

УДК 621.822

М.К. Леонтьев /д.т.н./

Московский авиационный институт (Москва, Россия)

В.А. Карасев /к.т.н./

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова (Москва, Россия)

О.Ю. Потапова /к.т.н./

Московский авиационный институт (Москва, Россия)

С.А. Дегтярев

ООО "Альфа-Транзит" (Химки, Московская обл., Россия)

ДИНАМИКА РОТОРА В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

У роботі розглядається нелінійна модель підшипника качення з зазором, використовувана в програмному комплексі "Dynamics R4.2" для проектування та аналізу складних роторних систем і результати її застосування в аналізі роторної системи. Враховується сила ваги і демпфірування. Досліджується вплив величини зазору в підшипниках на вібраційні сигнали.

В работе рассматривается нелинейная модель подшипника качения с зазором, используемая в программном комплексе "Dynamics R4.2" для проектирования и анализа сложных роторных систем и результаты ее применения в анализе роторной системы. Учитывается сила веса и демпфирование. Исследуется влияние величины зазора в подшипниках на вибрационные сигналы.

This paper describes the nonlinear model of rolling bearing with clearance which is used in the rotating software "Dynamics R4.2" for designing and analysis of complex rotor systems and results of its applications in analysis of rotor system. The weight and damping forces are considering. Influence of bearing clearance on vibration signals are analyzed.

Эксплуатация вращающихся машин по техническому состоянию ведется с применением различных технических систем, среди которых важное место занимают системы вибрационной диагностики. Одной из самых трудоемких задач при их разработке является определение признаков, по которым можно оценить состояние того или иного узла машины, а также установить их значения, которые определяют некоторые интервалы исправного или неисправного состояния машины. Решение этой задачи экспериментальными методами путем внесения неисправностей в те или иные элементы конструкции с последующим проведением экспериментов на работающей машине, требуют больших временных и финансовых затрат, на которые по тем или иным причинам предприятия не всегда могут пойти. В последнее время с развитием математических методов анализа роторных систем стало развиваться направление математического моделирования дефектов в узлах машин. Результаты такого моделирования дают возможность создания для систем вибрационной диагностики алгоритмов распознавания во временных или спектральных характеристиках сигнала признаков, описывающих состояние машины и выделяю-

щих сам источник сигнала.

Темой данного исследования является оценка влияния параметров подшипника качения на динамическое поведение роторной системы. Интенсивные работы в этом направлении ведутся многими исследователями. Среди них австралийские ученые N.S. Feng, E.J. Hahn и N.B. Randall [1]. Авторы данной статьи развили использованную ими модель, включили ее в программный комплекс "Dynamics R4.2" и с ее помощью провели исследования влияния зазора в подшипнике на вибрационные сигналы.

Обобщенное уравнение движения для роторной системы, включающей подшипники качения, может быть записано в следующей форме:

$$M \cdot \ddot{X} + C \cdot \dot{X} + K \cdot X = F_U + F_B + W, \quad (1)$$

где M – матрица инерции роторной системы; K – матрица жесткости; C – матрица демпфирования и гироскопических сил; \ddot{X} , \dot{X} и X – соответственно столбцы виброускорений, виброскоростей и виброперемещений; F_U – столбец неуравновешенных сил; F_B – столбец сил, возникающих в подшипниках, зависящих от перемещений и

скоростей роторной системы; W – сила веса. В общем случае силы, возникающие в подшипниках, являются функциями перемещений и скоростей, поэтому точное решение такого уравнения возможно только в нестационарной постановке.

При описании модели подшипника (рисунок 1) приняты следующие допущения: используется контактная теория Герца; инерция тел качения не учитывается; рассматривается линейное демпфирование; отсутствуют любые виды проскальзывания тел и поверхностей качения.

