)^j + 1}{\pi(j^2 - 1)},$$

$$\text{а } j = 2, 4, 6, \dots, n. \quad (5)$$

Очевидно также, что вибрация опор вала элементарного узла вращения, которая может, например, принадлежать корпусу какого-то механизма, будет описываться этой же функцией $f(t)$.

2. Сложный узел вращения. Таким узлом в механизме (рис. 2,а) является вал с ведущей шестернёй расположенной на валу и подшипниках качения.

Для анализа возмущающей силы узла и деформации (вибраций) опоры определим радиальную составляющую силы P зацепления шестерни узла. Сравним их с замеренными с помощью упругого элемента напряжениями (спектром частот опоры узла) по упругому элементу (рис.2, б).

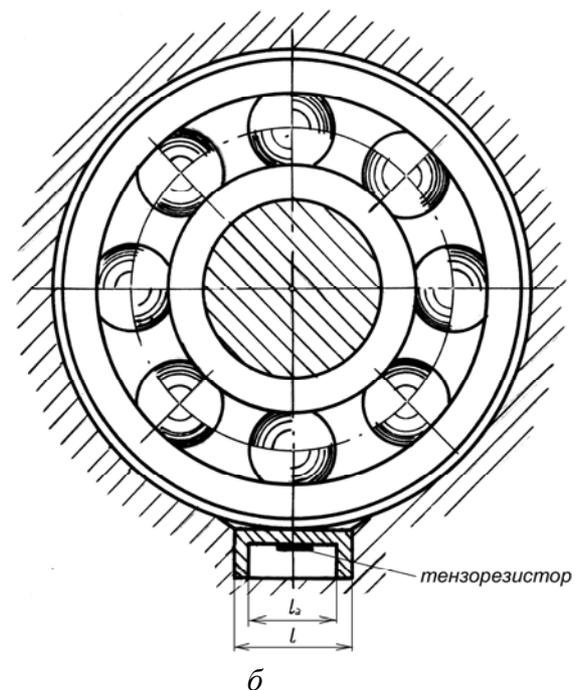
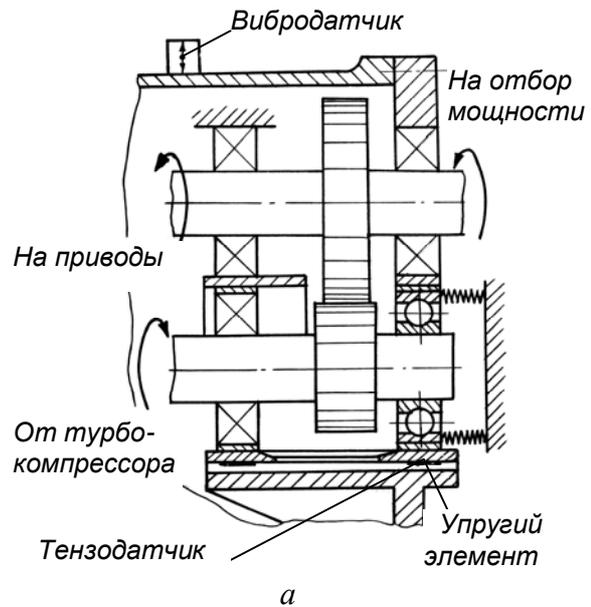


Рис. 2. Схема установки упругого элемента в опоре подшипника сложного узла вращения

Рассмотрим случай установки подшипника с натягом (рис.2, б). Расстояние l выреза корпуса подшипника для установки упругого элемента меньше чем расстояние между телами качения в подшипнике. Это обстоятельство означает, что в секторе с хордой l имеет место схема нагружения рис. 3 с нагрузкой P от одного тела качения.

Определим перемещение наружного кольца подшипника от радиальной силы P шестерни в середине пролёта по схеме жестко заделанной балки (рис. 3).

