

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, використовується 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.

Введение

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 выделяющих 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" (www.alfatran.com) и с ее помощью провели исследования влияния зазора в подшипнике на вибрационные сигналы.

Теория

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}, 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.

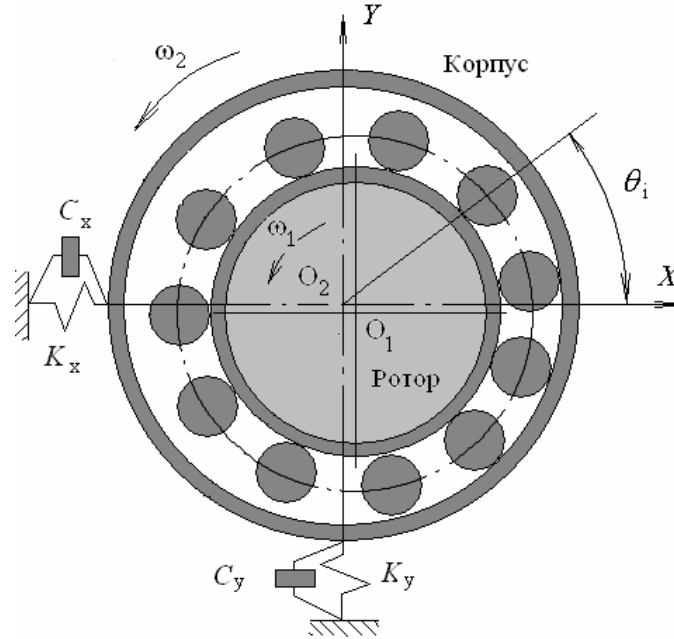


Рисунок 1 – Модель подшипника

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; $A = x \cdot \cos \theta_i + y \cdot \sin \theta_i - \delta$; $x = x_1 - x_2$, $y = y_1 - y_2$;

$\begin{cases} \beta_i = 1, & \text{если } A > 0 \\ \beta_i = 0, & \text{если } A \leq 0 \end{cases}$; δ – зазор в подшипнике; $\theta_i = \frac{2\pi}{N}(i-1) + \omega_c \cdot t$; ω_c – частота вращения сепаратора

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

Коэффициент контактной жесткости рассчитывается 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

$$\sum \rho_o = \frac{1}{D_b} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right), \quad F(\rho)_o = \frac{\frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}{4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}.$$

Здесь

$$f_i = \frac{r_i}{D_b}, \quad f_o = \frac{r_o}{D_b}, \quad \gamma = \frac{D_b \cdot \cos \alpha}{D_p},$$

где α – угол контакта; r_i, r_o – радиусы дорожек внутренней и внешней обойм; D_b – диаметр шарика; D_p – диаметр центров тел качения.

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 [2].

Учет демпфирования дополняет компоненты возникающих в подшипнике нагрузок:

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

где C_b – коэффициент демпфирования; V_x, V_y – относительные скорости, равные

$$V_x = V_{x1} - V_{x2}, \quad V_y = V_{y1} - V_{y2}.$$

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):

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

где

$$K_{i(o)} = 8.16 \cdot 10^{10} \cdot L^{8/9}, \quad L - \text{длина ролика.}$$

Роторная модель

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.

Таблица 1 – Исходные данные роторной модели

Параметр	Ед. измерения	Значение
Масса корпуса	кг	10
Жесткость подвески	Н/м	2×10^8
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 перекачивания тел качения по наружному кольцу (BPFO) к частоте вращения ротора		4,24

