

УДК: 519.24:621.752

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВЗАИМНО-РЕГРЕССИОННЫХ ФУНКЦИЙ И ДРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТОХАСТИЧЕСКОЙ СВЯЗИ ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ В ДИАГНОСТИКЕ РОТОРНЫХ МАШИН

© Ася Григорьевна Соколова, Феликс Янович Балицкий, Марина Анатольевна Иванова

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт Машиноведения им А. А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН), Москва, Россия
agsokolova@gmail.com

Аннотация. Статья посвящена исследованию возможностей использования совместных вероятностных характеристик относительной вибрации вала компрессора в подшипниках скольжения в двух взаимно-перпендикулярных направлениях измерения для целей виброконтроля технического состояния и обнаружения скрытых повреждений машинного оборудования в рабочих условиях без его демонтажа. Развитие деградиционных процессов в сопряженных элементах машинного оборудования приводит к нарушениям параметров функционирования, что является причиной изменения вероятностных характеристик и вида стохастической связи колебательных процессов в различных измерительных точках машины, существенно отклоняющихся от линейных при наличии грубых дефектов. На примере анализа взаимных регрессионных функций и других статистических характеристик вибросигналов в подшипниках скольжения центробежного пятиступенчатого компрессора ЦК-1 до и после его ремонта показана возможность диагностирования эксплуатационных повреждений контактирующих поверхностей подшипниковых узлов и качества их монтажа при проведении ремонтных работ.

Ключевые слова: вибродиагностика, подшипник скольжения, относительная вибрация вала, совместная плотность вероятности, взаимная регрессионная функция, коэффициент корреляции, корреляционное отношение.

Работа выполнена в рамках государственного задания ИМАШ РАН на проведение фундаментальных научных исследований на 2013-2020 гг. по теме № 5-13, регистрационный № 0120136077.

APPLICATION OF CROSS-REGRESSION FUNCTIONS AND OTHER STOCHASTIC RELATIONS BETWEEN VIBRATION PROCESSES TO ROTATING MACHINERY DIAGNOSTICS

© A. G. Sokolova, F. Ya. Balitsky, M. A. Ivanova

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS (IMASH RAN), Moscow, Russia
agsokolova@gmail.com

Abstract. The paper presents the results of investigations in using vibration characteristics of joint amplitude distribution for rotating machine diagnostics. The usage of such probabilistic features of shaft relative vibration in journal bearings in two mutual perpendicular measurement directions as cross-regression functions and other probability characteristics permits to increase the depth of machinery diagnosing due to extending the list of sensitive diagnostic symptoms, additional to

standard sign listing, based as a rule on Fast Fourier Transformation. It is a well-known fact, that machinery operational damages evaluation lead to nonlinear vibration features appearance or intensification, and spectral performance (in frequency domain) is becoming the inadequate diagnostic tool. But application of statistical methods (in time domain) favours the hidden faults detection in early stage. Analyses of the cross-regression function shapes is supplemented with numerical information of stochastic interdependence closeness of vibration signals – linear one under normal centrifugal compressor conditions, and nonlinear one under its journal bearing rough fault conditions. These parameters, directly describing the degree of nonlinear distortion of machine transient characteristics, in common with other stochastic vibration features are proposed as additional effective diagnostic tool. As it is shown, these parameters used for the centrifugal compressor condition monitoring are linear ones under normal compressor condition, and nonlinear ones under its journal bearing rough fault condition and may be used as sensitive diagnostic symptoms of machinery operational damages.

Key words: vibration diagnostics, journal bearing, relative shaft vibration, joint probability distribution, cross regression function, correlation coefficient, correlation ratio.

Acknowledgements. The work was carried out within the Russian state task of IMASH RAN for conducting fundamental scientific research for 2013-2020 on the topic № 5-13, state registration number 0120136077.

Введение. При решении задачи максимального снижения рисков и длительности внепланового останова критического машинного оборудования и экономии затрат на техническое обслуживание и ремонт (ТОиР), особенно в случаях возникновения скрытых дефектов, когда штатные системы по тем или иным причинам не реагируют на появление и развитие опасных эксплуатационных повреждений, необходимо проведение углублённого диагностического обследования, применение в дополнение к стандартным спектральным методам вибромониторинга и диагностики дополнительных, нестандартных методов обнаружения неисправностей и более чувствительных диагностических признаков [1]. Организация комплексного подхода к системе эксплуатационного контроля машин первой категории и критичности предполагает использование эффективных методов и средств раннего обнаружения развития деградиационных процессов в узлах машинного оборудования в процессе эксплуатации, идентификацию повреждений, формирование управляющего воздействия на объект с целью предотвращения непредвиденных аварийных ситуаций.

Целью настоящей работы является исследование возможностей использования в качестве диагностических признаков вероятностных характеристик вибрационных процессов для контроля технического состояния подшипников скольжения центробежного компрессора. Это обусловлено тем, что в общем перечне основных дефектов компрессорного оборудования первой группы критического риска 30% принадлежит дефектам подшипниковых узлов. При этом на сегодняшний день в промышленности применяют, в основном, системы эксплуатационного контроля и технического обслуживания, обеспечивающие ремонт после отказа оборудования, что предполагает внеплановый останов с огромными затратами на дорогостоящий ремонт с простоями оборудования или плановое периодическое техническое обслуживание с заменой пригодных деталей, простоями и огромными затратами на техническое обслуживание.

На сегодняшний день основным методом контроля вибрационного состояния объекта является оценка текущих значений уровней виброскорости в штатных точках корпусных конструкций в диапазоне частот (10-1000) Гц и сравнение их с пороговыми значениями, условно соответствующими четырём зонам технического состояния объекта: хорошему (*A*), допустимому (*B*), предельно допустимому (*C*) и недопустимому (*D*) [2]. Расшифровка причин роста виброактивности объекта и приближения к аварийному состоянию

осуществляется с помощью спектрального анализа корпусной вибрации. При данном подходе невозможно контролировать состояние узлов высокооборотных машин типа турбин или компрессоров, генерирующих высокочастотные вибрационные процессы. Особенно сложно контролировать состояние валов в подшипниках скольжения

К методам, существенно расширяющим возможности спектрального анализа, относятся методы оценки технического состояния роторных машин с использованием характеристик двумерных законов распределения и оценки вида и степени стохастической связи между вибрационными процессами в различных измерительных точках и сечениях машины. К таким характеристикам в первую очередь относятся условное математическое ожидание (регрессионная функция), условная дисперсия и числовые характеристики стохастической связи: коэффициент корреляции в случае линейной зависимости вибрационных процессов в линейной колебательной системе и корреляционное отношение в случае нелинейной связи в нелинейной системе.

Целесообразность использования данных характеристик в диагностических целях обусловлена тем обстоятельством, что развитие деградиционных процессов в сопряженных элементах машинного оборудования приводит со временем наработки к нарушениям геометрических параметров, изменениям жесткостных и демпфирующих характеристик аномально функционирующих узлов, что в свою очередь приводит к необходимости рассмотрения динамических моделей узлов в нелинейной постановке и использования нелинейных свойств объекта при виброакустической диагностике его технического состояния. Проявление искажения формы и свойств колебательных процессов при возникновении и развитии нелинейных эффектов гораздо информативнее во временной области, чем в частотной. Объективно это можно описать с помощью такой характеристики совместного закона распределения колебаний «входного» и «выходного» элементов звена с нелинейной характеристикой, как условное математическое ожидание, т.е. по форме регрессионной зависимости, существенно отклоняющейся от линейной при наличии дефектов, количественного изменения стохастической связи колебательных процессов в машине и других вероятностных характеристик.