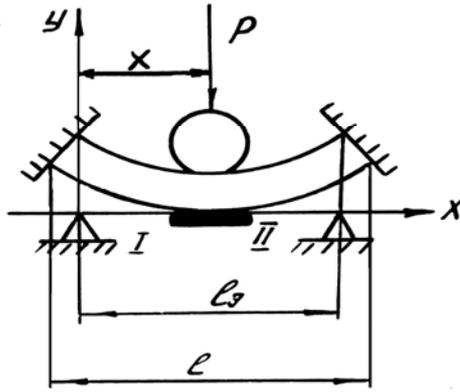


Рис. 3. Схема расчёта прогиба наружного кольца подшипника

Изгибающий момент в этой точке в случаях, когда радиальная сила P воздействия тела качения находится справа и слева от неё будет:

$$M_B^I = \frac{Px^2}{2l} \quad \text{при } 0 \leq x \leq \frac{l}{2},$$

$$M_B^{II} = \frac{P}{2l} (l-x)^2 \quad \text{при } \frac{l}{2} \leq x \leq l. \quad (6)$$

Определим перемещение наружного кольца в точке «в» из уравнения упругой линии наружного кольца подшипника с помощью метода начальных параметров при моменте инерции сечения наружного кольца подшипника изгибу J_n и пренебрегая жёсткостью упругого элемента и кривизной кольца. При этом, если сила P слева от центра, то $a = x$, справа - $b = (l - x)$.

$$EJ_n y = EJ_n y_0 + EJ_n \theta_0 x + \sum M \frac{(x-a)^2}{2} + \sum P \frac{(x-a)^3}{6} + \sum g \frac{(x-a)^4}{24}, \quad (7)$$

где y_0 и θ_0 - перемещение и угол поворота балки в точке начала координат;

M , P и g - соответственно момент, сила и распределённая нагрузка.

Рассмотрим случаи, когда сила P находится справа и слева от центра рассматриваемой балки с жёстко заделанными концами. Для величины силы реакции опоры в крайней точке слева (точка А) имеем:

$$R_A = \frac{Pb^2(l+2a)}{l^3}.$$

Тогда уравнения упругой линии, когда сила P справа и слева будут соответственно:

$$EJ_n y_0 = - \frac{Px(l-x)^2 x^2}{2l^2} + \frac{P(l-x)^2(l+2x)x^3}{6l^3}$$

$$\text{при } x \leq \frac{l}{2},$$

$$EJ_n y_0 = - \frac{Px(l-x)^2}{8} + \frac{P(l-x)^2(l+2x)}{48} - \frac{P(l-2x)^3}{48} \quad \text{при } x \geq \frac{l}{2}. \quad (8)$$

Из (8) имеем для определения прогиба наружной обоймы по линии действия силы P в точке «в» рис.3:

$$y_0 = \frac{Px^2}{48EJ_n} \cdot (3l - 4x) \quad \text{при } 0 \leq x \leq \frac{l}{2},$$

$$y_0 = \frac{P}{48EJ_n} (l-x)^2 (4x - l) \quad \text{при } \frac{l}{2} \leq x \leq l. \quad (9)$$

Определим также перемещения упругого элемента от действия наружного кольца подшипника под действием силы Φ , которая возникает при прогибе (9).

Считаем, что упругий элемент и наружная обойма при прокатывании тела качения соприкасаются в средней точке упругого элемента. Схему нагружения можно считать балкой с шарнирными концами, если длина упругого элемента l_3 меньше, чем расстояние между телами качения, а база тензомера не более 1мм.

Обозначим через Φ силу, действующую со стороны наружного кольца на упругий элемент и вызывающую ранее определённый прогиб наружного кольца подшипника (9) и (10). Тогда прогиб упругого элемента будет:

$$y_0 = \frac{\Phi l_3^3}{48EJ_3}, \quad (10)$$

где J_3 момент инерции упругого элемента, P сила от наружного кольца.

Изгибающий момент на расстоянии $\frac{l}{2}$ от левого конца упругого элемента в середине будет:

$$M_0 = \frac{\Phi}{2} \cdot \frac{l_3}{2}. \quad (11)$$

Подставив в (11) значение силы Φ из (10) и y_0 из (9), а также считая, что прогибы наружного кольца и упругого элемента одинаковы, имеем для изгибающих моментов в точке установки датчика упругого элемента при перемещениях тела качения по кольцу слева направо:

$$M_6 = \frac{J_3 P x^2}{4 \ell^2 J_n} \cdot (3\ell - 4x) \text{ при } 0 \leq x \leq \frac{\ell}{2},$$

$$M_6 = \frac{J_3 P}{4 \ell^2 J_n} (\ell - x)^2 (4x - \ell) \text{ при } \frac{\ell}{2} \leq x \leq \ell. \quad (12)$$