Опираясь на принятые допущения, можно записать уравнение для расчета сил, возникающих в контакте тел качения с обоймами подшипника:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = K_H \cdot \sum_{i=1}^N \beta_i \cdot A^{3/2} \cdot \begin{Bmatrix} \cos \theta_i \\ \sin \theta_i \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

где K_H – коэффициент контактной жесткости; $\beta_i = 1$, если $A > 0$; $\beta_i = 0$, если $A \leq 0$; $A = x \cdot \cos \theta_i + y \cdot \sin \theta_i - \delta$; $x = x_1 - x_2$; $y = y_1 - y_2$; δ – зазор в подшипнике; $\theta_i = \frac{2\pi}{N}(i-1) + \omega_c \cdot t$; ω_c – частота вращения сепаратора:

$$\omega_c = \left(1 - \frac{D_b}{D_p}\right) \cdot \frac{\omega_1 - \omega_2}{2}, \quad (3)$$

где D_b – диаметр шарика; D_p – диаметр центров тел качения.

Коэффициент контактной жесткости рассчи-

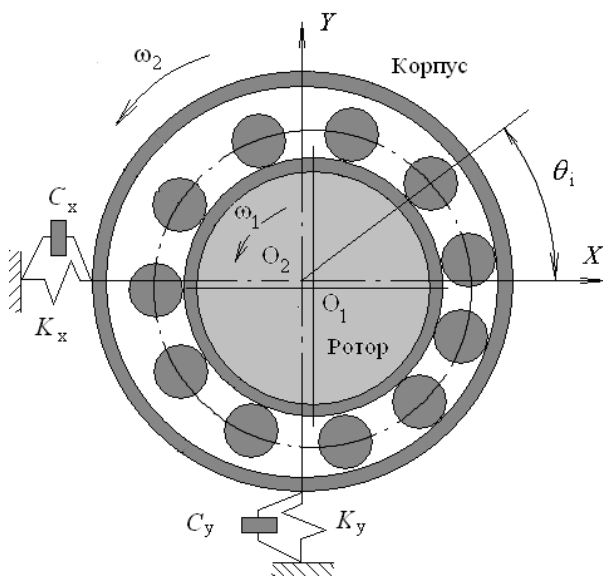


Рисунок 1 – Модель подшипника

тывается согласно [3] как

$$K_H = \left(\frac{1}{\frac{1}{K_i^{2/3}} + \frac{1}{K_o^{2/3}}} \right)^{3/2}, \quad (4)$$

где K_i, K_o – коэффициенты контактной жесткости для внутренней и наружной обойм соответственно, которые в свою очередь рассчитываются исходя из так называемых сумм и разностей кривизн поверхностей контакта.

Сумма кривизн для контакта шарика с внутренней обоймой равна:

$$\sum \rho_i = \frac{1}{D_b} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right),$$

разность:

$$F(\rho)_i = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}$$

Для контакта шарика с наружной обоймой имеем

$$\sum \rho_o = \frac{1}{D_b} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right)$$

$$F(\rho)_o = \frac{\frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}{4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}$$

где $f_i = \frac{r_i}{D_b}$; $f_o = \frac{r_o}{D_b}$; $\gamma = \frac{D_b \cdot \cos \alpha}{D_p}$; α – угол контакта; r_i, r_o – радиусы дорожек внутренней и внешней обойм.

Тогда

$$K_{i(o)} = 2,152 \cdot 10^{11} \cdot (\sum \rho_{i(o)})^{-1/2} \cdot (\delta^*)^{-3/2},$$

где $\delta^* = f(F(\rho_{i(o)}))$ – коэффициент, который может быть получен с использованием таблиц или графиков, представленных в работе [2].

Учет демпфирования дополняет компоненты возникающих в подшипнике нагрузок:

Таблица 1 – Исходные данные роторной модели

Параметр	Единицы измерения	Значение
Масса корпуса	кг	10
Жесткость подвески	Н/м	$2 \cdot 10^8$
Демпфирование в подвеске	Нсек/м	1000
Масса ротора	кг	3
Частота вращения ротора	Гц	3
Дисбаланс ротора	гсм	0
Средний диаметр подшипника	мм	52
Диаметр тел качения (шариков)	мм	11,9
Число тел качения		11
Радиус канавок	мм	6,16
Угол контакта	град	18
Демпфирование в подшипнике	Нсек/м	2940
Отношение частоты перекатывания тел качения по наружному кольцу (BPF0) к частоте вращения ротора		4,24