1 Характеристики линейной стохастической связи случайных процессов. Значительные успехи в развитии методов виброакустической диагностики машинного оборудования и, особенно, диагностики механических конструкций обусловлены упрощающим предположением о возможности описания происходящих в них процессов в рамках линейной теории колебаний и линейных динамических моделей. Однако реальные объекты машиностроения чаще всего, по существу, являются нелинейными даже в условиях нормального функционирования. Развитие же деградиционных процессов в узлах машин, приводит к необходимости построения нелинейных динамических моделей и использования нелинейных свойств объекта.

Представление колебаний функционирующих машин и механизмов в виде случайных процессов привело к необходимости применения в диагностических целях методов вероятностного анализа и изучения стохастической связи между виброакустическими сигналами, измеренными в различных узлах или сечениях сложного машинного оборудования. Это необходимо при решении задач обнаружения и идентификации неисправностей, оценки свойств динамической модели диагностируемого узла и контроля изменения параметров технического состояния в процессе эксплуатации.

Для описания стохастической связи и воздействия на её изменения различных внешних факторов используются доступные для пользователей аппаратные и программные средства оценки формы связи (например, кривые регрессии) и тесноты связи (например, коэффициент корреляции), хотя в ряде случаев корреляционный анализ неэффективен или приводит к ошибочным результатам [3].

Наиболее распространёнными характеристиками стохастической связи случайных процессов $x(t)$ и $y(t)$ считаются взаимная корреляционная функция $K_{xy}(t_1, t_2)$, определяемая выражением

$$K_{xy}(t_1, t_2) = M\{[x(t_1) - m_x][y(t_2) - m_y]\}, \quad (1.1)$$

и её нормированное значение – коэффициент взаимной корреляции

$$R_{xy}(t_1, t_2) = M\{K_{xy}(t_1, t_2) / [K_x(t_1, t_1) K_y(t_2, t_2)]^{1/2}\} = M[K_{xy}(t_1, t_2) / \sigma_x(t_1) \sigma_y(t_2)]. \quad (1.2)$$

В выражениях (1.1-1.2) M – математическое ожидание произведения центрированных значений случайных функций $x(t)$ и $y(t)$ а σ_x , σ_y – стандартные отклонения от средних значений m_x и m_y [4]. Упрощенное выражение коэффициента корреляции (1.2), при отсутствии временной задержки ($t_2 - t_1$) между процессами с дискретными отсчетами x_i , y_j , на одном временном интервале ($i, j = 1, \dots, k$) имеет вид:

$$R_{xy} = \left(\sum_{i,j=1}^k x_i y_j \right) / \sigma_x \sigma_y. \quad (1.3)$$

Применимость корреляционных характеристик для оценки стохастической связи двух процессов ограничивается случаем линейной связи. Теснота линейной связи лежит в пределах

$$-1 \leq R_{xy} \leq +1. \quad (1.4)$$

Равенство $|R_{xy}| = 1$ свидетельствует о функциональной связи между случайными величинами X и Y . Обратное утверждение неверно: при нелинейной функциональной зависимости коэффициент корреляции может быть $|R_{xy}| < 1$ и даже равен нулю. Если случайные величины X и Y независимы, $R_{xy} = 0$. Однако обратное заключение неправомерно, так как эти величины могут быть как независимыми, так и зависимыми, поэтому их называют несвязанными или некоррелированными. Математическое обеспечение процедур оценки вида и степени нелинейной связи колебаний основывается на анализе характеристик совместной плотности вероятности мгновенных значений двух вибрационных процессов.

2 Совместное распределение вероятностей случайных процессов и условные законы распределения. Обобщённой характеристикой совместного поведения двух случайных процессов $x(t)$ и $y(t)$ является *двумерный интегральный закон распределения вероятностей*:

$$P(x, y) = P\{x(t) \leq x_i; y(t) \leq y_j\},$$

позволяющий оценить вероятность того, что в один и тот же момент времени t значение функции $x(t)$ находится ниже уровня x_i , а значение $y(t)$ – ниже уровня y_j . Вторая производная интегральной функции распределения $P(x, y)$ дает *совместную двумерную плотность распределения вероятностей* этих же процессов:

$$p(x, y) = \frac{\partial^2 P(x, y)}{\partial x \partial y} \quad (2.1)$$

и характеризует вероятность попадания мгновенных значений сигналов $x(t)$ и $y(t)$ в элементарный прямоугольник с вершиной в точке (x, y) и сторонами Δx , Δy ; $\Delta x \rightarrow 0$, $\Delta y \rightarrow 0$. Рассматривая цифровую реализацию случайного процесса как совокупность случайных величин в дискретные моменты времени t_i , можно решать задачу статистической оценки параметров связи двух случайных процессов.

Теоретически двумерную величину $p(x, y)$ можно рассматривать как случайный вектор или точку плоскости со случайными координатами (x_i, y_j) [4]. Дискретная двумерная случайная величина характеризуется таблицей 1 совместного распределения вероятностей.

Таблица 1

Матрица двумерного распределения

	x_1	...	x_i	...	x_n	
	$p(x_1)$...	$p(x_i)$...	$p(x_n)$	
y_1	$p(x_1, y_1)$...	$p(x_i, y_1)$...	$p(x_n, y_1)$	$p(y_1)$
...
y_j	$p(x_1, y_j)$...	$p(x_i, y_j)$...	$p(x_n, y_j)$	$p(y_j)$
y_m	$p(x_1, y_m)$...	$p(x_i, y_m)$...	$p(x_n, y_m)$	$p(y_m)$

В ячейке этой таблицы с координатами (x_i, y_j) указывается вероятность $p(x_i, y_j)$ ($i = 1, 2, \dots, n$; $j = 1, 2, \dots, m$) того, что случайная величина X примет значение x_i , а случайная величина Y примет значение y_j , так что $p(x_i, y_j)$ есть вероятность совпадения событий $(X = x_i)$ и $(Y = y_j)$. Предполагается, что все комбинации $(X = x_i)$, $(Y = y_j)$ составляют полную группу событий и потому сумма вероятностей, стоящих в таблице 1, равна единице, т.е. $\sum_i \sum_j p(x_i, y_j) = 1$.

Если известна двумерная плотность распределения вероятностей $p(x, y)$, то, суммируя все вероятности в i -ом столбце и j -ой строке, можно определить *одномерные плотности распределения*:

$$p(x_i) = P(X = x_i) = \sum_j p(x_i, y_j), \quad (2.2)$$

$$p(y_j) = P(Y = y_j) = \sum_i p(x_i, y_j). \quad (2.3)$$

Условием независимости двух процессов $x(t)$ и $y(t)$ является выражение

$$p(x, y) = p(x) p(y).$$

Зависимость между двумя случайными событиями сказывается в том, что условная вероятность одного события при наступлении другого события отличается от безусловной вероятности первого события. Чтобы исследовать влияние одной величины на изменение другой, рассматривают *условные законы распределения* первой величины при фиксированных значениях второй величины.