Результаты моделирования

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

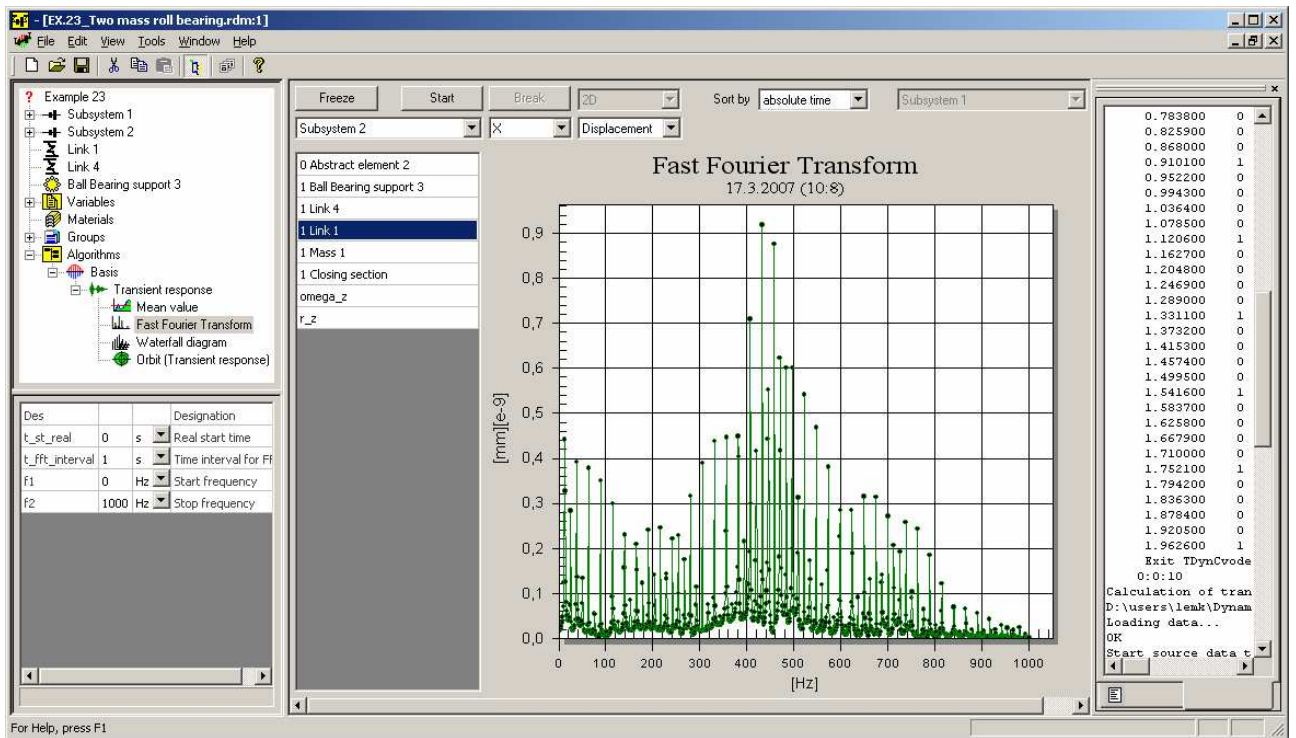
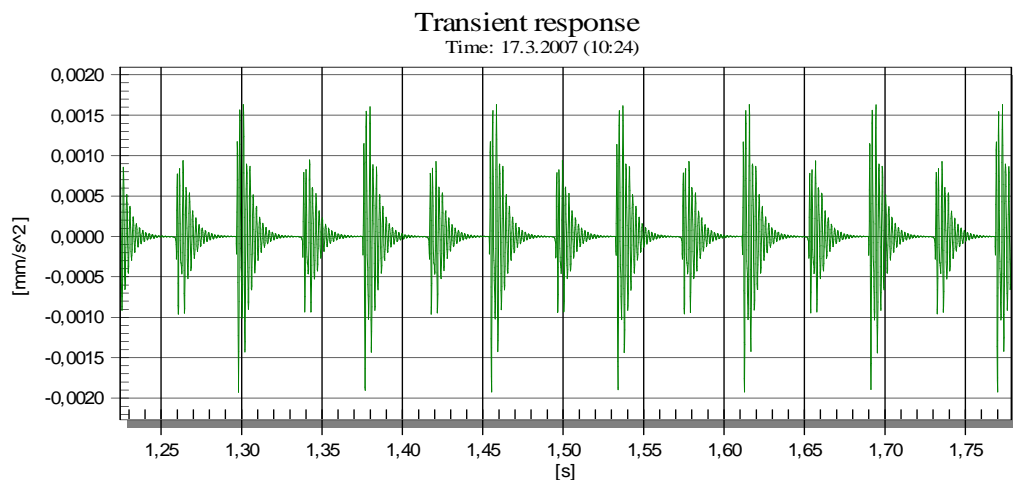