Напряжения в упругом элементе в месте установки датчика определим из выражения:

$$\sigma = \frac{M \cdot \frac{h}{2}}{J_3}. \quad (13)$$

Подставив в (13) изгибающие моменты и толщину h упругого элемента, найдём напряжения в месте установки датчика для точки $\frac{\ell}{2}$ упругого элемента при прохождении тела качения до места установки датчика и после него.

$$\sigma_I = \sigma_{\frac{\ell}{2}} = \frac{phx^2}{8 \ell^2 J_n} (3\ell - 4x) \text{ при } 0 \leq x \leq \frac{\ell}{2},$$

$$\sigma_{II} = \sigma_{\frac{\ell}{2}} = \frac{ph}{8 \ell^2 J_n} \cdot (\ell - x)^2 (4x - \ell)$$

$$\text{при } \frac{\ell}{2} \leq x \leq \ell. \quad (14)$$

Проанализируем полученное значение формы напряжений в упругом элементе σ на отрезке $0 \leq x \leq \ell$, для чего разложим функции σ_I и σ_{II} на этом отрезке в ряд Фурье. Функция (14) в интервале $0 \leq x \leq \ell$, являясь нечётной функцией $f(x) = f(-x)$, может быть разложена в сходящийся ряд вида:

$$f(x) \approx \sum_1^{\infty} b_n \sin n \frac{\pi}{\ell} x$$

с коэффициентами $a_n = 0$,

$$b_n = 2/\ell \int_0^{\frac{\ell}{2}} f(x) \sin nx \, dx \quad (n=0, 1, 2, \dots).$$

Для коэффициентов Фурье по (2) имеем

$$b_n = \frac{2}{\ell} \left[\int_0^{\frac{\ell}{2}} (3lx^2 - 4x^3) \sin nx \, dx + \int_{\frac{\ell}{2}}^{\ell} (4x^3 - 9lx^2 + 6lx - \ell^3) \sin nx \, dx \right]. \quad (15)$$

Проинтегрировав (15), получим

$$b_n = \frac{96l^3}{(k\pi)^4} \sin \frac{n\pi}{2} + \frac{12\ell^3}{(k\pi)^3} (\cos n\pi - 1),$$

а значения коэффициентов будут:

$$b_1 = 0; \quad b_1 = \frac{24\ell^3}{1^3 \cdot \pi^3} \left(\frac{4}{\pi} - 1 \right); \quad b_2 = 0;$$

$$b_3 = -\frac{24\ell^3}{3^3 \cdot \pi^3} \left(\frac{4}{3\pi} + 1 \right); \quad b_4 = 0; \dots$$

Ограничимся третьим коэффициентом, так как каждый следующий по амплитуде значительно меньше предыдущего и это обстоятельство не позволит при записи на шлейфовый осциллограф увидеть форму и частоту сигнала с тензометра. Функция напряжений с учётом определённых коэффициентов будет:

$$\sigma_{\frac{\ell}{2}} = \frac{ph}{8 \ell^2 J_n} \left[\frac{24\ell^3}{1^3 \cdot \pi^3} \left(\frac{4}{\pi} - 1 \right) \sin \frac{\pi}{\ell} x - \frac{24\ell^3}{3^3 \cdot \pi^3} \left(\frac{4}{3\pi} + 1 \right) \sin \frac{3\pi}{\ell} x + \dots \right]. \quad (16)$$

Изменение этой функции во времени t будет происходить на частоте прокатывания тел качения ω_c , а напряжения будут изменяться по закону синуса.

$$\text{При } \frac{\pi}{\ell} x = \omega_c t \text{ и } B = \frac{ph}{8 \ell^2 J_n} \cdot \frac{24\ell^3}{\pi^3} \text{ уравнение (16) будет}$$

уравнение (16) будет

$$\sigma(t) = B \left(\frac{4}{\pi} - 1 \right) \sin \omega_c t - B \frac{1}{3^3} \left(\frac{4}{3\pi} + 1 \right) \sin 3 \omega_c t + \dots, \quad (17)$$

$$\text{где } B \left(\frac{4}{\pi} - 1 \right) = A_1, \quad B \frac{1}{3^3} \left(\frac{4}{3\pi} + 1 \right) = A_2, \dots, \quad B \frac{4}{3^n}$$

$\left(\frac{4}{\pi} - (-1)^n \right) = A_n$ есть амплитуды гармоник разложения.