Условная вероятность события $Y = y_j$, если наблюдалось событие $X = x_i$, будет равна отношению

$$p(Y/x) = p(y_j/x_i) = p(x_i, y_j) / p(x_i). \quad (2.4)$$

Совокупность условных вероятностей $p(y_1/x_i)$, $p(y_2/x_i)$, ..., $p(y_j/x_i)$, $p(y_{j+1}/x_i)$, ..., отвечающих одному и тому же условию $X = x_i$, называют *условным распределением* Y при $X = x_i$. Сумма условных вероятностей при $X = x_i$ равна единице, т.е.

$$\sum_j p(y_j/x_i) = \frac{\sum_j p(x_i, y_j)}{p(x_i)} = 1.$$

Аналогичным образом можно рассматривать условные законы распределения величины X при фиксированных значениях $Y = y_j$, определяемые совокупностью условных вероятностей

$$p(x_i/y_j) = \frac{p(x_i, y_j)}{p(y_j)}, \quad i = 1, 2, \dots \quad (2.5)$$

3 Функция взаимной регрессии как характеристика вида стохастической связи случайных процессов. Важными характеристиками характера стохастической связи двух случайных процессов $x(t)$ и $y(t)$ являются *условные математические ожидания (функции регрессии)*. Условным математическим ожиданием $M(Y/x)$ дискретной величины Y от $X = x$, где x может равняться $x_1, x_2, \dots, x_i, \dots$, называют сумму произведений возможных значений Y на их условные вероятности $p(Y/x)$:

$$M(Y/x) = \sum_j y_j p(y_j/x). \quad (3.1)$$

Эта функция описывает положение центра масс вероятностей на «вертикальных» прямых $X=x=\text{const}$ и имеющих ординаты y_j ($j=1, 2, \dots$). С изменением x , т.е., при переходе от одного столбца таблицы 1 к другому, опрашиваются все значения функции $M(Y/x)$, называемой функцией регрессии Y по X .

Аналогично выглядит выражение для функции регрессии X по Y - $M(X/y)$:

$$M(X/y) = \sum x_i p(x_i/y) \quad (3.2)$$

По виду кривых регрессии нельзя точно определить тесноту стохастической связи, но можно установить, во-первых, наличие или отсутствие таковой, во-вторых, оценить вид связи: линейной или нелинейной. В-третьих, для случайных процессов с нормальным законом распределения процессов в колебательной системе, близкой к линейной, можно приближенно оценить тесноту связи по величине косинуса угла между линиями регрессионных зависимостей $M(X/y)$ и $M(Y/x)$.

Форма функций взаимной регрессии характеризует вид стохастической связи: график функции взаимной регрессии является прямой линией только в случае линейной стохастической связи, - при нелинейной связи он отличен от прямой. Это свойство лежит в основе виброакустического взаимно-регрессионного метода оценки отклонения технического состояния узла машины от нормы по колебаниям, измеренным в двух разных точках машины в процессе эксплуатации [1, 5].

При оценке тесноты стохастической связи колебательных процессов в нелинейной системе приходится обращаться к условным моментным функциям второго порядка, таким как условные дисперсии и корреляционные отношения.

Условная дисперсия $D(Y/x)$ характеризует меру рассеивания случайной переменной Y относительно кривой регрессии при условии, что случайная переменная X принимает значение x .

$$D(Y/x_i) = \sum_j [y_j - M_Y(Y/x_i)]^2 p(y_j/x_i). \quad (3.3)$$

Из этого выражения после несложных преобразований [3] можно получить формулу

$$D(Y/x_i) = M_Y(Y^2/x_i) - [M_Y(Y/x_i)]^2, \quad (3.4)$$

из которой видно, что условная дисперсия может быть найдена как разность между вторым условным моментом $M(Y^2/x)$ и квадратом условного математического ожидания $M(Y/x)$. Зависимость $D(Y/x)=\varphi(x)$, называемая скедастической функцией, характеризует рассеяние в квадратичной мере. Наряду с этой характеристикой используют условное среднеквадратическое отклонение $\sigma(Y/x)$ как корень из условной дисперсии. Ниже, на рисунках, построенных в среде *MatLab*, из-за отсутствия греческого шрифта вместо $\sigma(Y/x)$ введено обозначение $E(Y/x)$.

Чтобы получить представление о рассеянии случайной переменной Y во всём диапазоне изменения x , используют вероятностную характеристику $MD(Y/x)$ – среднюю условную дисперсию:

$$MD(Y/x) = \sum_i D(Y/x_i)p(x_i). \quad (3.5)$$

При этом полная дисперсия Dy является суммой средней условной дисперсии и дисперсии условного математического ожидания:

$$Dy = MD(Y/x) + D[M(Y/x)], \quad (3.6)$$

откуда следует, что $MD(Y/x) \leq Dy$, а равенство $MD(Y/x) = Dy$ имеет место только в случае равенства нулю условного математического ожидания.

Поскольку дисперсия условного математического ожидания $D[M(Y/x)]$ представляет ту часть полной дисперсии Dy переменной Y , которая связана с влиянием переменной X , можно считать, что средняя условная дисперсия характеризует нелинейную стохастическую связь между случайными переменными. В качестве меры связи в теории вероятности используются характеристики η_{yx} и η_{xy} , называемые корреляционными отношениями Y по x и X по y , которые (из-за отсутствия греческого шрифта при расчёте в среде *MatLab*) обозначены как $Cor Yx = \eta_{yx}$ и $Cor Xy = \eta_{xy}$.

Аналитические выражения квадрата меры связи между случайными переменными X и Y описываются в виде:

$$\eta_{yx}^2 = 1 - \frac{MD(Y/x)}{Dy}, \quad (3.7)$$

$$\eta_{xy}^2 = 1 - \frac{MD(X/y)}{Dx}. \quad (3.8)$$

Свойства корреляционных отношений, характеризующие концентрацию распределения около кривых регрессии, отличаются от свойств корреляционных функций.

Основные свойства корреляционных отношений:

- Пределы измерения: $0 \leq \eta_{yx}^2 \leq 1$; $0 \leq \eta_{xy}^2 \leq 1$.
- Равенство $\eta_{yx} = 0$ означает, что Y не коррелирована с X . Если параметр Y не зависит от X , то $\eta_{yx} = 0$, но обратное, в общем случае, неверно. Равенство $\eta_{yx} = 1$ имеет место только в случае функциональной зависимости переменных. Равенство $\eta_{yx} = 0$ означает, что Y не коррелирована с X . Если параметр Y не зависит от X , то $\eta_{yx} = 0$, но обратное, в общем случае, неверно. В общем случае $\eta_{yx} \neq \eta_{xy}$. Это свойство означает, что в отличие от коэффициента корреляции корреляционное отношение – несимметричная характеристика связи.
- Если связь между переменными X по Y линейна, то $\eta_{yx} = \eta_{xy}$.
- При линейной регрессии $\eta_{yx} = R_{yx}$, где R_{yx} - коэффициент корреляции, т.е. корреляционное отношение служит характеристикой и линейной связи.
- При нелинейной регрессии $R_{yx} \leq \eta_{yx}$.

Следует подчеркнуть, что корреляционное отношение не является мерой, позволяющей судить о независимости случайных переменных, тем не менее, использование этой характеристики существенно расширяет возможности оценки текущего технического состояния объекта диагностирования, обладающего нелинейными свойствами.