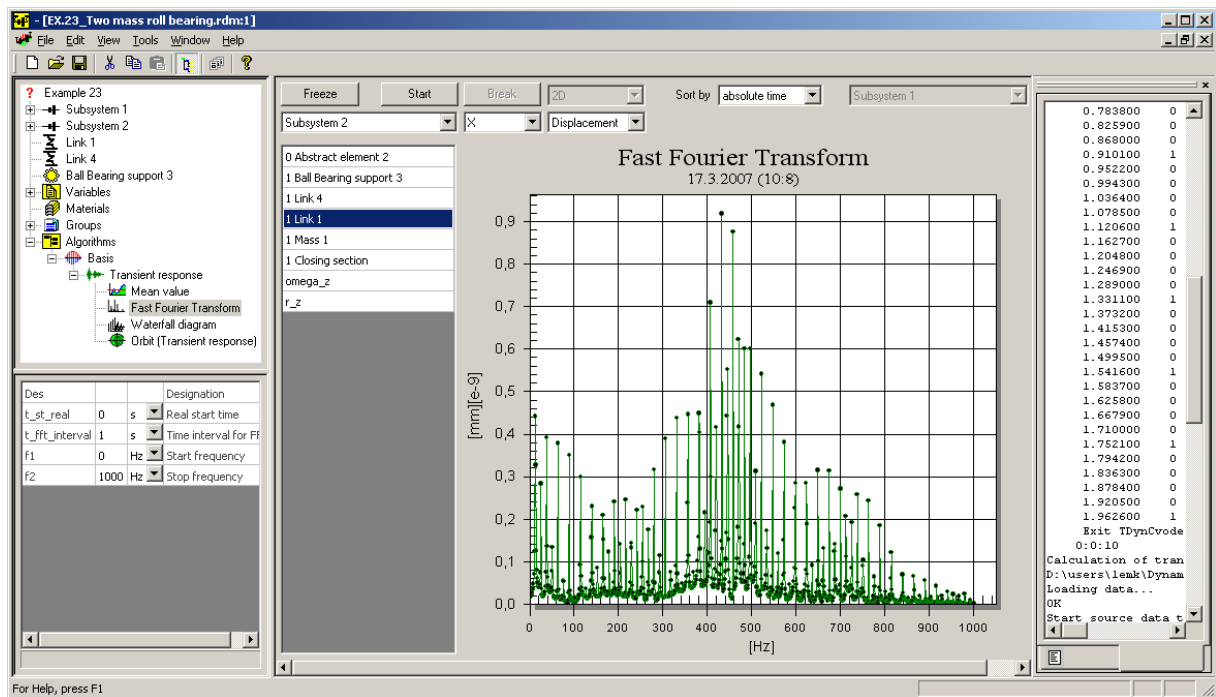


Рисунок 2 – Окно программной системы "Dynamics R4.2" с выведенными результатами анализа

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} + C_b \cdot \begin{Bmatrix} V_x \\ V_y \end{Bmatrix}, \quad (5)$$

где C_b – коэффициент демпфирования; $V_x = V_{x1} - V_{x2}$ и $V_y = V_{y1} - V_{y2}$ – относительные скорости.

Для роликового подшипника используется аналогичный алгоритм с несколько иными зависимостями нагрузок от деформаций в контакте и формулами для расчета коэффициента жесткости:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = K_H \sum_{i=1}^N \beta_i \cdot A^{10/9} \cdot \begin{Bmatrix} \cos \theta_i \\ \sin \theta_i \end{Bmatrix} \quad (6)$$