Рисунок 2 – Окно программной системы Dynamics R4.2 с выведенными результатами анализа

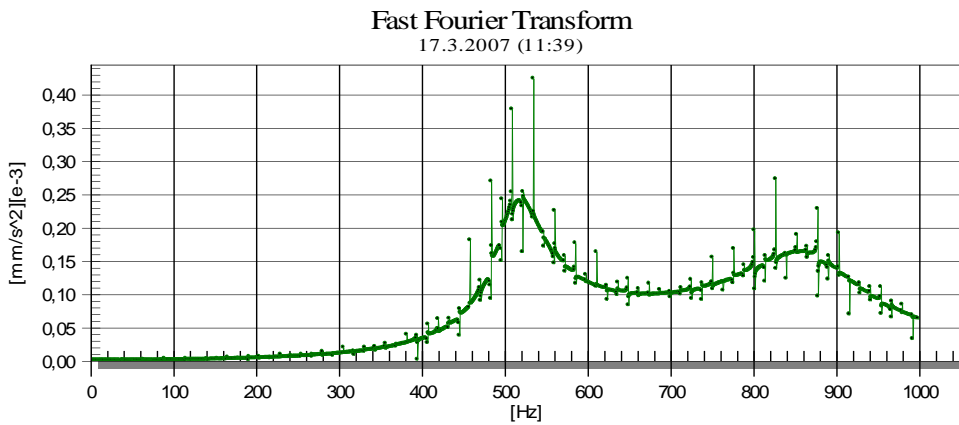
Интегрирование уравнений движения в системе проводится с помощью процедур пакета "CVODE" [3] с адаптивным выбором шага интегрирования.

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 рис. 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 BPFO.



a



б

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

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 BPFO исследуемого подшипника.

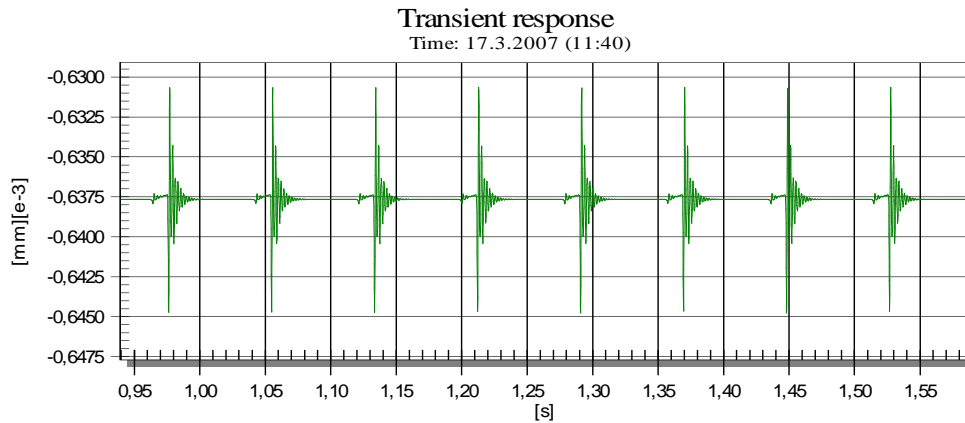
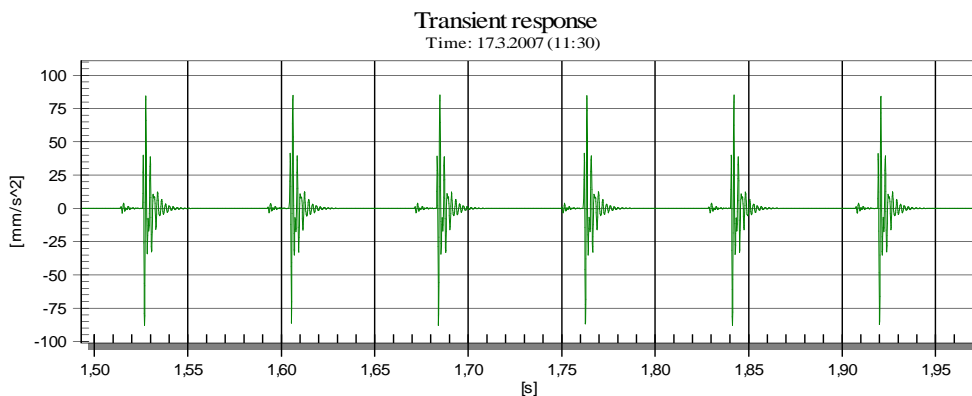