4 Краткое описание условий проведения экспериментальных исследований. Апробация метода взаимного регрессионного анализа вибрационных процессов в диагностических целях проведена на пятиступенчатом центробежном компрессоре ЦК-1 нефтеперекачивающей установки 35/8-300Б, блок-схема которой приведена на рис.1.

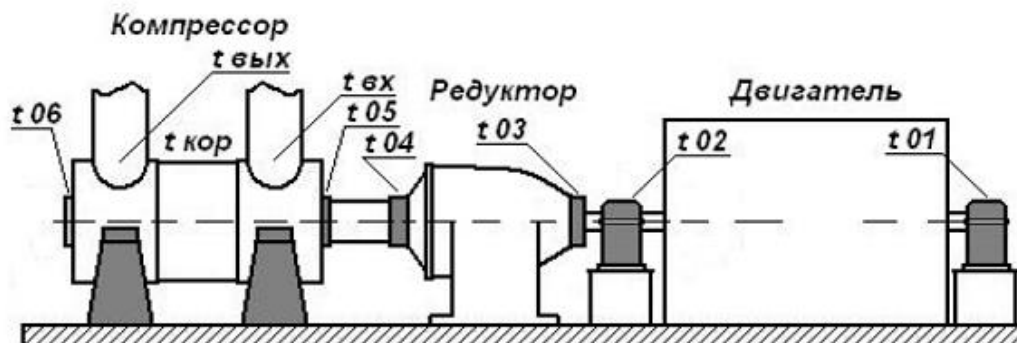


Рис.1 Блок-схема установки 35/8-300Б и расположения датчиков вибрации

Установка 35/8-300Б, состоящая из асинхронного двигателя (типа *DKKVX* 1636-6/4 *WE* $P=5000/2500$ кВт), редуктора (турбопланетарная передача А 45·8,32) и центробежного пятиступенчатого компрессора ЦК-1, оказавшаяся в предаварийном состоянии из-за агрессивного внешнего высокотемпературного воздействия, требовала повышенного внимания к её техническому состоянию, чтобы обеспечить её функционирование без сбоев до проведения технического обслуживания (ТО) в запланированные сроки.

Анализ уровней виброскорости в штатных точках корпуса установки в соответствии с ГОСТом 10816-3-20002 [2] позволял сделать заключение о недопустимости её эксплуатации уже с 13.01.14 из-за превышения допустимого уровня вибрации двигателя в горизонтальном направлении. Далее, с наработкой, уровень вибрации установки только возрастал. Уровень вибрации компрессора в т. 6-г 28.02.2014 попал в зону “D” (недопустимого значения, превышающего пороговый уровень виброскорости 7.1 мм/с). Однако ожидаемый высокий уровень финансовых потерь из-за несвоевременного останова установки до запланированного срока проведения ТО и вынужденного простоя оборудования при проведении ремонта вынудил руководство принять решение: продолжить эксплуатацию установки до запланированного ТО под строгим контролем её виброактивности. Естественный ожидаемый результат – дальнейшее развитие деградиционных процессов в узлах оборудования до их разрушения.

Анализ результатов спектрального анализа сигналов виброскорости в штатных точках установки, проведенный в заводских условиях в реальном масштабе времени, показал наличие изменений общих уровней и наибольших изменений спектральных амплитуд гармоник частоты вращения вала двигателя (входного вала редуктора) ($F_{вр1}=24.95$ Гц), а также субгармоник и высших гармоник частоты вращения вала компрессора ($F_{вр2}=206.3$ Гц). Наибольший рост виброактивности наблюдался в зоне частоты субгармонических колебаний вала компрессора ($1/4 \cdot F_{вр2}=51.56$ Гц), близкой к критической частоте (поперечных) колебаний вала ($F_{кр} \approx 55$ Гц).

Этих данных спектрального анализа виброскорости корпусной вибрации, однако, оказалось недостаточно для оценки текущего технического состояния агрегатов установки и принятия объективного решения о дальнейшей её эксплуатации. Для более достоверной оценки технического состояния машины была проведена работа, связанная с привлечением дополнительных методов постобработки сигналов относительного виброперемещения вала компрессора с вихретоковых датчиков.

Контроль параметров относительного виброперемещения вала в переднем и заднем подшипниках компрессора осуществлялся в измерительных точках $t05$ и $t06$ (рис.1).

В результате ревизии состояния компрессора во время ТО были обнаружены множественные повреждения элементов подшипников, подробное описание которых с иллюстрациями приведены в [8]: на деталях переднего подшипника видны следы контакта шейки вала и вкладышей подшипника; на деталях заднего подшипника видны следы контакта шейки вала

и вкладышей со сколами и разрушением баббита вкладышей, разрушением баббита упорных сегментов. Ниже на фотографиях деталей подшипников скольжения, сделанных во время разборки агрегата для ремонта, показаны эксплуатационные повреждения, возникшие в результате аварийной ситуации (рис.2, 3).

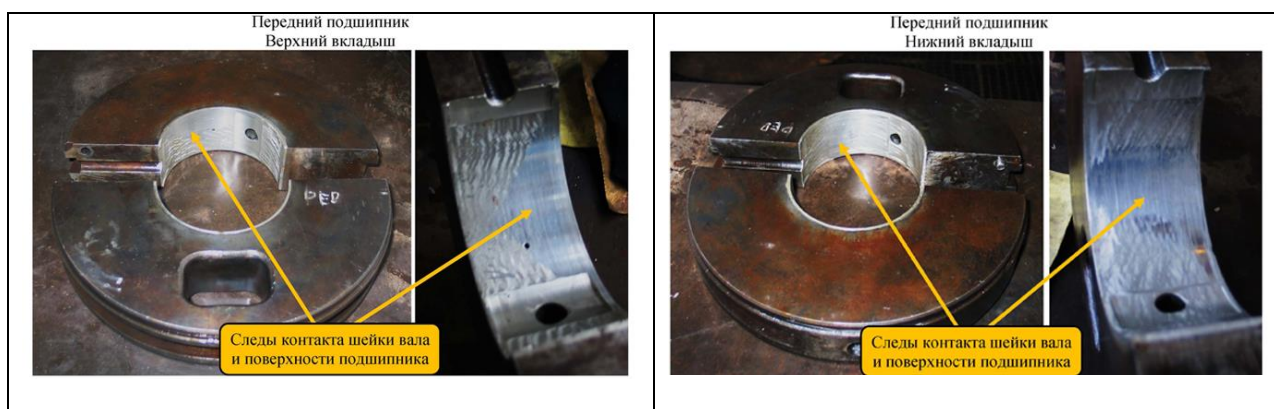


Рис.2 Детали переднего подшипника компрессора: на верхнем и нижнем вкладышах видны следы контакта шейки вала и поверхности подшипника