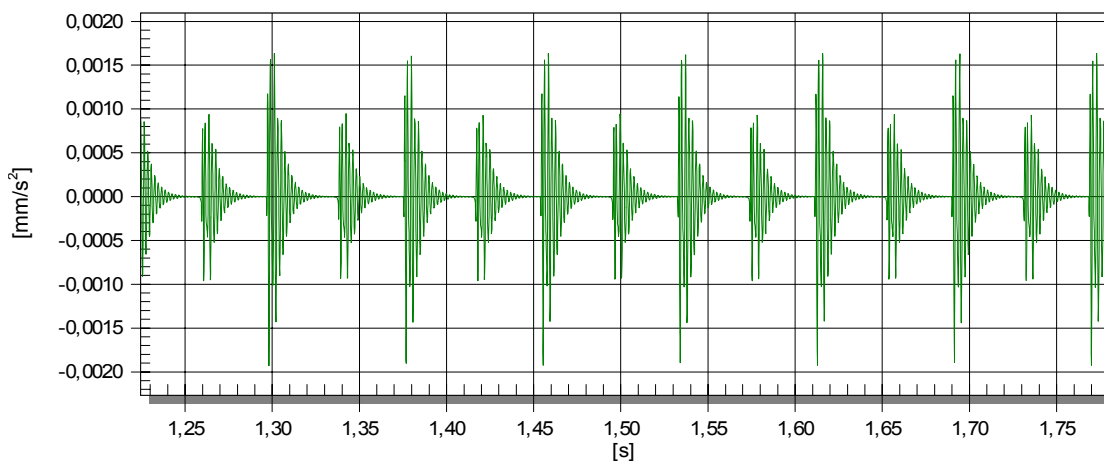
и соответственно коэффициенты выражения (4):

$$K_i = 0,5^{10/9} \cdot K_{i(0)} = 0,446 \cdot K_{i(0)},$$

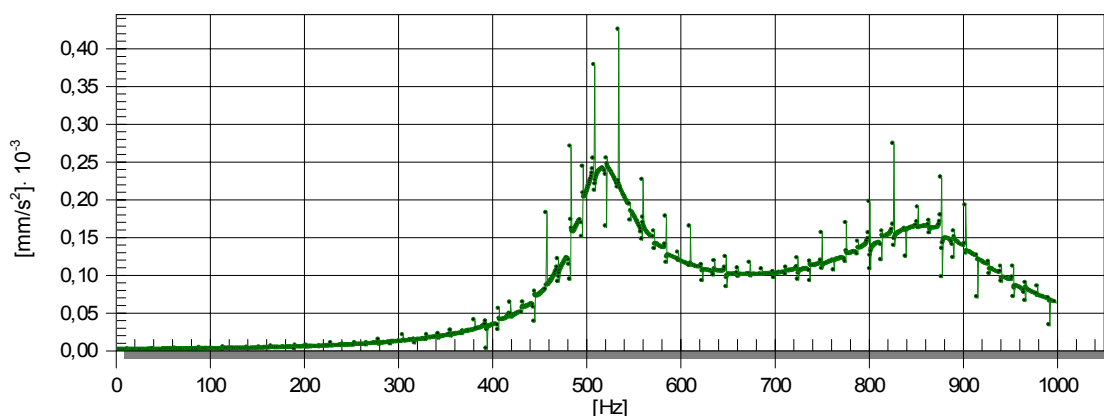
где $K_{i(0)} = 8,16 \cdot 10^{10} \cdot L^{8/9}$; L – длина ролика.

Исходные данные роторной модели (таблица 1) аналогичны данным из работы [1], за исключением частоты вращения, которая имитирует выбег ротора, и на которой неуравновешенные силы достаточно малы и не выводят ротор на обкатку.

Для моделирования и анализа роторной системы с подшипником использовалась программная система "Dynamics R4.2", рисунок 2.