Таким образом, функция напряжений опоры подшипника (её разложение Фурье), замеренная на упругом элементе будет:

$$\sigma(t) = B \left(\frac{4}{\pi} - 1 \right) \sin \omega_c t - B \frac{1}{3^3} \left(\frac{4}{3\pi} + 1 \right) \sin 3 \omega_c t + \dots. \quad (18)$$

Эта функция напряжений $\sigma(t)$ в ряде разложения содержит две гармоники частоты прокатывания тел качения по наружной обойме подшипника ω_c и $3\omega_c$ при амплитуде напряжений второй значительно ниже первой, а остальные амплитуды напряжений для более высоких гармоник значительно меньше.

На рис. 4 приведена осциллограмма показаний тензодатчика, установленного на упругом элементе, на который опирается наружная обойма подшипника ведущей шестерни редуктора или, что тоже, под опорой «узла вращения».

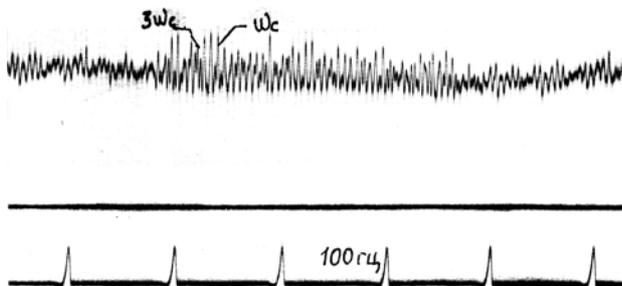


Рис. 4. Осциллограмма с тензодатчика упругого элемента

Из осциллограммы видно, что деформация упругого элемента, как и разложение Фурье функции напряжений упругого элемента, содержит кроме частоты прокатывания тел качения по упругому элементу ω_c частоту $3\omega_c$ - третью гармонику силы воздействия тел качения подшипника, то есть разложение Фурье функции возмущающих сил узла вращения ведущей шестерни редуктора и деформации опоры совпадают.

Таким образом, деформация опоры узла вращения и пропорциональная ей вибрация корпуса опоры (гармонический спектр вибрации корпуса) отражают нагруженность узла, а их значение - изменение функции возбуждающих сил и диагностику состояния узла.

Алгоритм вибрационной диагностики изложен в [7] и принципиально состоит в следующем:

Место установки датчика выбирается на опоре диагностируемого узла или корпусе его механизма по максимальному количеству проявления частот гармоник $f_0, 2f_0, 3f_0 \dots kf_0$, где f_0 - частота вращения вала узла.

Анализ функции вибрации (диагностика узла) ведутся по гармоникам частоты f_0 по параметру вибрации - ускорение силы тяжести g м/сек² в диапазоне частот не менее чем $(f_0 \dots 20f_0)$.

Диагностика ведётся в следующей последовательности:

1. На оборотах n_{onm} и нагрузке N_{onm} определяется сумма среднего уровня всех гармоник частоты f_0 по формуле

$$\frac{1}{n} \sum_j^n A_j = A_0^I \quad \text{амплитуд } A_j \text{ всех гармоник}$$

частоты вращения в выбранном диапазоне частот измерения.

2. Выделяются «информативные» гармоники A_{jb} , за которые принимаются те из всех A_j , у которых амплитуды больше $> A_0^I$ (например, $A_2, A_3, A_5, \dots, A_{11}$)

3. Определяется средняя сумма «информативных» гармоник эталона - главный диагностический признак, определяемый во время испытаний или эксплуатации по формуле:

$$A_{0\Omega}^{II} = \frac{\sum_{j=1}^k A_{jb}}{k} \quad \text{на оптимальных оборотах-}$$

n_{onm} и нагрузке N_{onm} (например, $A_{0\Omega}^{II} = \frac{1}{4} (A_2 + \dots + A_3 + A_5 + \dots + A_{11})$.)

4. Для остальных гармоник A_{jc} (кроме «информативных» - A_{jb}) из всех гармоник принятого диапазона частот определяется

$$\text{их средняя величина } A_0^I = \frac{\sum_{c=1}^l A_{jc}}{l}$$

и их количество d ($A_{jc} > A_0^I$), которая является вторым диагностическим признаком и характеризуют тракт прохождения сигнала на корпус.

5. На механизме с эталонным состоянием диагностируемого «узла вращения» определяется величина $A_{0\Omega}^{II}$ и её вероятностные границы $A_{0\Omega}^{II} = A_{0cp.b}^{II} \pm t \cdot \sigma_{Acp.b}$, которая является критерием его состояния, где t - коэффициент доверительной вероятности, $\sigma_{Acp.b}$ - среднее квадратичное отклонение среднего значения. Диагностикой является сравнение текущих значений A_0^{II} с эталонным значением $A_{0\Omega}^{II}$.