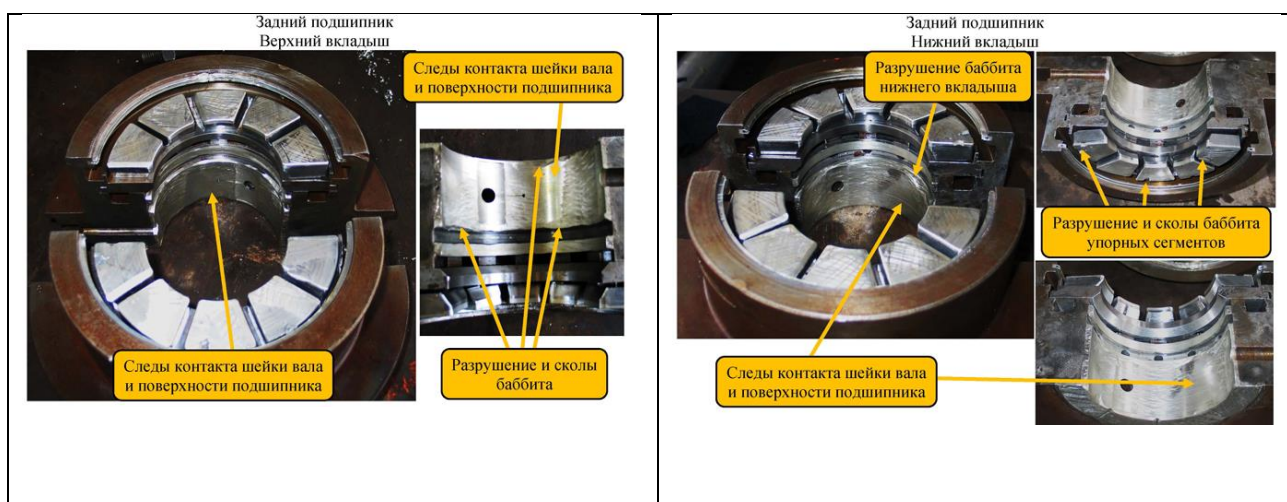


Рис. 3 Детали заднего подшипника компрессора: следы контакта шейки вала и поверхности верхнего и нижнего вкладышей со сколами и разрушением баббита вкладышей, разрушение баббита упорных сегментов

При измерении относительной вибрации ротора вихретоковыми датчиками, установленными на подшипниках скольжения в двух взаимно перпендикулярных направлениях, по каждому каналу измерялись временные реализации, условно обозначенные как «горизонтальные» и «вертикальные». На иллюстрациях для характеристик вибрации передней опоры (ПО) использованы обозначения: 5H и 5V, для сигналов задней опоры (ЗО): 6H и 6V. Данные обработки вибросигналов проведены для узкой полосы частот (20-220) Гц, содержащей основные частоты возбуждения колебаний вала в подшипниках скольжения. Ниже приведены результаты спектрального и вероятностного анализа относительных виброперемещений вала в зазорах подшипников скольжения ПО и ЗО, зарегистрированных в условиях предаварийной работы установки при наличии развитых эксплуатационных повреждений элементов подшипников (от 06.03.14), и после их устранения при проведении (ТОиР) установки с заменой подшипников (от 14.03.14).

5 Результаты спектрального анализа параметров относительной вибрации вала компрессора. На рис.4 представлены амплитудные спектры $A(F)$ относительной вибрации вала компрессора ПО в вертикальном (5V) и горизонтальном (5H) направлениях измерения в предаварийном состоянии и после проведения ремонта компрессора с заменой подшипников.

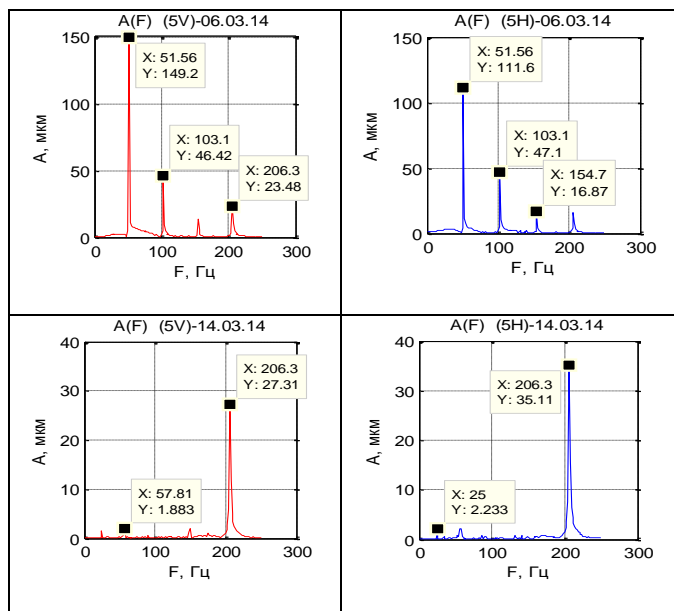


Рис. 4 Амплитудные спектры относительной вибрации вала в передней опоре компрессора ЦК-1. Вверху - до ремонта установки (от 06.03.14), внизу – после ремонта (от 14.03.14)

На рис.5 представлены аналогичные спектры относительной вибрации вала компрессора в заднем подшипнике в вертикальном (6V) и горизонтальном (6H) направлениях измерения.

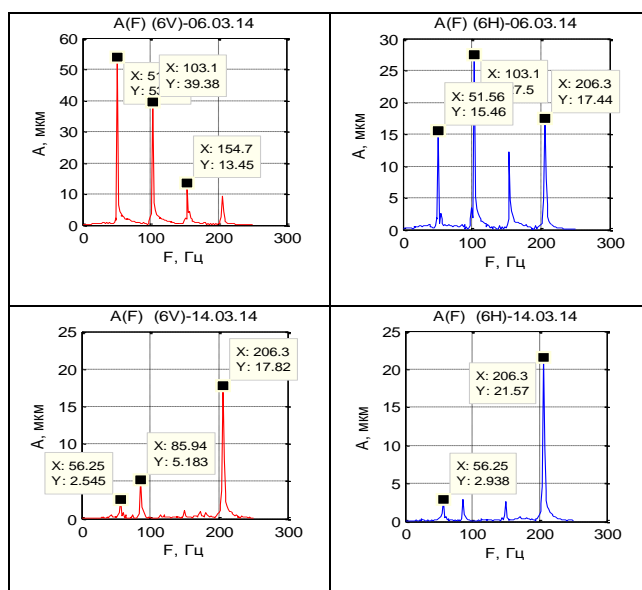


Рис. 5 Амплитудные спектры относительной вибрации вала в задней опоре компрессора ЦК-1. Вверху - до ремонта установки (от 06.03.14), внизу – после ремонта (от 14.03.14)

Сопоставление спектральных картинок, приведенных на рисунках 4 и 5 до ремонта компрессорной установки и после, говорит о существенных различиях в условиях генерации колебаний вала в подшипниках компрессора, находящегося в состоянии, близком к аварийному (от 06.03.14), и близком к нормальному (от 14.03.14) после замены подшипников. В предаварийном состоянии компрессора спектр относительной вибрации вала довольно широкополосный, насыщенный гармониками и субгармониками частоты вращения вала компрессора и входного вала редуктора, комбинационными частотами и, доминирующей по амплитуде модифицированной критической частотой ротора ($F_{мкр} = 51.56$ Гц). Смещение частоты (затягивание) обычно происходит в нелинейных системах, о чём говорит также появление в спектрах относительной вибрации вала гармоник основных частот возбуждения, субгармоник, комбинационных частот, а также перераспределение энергии колебаний в пользу низких частот, близких к критической (см. спектры вибрации от 06.03.14 на рисунках 4 и 5).