а



б

Рисунок 3 – Временной сигнал (а) и спектр (б) виброускорения на корпусе: зазор в подшипнике $\delta=0$ мм; частота вращения ротора 3 Гц

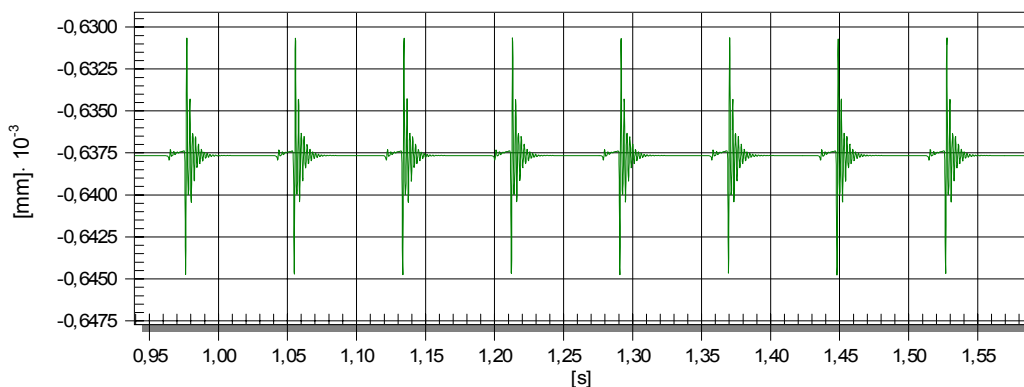


Рисунок 4 – Временной сигнал виброперемещения на корпусе: зазор в подшипнике $\delta=0,02$ мм; частота вращения ротора 3 Гц

Интегрирование уравнений движения в системе проводится с помощью процедур пакета "CVODE" [3] с адаптивным выбором шага интегрирования.

Исследовались три варианта роторной системы, отличающихся только зазором в подшипнике. Частота собственных колебаний свободного корпуса составила 42706 об/мин (712 Гц). Исследовались зазоры 0,00 мм, 0,02 мм и 0,06 мм. Из нагрузок учитывался только вес. Время для интегрирования – 2 сек. Все расчетные результаты представлены для направления Y.

На рисунке 3 представлены временной сигнал и спектр виброускорения на корпусе роторной системы с нулевым зазором в подшипнике. Можно отметить наличие 2-х видов пачек импульсов, отличающихся амплитудой. Их периодичность близка к частоте ВРФО.

На рисунке 4 представлен временной сигнал виброперемещения на корпусе роторной системы с зазором в подшипнике 0,02 мм. Можно отметить наличие пачек импульсов, возникающих в зоне нагружения подшипника. В выделенном временном сигнале на каждом цикле движения

ротора находится 4 пачки импульсов. Частота следования пачек импульсов примерно соответствует частоте ВРФО исследуемого подшипника.

Результаты моделирования виброускорений на корпусе для подшипника с зазором 0,02 мм представлены на рисунках 5...6.

На рисунке 6 выделена часть спектра временного сигнала. Можно отметить, что в спектре присутствует гармоника, кратные ВРФО.

Результаты моделирования виброускорений на корпусе для подшипника с зазором 0,06 мм представлены на рисунке 7.

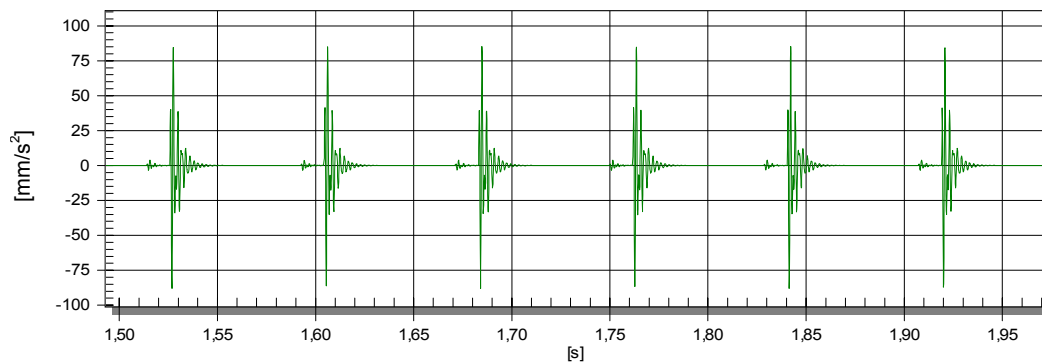
Из рассмотрения приведенных результатов моделирования видно, что величина радиального зазора в подшипнике качения существенно влияет на динамическое поведение роторной системы, но характер влияния весьма сложен.