На рис. 5 приведены значения распределения плотности вероятности по критерию согласия Пирсона $P=P(\chi^2)$ для трёх параметров (A_0^{II} , d и амплитуде

виброускорений на зубцовой частоте $A_{f(z)}$ при коэффициенте доверительной вероятности $t = 0,99$.

Над каждой из трёх зависимостей этих параметров (рис. 5) показана статистическая частота верного диагноза $P = \frac{m}{n}$ равная $P(f_z) = 0,54$ (а); $P(d) = 0,94$ (б); $P(A_0^{II}) = 1$ (в).

Такие высокие значения статистической частоты верного диагноза получены по уникальному случаю (возникновению дефекта выкрашивания зубьев ведущей шестерни одноступенчатого редуктора) при внедрении программы эквивалентных испытаний.

Дефект проявился на $n = 17$ -и механизмах из-за резонанса консоли ведущей шестерни на второй форме колебаний от изменения рабочих оборотов на обороты программы эквивалентных испытаний.

На рис. 5 приведён характер изменения плотности вероятности значений для трёх рассмотренных признаков (A_0^{II} , d , $A_{f(z)}$), которые подчиняются нормальному закону распределения.

При этом: 1 - хорошее состояние зацепления, 2 - дефектное состояние зацепления.

На рис. 5,а - плотность вероятности виброперегрузок зубцовой частоты $A(f_z)$:

1 - $A = 12 \pm 3,25 \cdot 2,6g$ при $\sigma = 7,35g$.

$P(\chi^2) = 0,06$;

2 - $A = 21 \pm 3,5 \cdot 5,2g$ при $\sigma = 13,8g$.

$P(\chi^2) = 0,014$.

На рис. 5,б - плотность вероятности количества d :

1 - $d = 4,1 \pm 3,25 \cdot 0,75$ при $\sigma = 2,38g$.

$P(\chi^2) = 0,14$;

2 - $d = 13 \pm 3,5 \cdot 1,27$ при $\sigma = 3,38g$.

$P(\chi^2) = 0,36$.

На рис. 5,в - плотность вероятности виброперегрузок A_0^{II} :

1 - $A_0^{II} = 5,5 \pm 3,25 \cdot 0,56g$ при $\sigma = 1,7g$.

$P(\chi^2) > 0,6$;

2 - $A_0^{II} = 13,5 \pm 1,25g$ при $\sigma = 3,2g$. $P(\chi^2) > 0,6$.

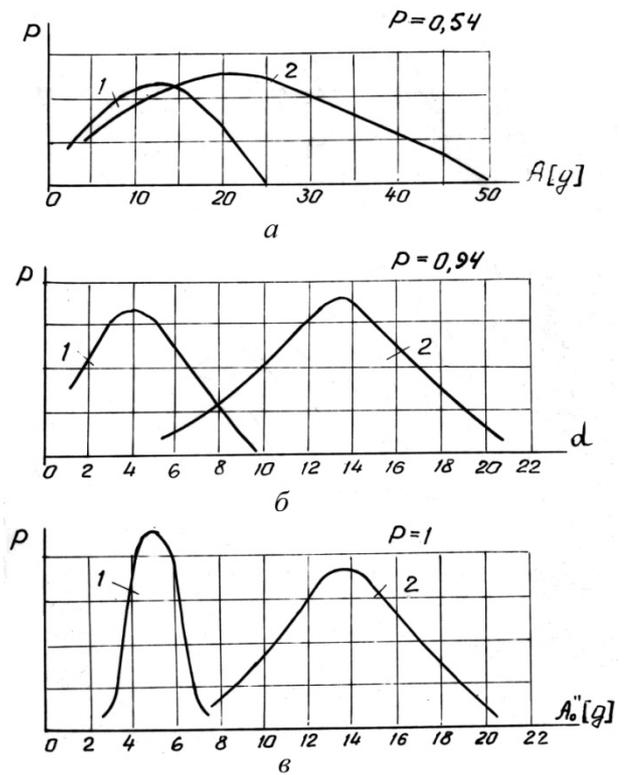


Рис.5. Сравнительные значения распределения плотности вероятности трёх диагностических параметров $A_{f(z)}$, d , A_0^{II}

Доказательство увеличения точности диагностики по изменению среднего значения величины по сравнению с самой случайной величиной показано в [5] И.А. Биргером для n измерений какой либо величины и состоит в следующем:

$$A_{cp,n} = \frac{1}{n} \sum_j^n A_j.$$

В качестве оценки для среднего значения величины для большой совокупности параметров A_j принимают $A_{cp} = A_{cp,n}$. Более точно:

$$A_{cp} = A_{cp,n} \pm t \sigma_{A_{cp,n}},$$

где t – коэффициент доверительной вероятности;

$\sigma_{A_{cp,n}}$ – среднее квадратичное отклонение среднего значения.