После ремонта установки с заменой подшипников основной частотой возбуждения относительной вибрации вала (от 14.03.14) в полосе частот (20-220) Гц стала частота его вращения $F_{вр2} = 206.3$ Гц. При этом можно увидеть некоторые различия в спектрах вибрации вала после ремонта (от 14.03.14) в переднем и заднем подшипниках. Если в переднем подшипнике (рис.4) колебания вала близки к гармоническим, то в спектрах вибрации вала в заднем подшипнике (рис.5) присутствуют компоненты, искажающие форму гармонических колебаний. Возбуждение нелинейных колебаний вала в заднем подшипнике сразу после ремонта позволяет усомниться в качестве проведенного ТОиР.

5 Анализ характеристик двумерного закона распределения вероятностей. Поскольку задачей исследования была оценка реакции вероятностных характеристик вибрации компрессора на изменение его технического состояния, то резонно было сделать визуальный анализ реакции как самих законов распределения, так и их характеристик. Ниже на рис. 6-9 приведены сводные картинки параметров относительной вибрации вала в переднем (5V-5H) и заднем (6V-6H) подшипниках компрессора в предаварийном состоянии (от 06.03.14) до ремонта установки и после её ремонта (от 14.03.14).

На рисунках 6-9 в первой строке сверху приведены фрагменты временных реализаций $x(t)$ и $y(t)$ относительного виброперемещения вала в полосе частот (20-220) Гц в подшипнике скольжения в двух взаимно-перпендикулярных направлениях измерения, ориентированных под углом 45° к вертикали. Условно эти направления измерения обозначены как «вертикальные» (5V, 6V) и «горизонтальные» (5H, 6H). Далее представлены изображения двумерного закона распределения вероятностей амплитуд $p(x,y)$ в формате 3D и его контурного изображения на плоскости (x,y) в формате 2D.

Во второй строке слева, под временными реализациями приведены гистограммы одномерных законов распределения $p(x)$ и $p(y)$. Далее приведены изображения условного закона $p(X/y)$ в форматах 3D и 2D.

В третьей строке слева изображены условные математические ожидания (функции взаимной регрессии) $M(Y/x)$, $M(X/y)$ и условные среднеквадратические отклонения $E(X/y)$, $E(Y/x)$. Далее приведены изображения условного закона $p(Y/x)$ в форматах 3D и 2D.

Сопоставление однотипных характеристик, приведенных на рис.6-7 для вибрации вала в переднем подшипнике компрессора (5V-5H) и на рис.8-9 для вибрации в заднем подшипнике (6V-6H) позволяет сделать заключение о том, что все без исключения одномерные и двумерные вероятностные характеристики реагируют на изменение технического состояния подшипников скольжения и, в принципе, могут быть использованы в качестве диагностических признаков неисправностей. При этом только взаимно-регрессионные функции $M(Y/x)$, $M(X/y)$ позволяют сделать заключение о том, что наличие эксплуатационных повреждений элементов подшипника изменяют вид стохастической связи колебаний $x(t)$ и $y(t)$ ротора в подшипнике, который становится существенно нелинейным под воздействием деградационных процессов.

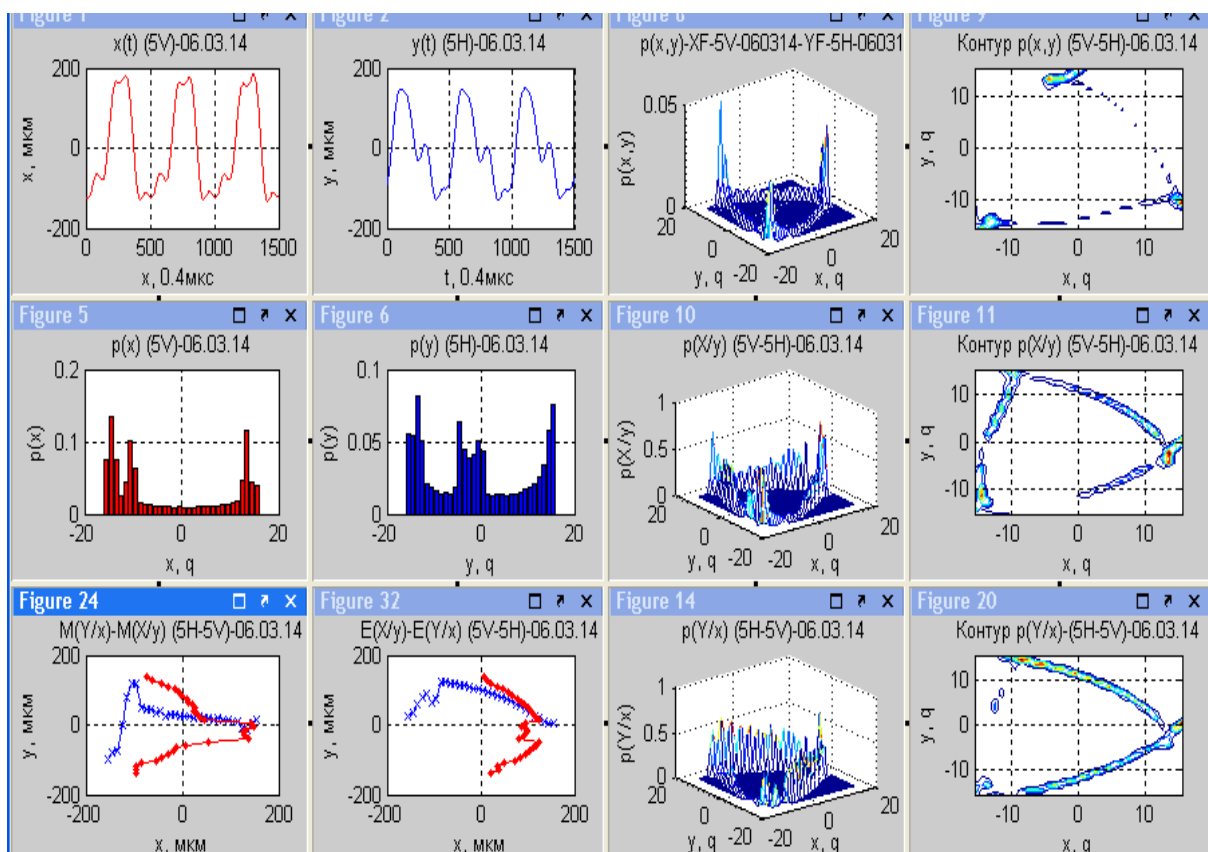


Рис. 6. Параметры (5V-5H) относительной вибрации вала компрессора в подшипнике ПО от 06.03.14 до ремонта установки в предаварийном состоянии