В спектрах полученных сигналов подшипников с различными зазорами присутствуют составляющие вибраций с частотой близкой к ВРФО подшипника и их кратные гармоники.

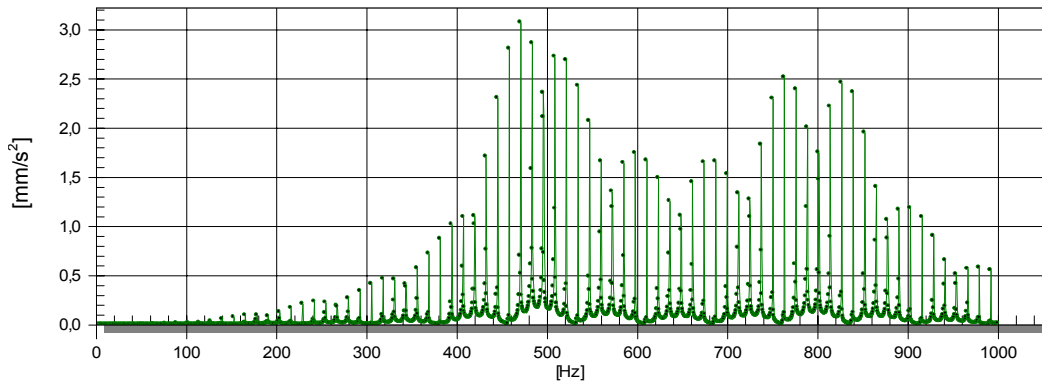
Уровень сигнала подшипников с увеличенным зазором значительно превышает сигнал "нормального" подшипника.

Можно отметить неравномерное изменение амплитуд гармоник ВРФО в спектрах вибрации в зависимости от величины радиального зазора, а также неравномерное изменение амплитуд гармоник ВРФО в зависимости от номера гармоники при постоянном значении радиального зазора.

Для целей вибрационной диагностики желательно использование высокочастотной области, где уровень регистрируемого сигнала существенно выше.



а



б

Рисунок 5 – Временной сигнал (а) и спектр (б) виброускорения на корпусе: зазор в подшипнике $\delta=0,02$ мм