Несложно показать, что среднее квадратичное отклонение среднего значения $A_{cp,n}$ гораздо меньше, чем среднее квадратичное отклонение самой случайной величины A_j то есть:

$$\sigma_{A_{cp,n}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}.$$

Таким образом в нашем случае $A_{cp,n}$ гораздо точнее, чем A_j , характеризует саму функцию разложения.

Эта величина в рассмотренном случае есть $A_{0cp,b}^{II}$, что позволяет по пункту 5 алгоритма по формуле

$$A_0^{II} = A_{0cp,b}^{II} \pm t \cdot \sigma_{Acp,b} \leq A_{0\Omega}^{II}$$

в диапазоне частот $f = \frac{P}{2\pi} = 5 \dots 20000$ Гц (7...20 гармоник) определять изменение возбуждающей функции кинематического узла механизма по вибрации корпуса (проводить диагностику).

Библиографический список:

1. Вибрации в технике: Справочник: В 6-и т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов. М.: Машиностроение, 1995, 456с.
2. Толстов Г.П. Ряды Фурье.- 3-е изд.- М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980, 384с.
3. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Физматгиз, 1955, 499с.
4. Ильинский В.С. Защита аппаратов от динамических воздействий. М., «Энергия», 1970, 320 с.
5. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1993.

6. Карасёв В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. М., «Машиностроение», 1978, с.132.

7. Шалаев Ф.Н. Способ оценки технического состояния механизма. Авторское свидетельство СССР № 672532, 1979г. G 01M 13/02. Опубликовано 15.07.79. Бюл.№25.

References

1. Vibration in technics. Reference book in 6 vol.. Vol. 6- Defense from vibration and blows. M. Mashinostroenie, 1995, p. 456.
2. Tolstov G. P. Fourier series, 3-ed, M. Nauka, 1980, p. 384.
3. Timoshenko S. P. Rippling in engineering. M. Fizmatgiz, 1955, p499.
4. Ilinsky V. S. Protect devices for dynamic impacts. M., Energy, 1970, p.320.
5. Birger I. A., Shorr B. F, Ioselevith G. B. Strength calculation part of machines. Reference book. M. Mashinostroenie, 1993.
6. Karasev V. A., Maksimov V. P., Sidorenko M. K. Vibration-based diagnostics gas-turbine engines. M. Mashinostroenie, 1978, p. 132.
7. Shalaev F. N., Engineering evaluation test. Certificate of recognition. USSR № 672532, 1979, G 01M 13/02. In print 15.07.79. Bull..№25.

THE ALGORITHM OF VIBRATION-BASED DIAGNOSTIC KINEMATIC COMPONENT

© 2009 F. N. Shalaev, V. G. Stogney

Voroneg State Technical University

In the article the author expounds the algorithm of vibration-based diagnostics kinematic component. As to the rotor rotation harmonics the algorithm makes it possible to diagnose the rotor condition and dynamic loading with high probability of precise diagnosis.

Diagnostic, kinematic component, rotor, dynamic

Информация об авторах

Шалаев Фридрих Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Ракетные двигатели» Воронежского государственного технического университета. E-mail: drk135@rambler.ru. Область научных интересов: вибродиагностика.

Стогней Владимир Григорьевич, кандидат технических наук, профессор, декан авиационного факультета Воронежского государственного технического университета. Тел. .(4732) 52-53-54. Область научных интересов: оптимизация работы энергоустановок.

Shalaev Frederick Nikolaevich, candidate of science, associate professor of Rocket engines division of Voroneg State Technical University. E-mail: drk135@rambler.ru. Area of research: vibration-based diagnostics.

Stogney Vladimir Grigorievich, candidate of science, professor, decan of air department of Voroneg State Technical University. Phone: (4732) 52-53-54. Area of research: power installation performance optimization.