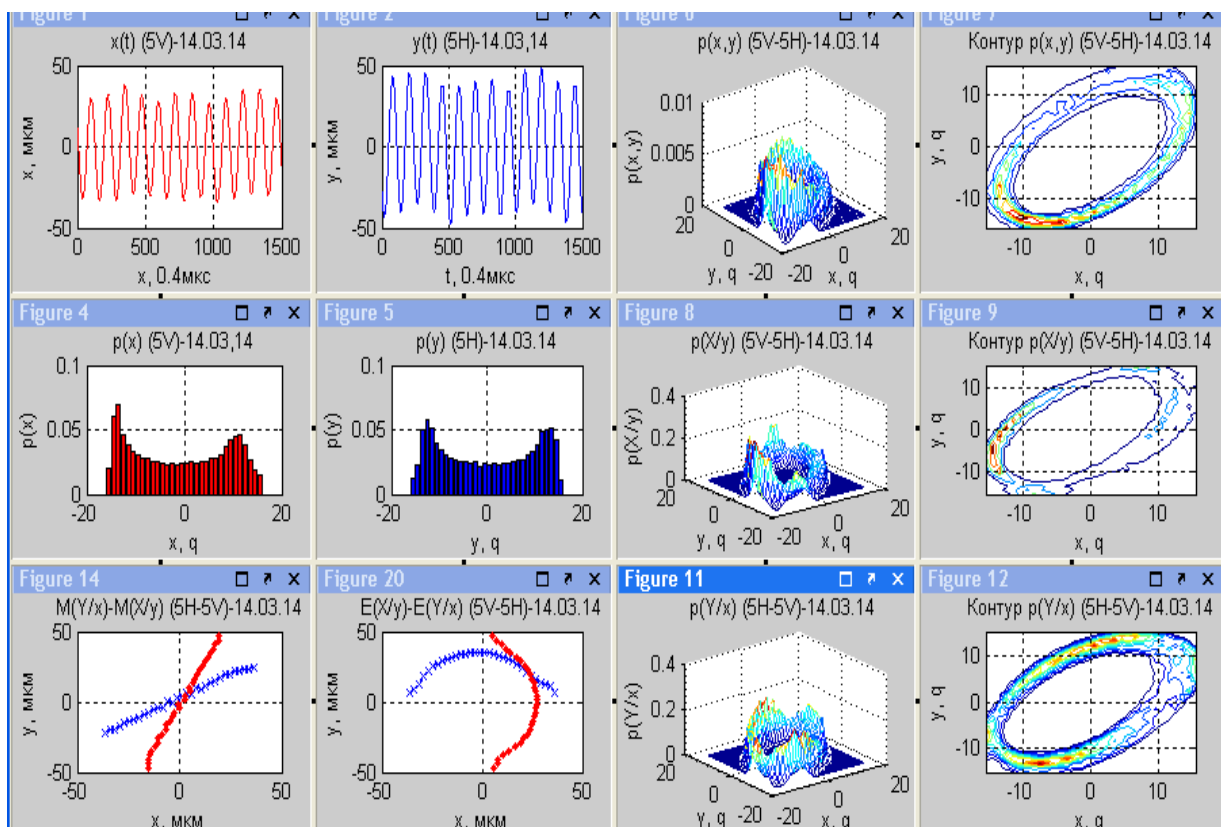


Рис. 7 Параметры (5V-5H) относительной вибрации вала компрессора в подшипнике ПО от 14.03.14 после ремонта установки в состоянии, близком к нормальному

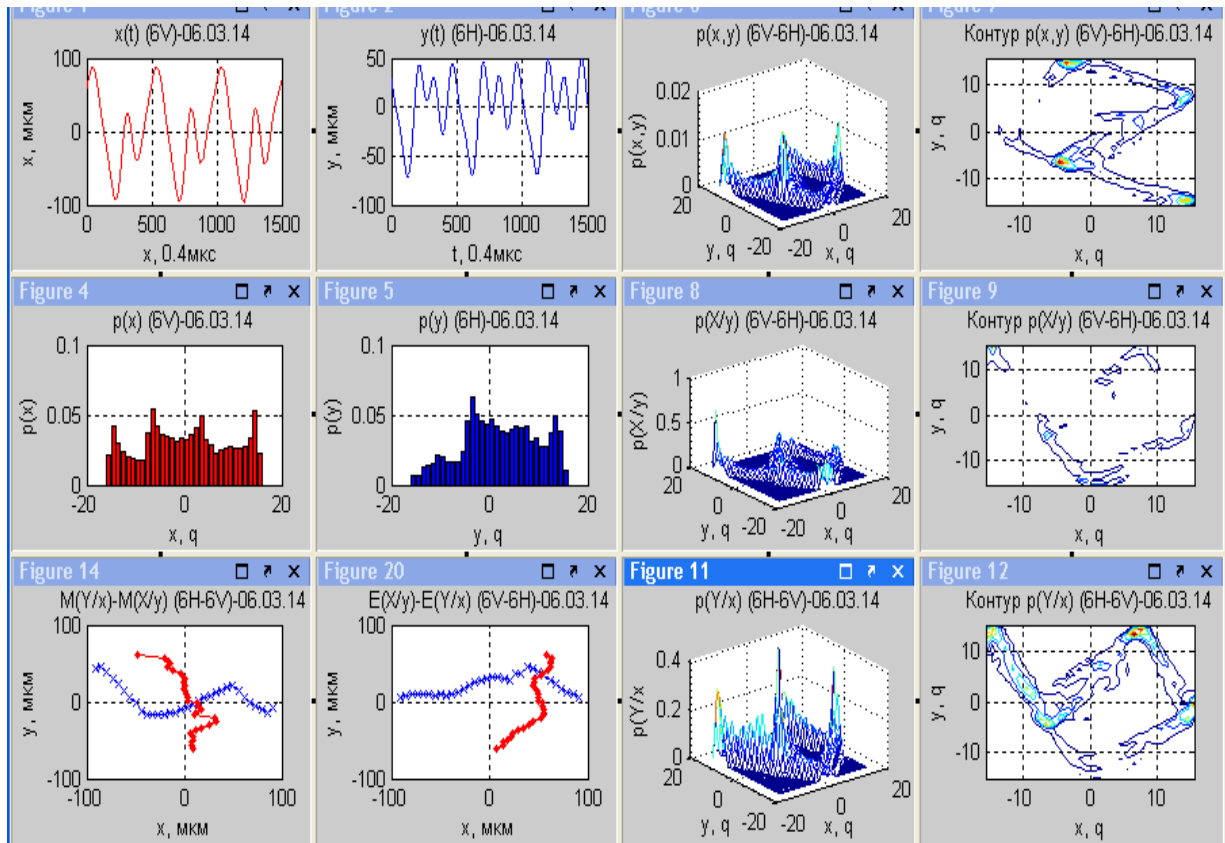


Рис. 8 Параметры (6V-6H) относительной вибрации вала компрессора в подшипнике ПО от 06.03.14 до ремонта установки в предаварийном состоянии