Рисунок 4 – Временной сигнал виброперемещения на корпусе: зазор в подшипнике $\delta=0,02$ мм; частота вращения ротора 3 Гц

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



а

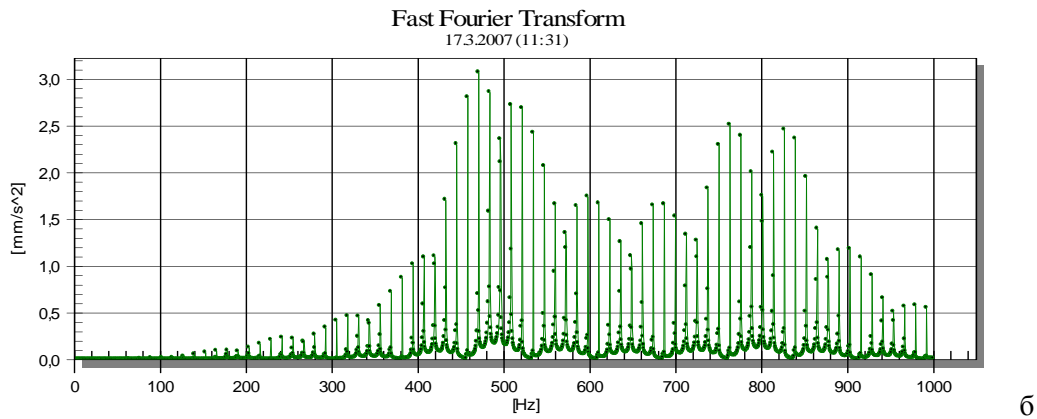


Рисунок 5 – Временной сигнал (а) и спектр (б) виброускорения на корпусе: зазор в подшипнике $\delta=0,02$ мм

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

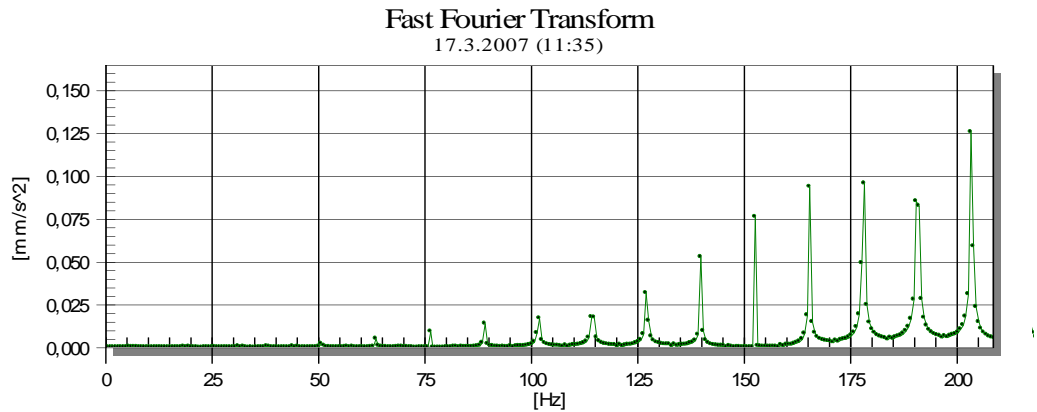
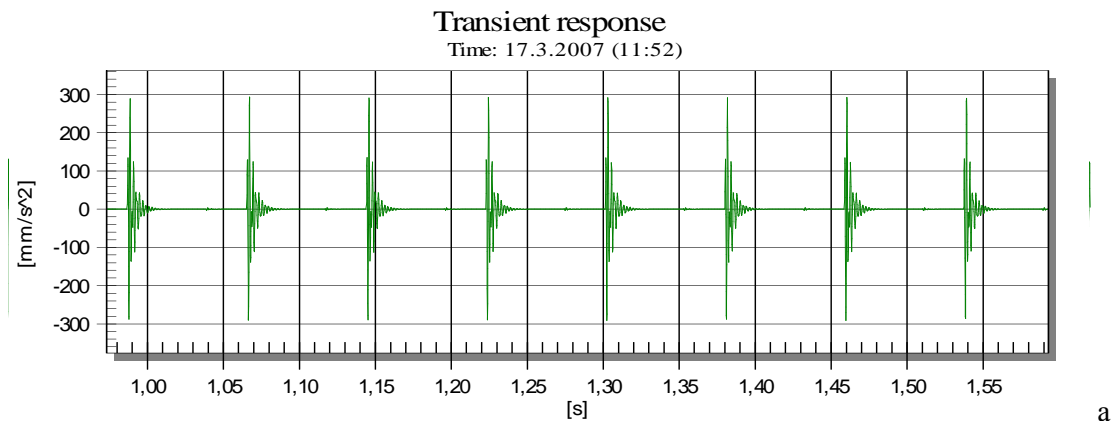