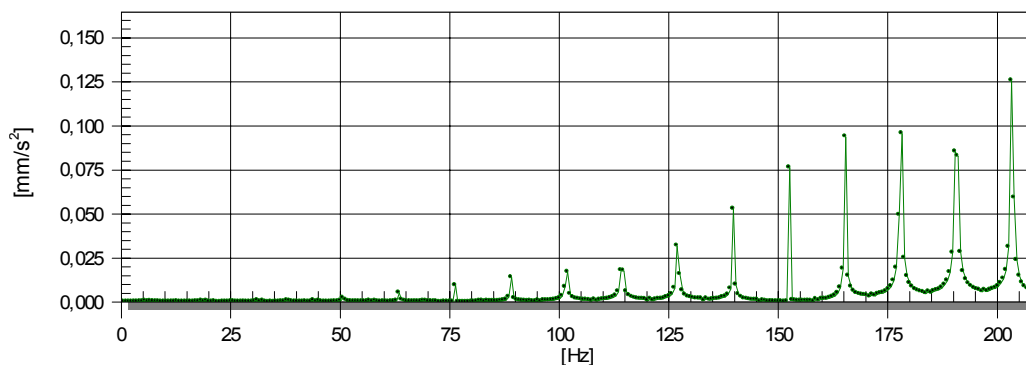


Рисунок 6 – Выделенная часть спектра, представленного на рисунке 5

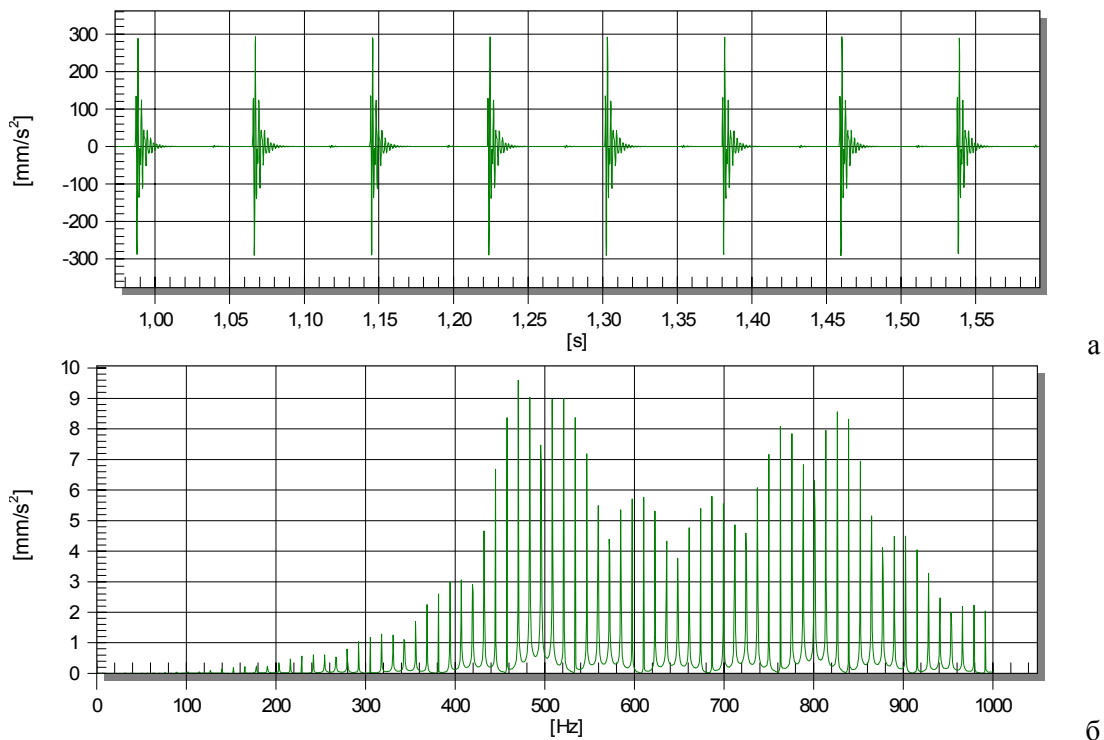


Рисунок 7 – Временной сигнал (а) и спектр (б) виброускорения на корпусе: зазор в подшипнике $\delta=0,06$ мм

Выводы

Математическое моделирование подшипника позволяет конкретизировать методически важные для диагностирования состояния подшипника особенности его вибросигналов в составе конкретной роторной модели. Можно ожидать, что моделирование поможет специалистам-диагностам более эффективно разбираться в формировании сложных вибросигналов подшипника в конкретных машинах и условиях их работы.

1. *N.S. Feng, E.J. Hahn and R.B. Randall. Simulation Of Vibration Signals From A Rolling Element Bearing Defect (DSTO-GD-0262).*
2. *Бейзельман Р.Д., Цылкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. 6-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.*
3. *S.D. Cohen and A.C. Hindmarsh. CVODE, A Stiff/Nonstiff ODE Solver in C / Computers in Physics. – Vol. 10, No. 2 (March-April 1996). – pp. 138-140.*

Статья поступила 22.01.2007 г.

© М.К. Леонтьев, В.А. Карасев, О.Ю. Потапова, С.А. Дегтярев, 2007

Редакция научно-технического и производственного журнала

"ВИБРАЦИЯ МАШИН: ИЗМЕРЕНИЕ, СНИЖЕНИЕ, ЗАЩИТА"

приглашает к активному диалогу на страницах журнала авторов статей и специалистов, пишущих о современных проблемах использования вибраций в технике, борьбы с вибрацией и идентификации процессов протекающих в оборудовании и конструкциях по параметрам вибрации, разработки методов и средств измерения и анализа параметров вибрации



Телефон: +38 (062) 348-50-56
 Электронная почта: as@mech.dgtu.donetsk.ua
 Интернет: vibro.donntu.edu.ua