Рисунок 6 – Выделенная часть спектра, представленного на рисунке 5

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



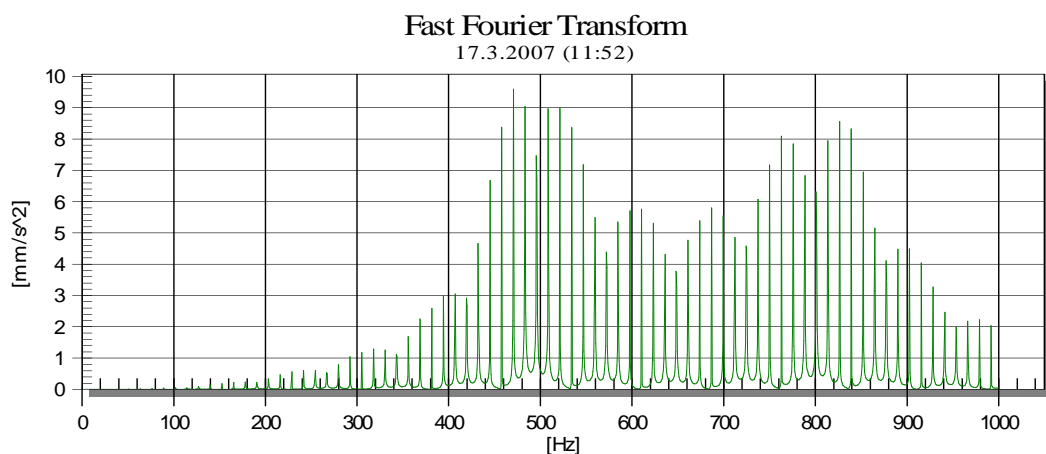


Рисунок 7 – Временной сигнал (а) и спектр (б) виброускорения на корпусе:
зазор в подшипнике $\delta=0,06$ мм

Выводы

1. 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.
 2. В спектрах полученных сигналов подшипников с различными зазорами присутствуют составляющие вибраций с частотой близкой к ВРФО подшипника и их кратные гармоники.
 3. Уровень сигнала подшипников с увеличенным зазором значительно превышает сигнал “нормального” подшипника.
 4. 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.
 5. Для целей вибрационной диагностики желательно использование высокочастотной области, где уровень регистрируемого сигнала существенно выше.
- В качестве обобщающего вывода можно отметить, что моделирование 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.

Литература

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. Подшипники качения: Справочник / *Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я.* - 6-е изд., испр. и доп. - М.: Машиностроение, 1975. - 574 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. 138-14.*

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