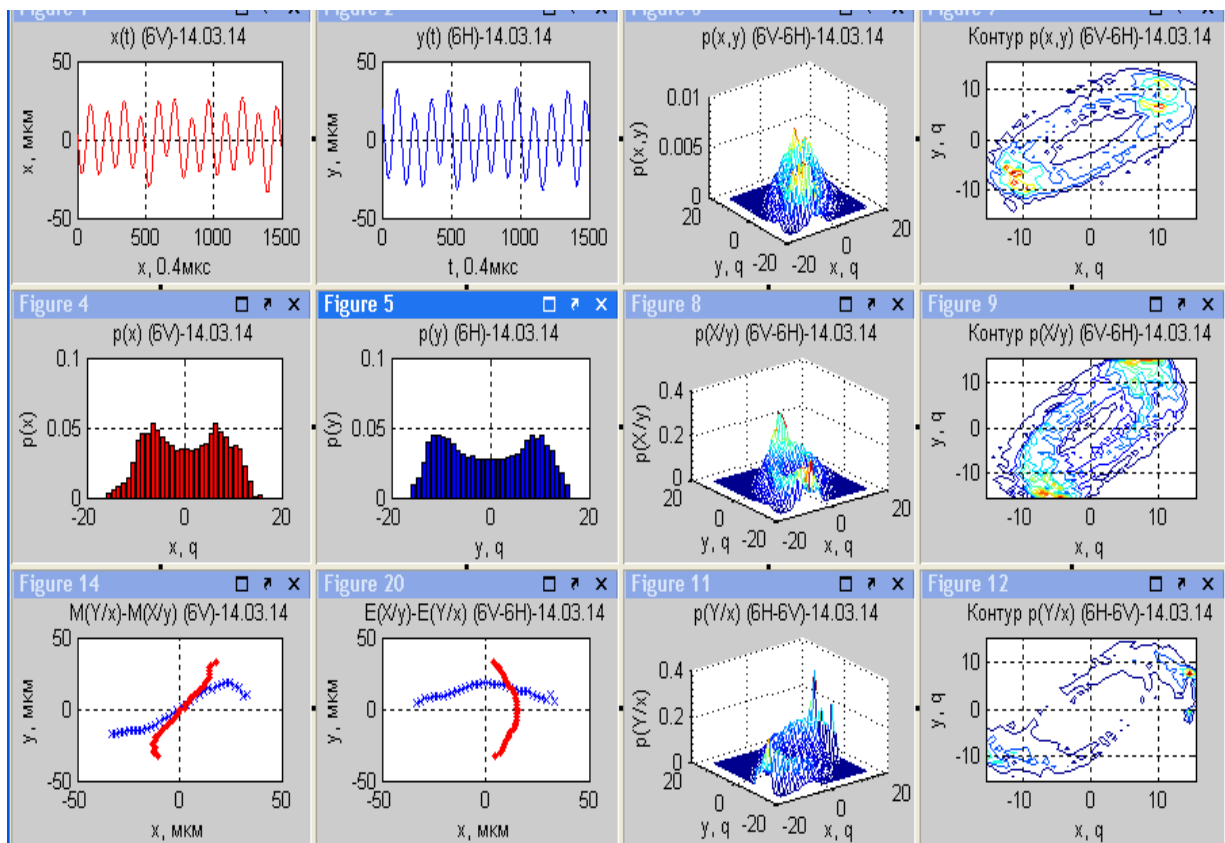


Рис. 9 Параметры (6V-6H) относительной вибрации вала компрессора в подшипнике ПО от 14.03.14 после ремонта установки в состоянии, близком к нормальному

На рис.7 (слева внизу) изображены линии взаимно-регрессионной функции «вертикальной» и «горизонтальной» составляющих относительной вибрации вала в переднем подшипнике компрессора, характеризующие зависимости, близкие к линейным. Из свойств корреляционных отношений, приведенных в разделе 3, следует, что если $CorYx \approx CorXy \approx /Rxy/$, то колебательная система близка к линейной. Действительно, данные, приведенные в столбце 2 таблицы 2, подтверждают заключение о состоянии колебательной системы «вал компрессора – передний подшипник» после ремонта (от 14.03.14), - близкой к линейной, так как все меры связи вибросигналов в вертикальном (5V) и горизонтальном (5H) направлениях измерения практически одинаковы (≈ 0.525).

Таблица 2

Значения коэффициента корреляции Rxy и корреляционных отношений $CorXy$ и $CorYx$ относительной вибрации вала в переднем и заднем подшипниках компрессора ЦК-1 после ремонта установки (от 14.03.14) и в аварийном состоянии до её ремонта (от 06.03.14)

Изм.точки	5V-5H (передний подшипник)		6V-6H (задний подшипник)	
	2	3	4	5
1				
Дата	14.03.14	06.03.14	14.03.14	06.03.14
Rxy	0.52596	0.08203	0.66888	-0.23422
$CorXy$	0.52474	0.82499	0.6313	0.47799
$CorYx$	0.52481	0.53793	0.71246	0.44327

Относительно данных, приведенных в столбце 4 табл.2 по поводу типа связи вертикальной и горизонтальной составляющих относительной вибрации вала (6V-6H) в заднем подшипнике после ремонта компрессора (от 14.03.14), заключение о линейности стохастической связи можно сделать с некоторой натяжкой, поскольку значения ($CorXy \approx 0.63$) \neq ($CorYx \approx 0.71$) и ($CorYx = 0.71$) $>$ ($Rxy \approx 0.67$). Это же заключение о незначительном отклонении от линейности системы «вал компрессора – задний подшипник» можно сделать на основании визуального анализа вида кривых регрессии, изображённых на рис.9. Можно предположить, что причиной небольшого отклонения от линейности является наличие дефекта монтажа задней опоры компрессора или некачественное проведение ТО.

При появлении значительных эксплуатационных повреждений подшипниковых узлов стохастическая связь становится существенно нелинейной, что хорошо отслеживается по виду регрессионных кривых на рис.6 и 8. Графики и функции взаимной регрессии из прямолинейных становятся криволинейными и смещается положение точки пересечения кривых регрессии. График становится несимметричным и криволинейным. Значения параметров стохастической связи вибросигналов в точках на переднем (5V-5H) и заднем (6V-6H) подшипниках до ремонта, от 06.03.14, существенно различаются между собой (см. столбцы 3 и 5 табл. 2). При этом графики условных среднеквадратических отклонений $E(Y/x)$ и $E(X/y)$ относительной вибрации вала в обоих подшипниках компрессора (рис.1, d и 2, d) указывают на существенное увеличение рассеивания случайной переменной Y относительно кривой регрессии $M(Y/x)$ при фиксированном значении x (то же по поводу переменной X) по сравнению с теми же данными после ремонта установки.

Степень отклонения регрессионных зависимостей от прямых линий (мера нелинейности) может служить мерой отклонения технического состояния подшипника от нормы, т. е. степенью развития деградационных процессов. Сопоставление численных значений рассмотренных выше мер связи вибрационных процессов в узлах машинного оборудования, находящегося в предаварийном состоянии, с аналогичными параметрами оборудования в нормальном состоянии, демонстрирует высокую чувствительность вероятностных характеристик к отклонению технического состояния машины от нормы а визуальный образ

глубины повреждения подшипникового узла по данным анализа вида регрессионных функций не оставляет сомнений для эксперта в области виброакустической диагностики машин.

Результаты анализа вида функций взаимной регрессии относительной вибрации вала по сигналам с ортогонально расположенных на обойме подшипника датчиков относительного виброперемещения, характеризующих характер стохастической связи этих колебаний, наглядно продемонстрировали возможность обнаружения неисправностей в работе машинного оборудования и, в частности, наличия эксплуатационных повреждений на обоях подшипников (задиры и повреждения слоя баббита [6]) а также дефектов монтажа оборудования при сборочно-разборочных работах и проведении ТОиР.

Заключение. В соответствии с действующей в виброакустической диагностике концепцией эффективного диагностирования машин только в многомерном пространстве диагностических признаков, в данной работе для обнаружения неисправностей сложного компрессорного оборудования сделана попытка применения дополнительных к доминирующему в настоящее время методу формирования диагностических признаков неисправностей на основе спектрального анализа вибрации. Показано, что использование в диагностических целях методов анализа вероятностных характеристик вибросигналов, в том числе параметров оценки вида стохастической связи колебательных процессов, обеспечивает возможность не только обнаружения эксплуатационных повреждений, но и многоплановой оценки изменений текущего технического состояния машинного оборудования в процессе эксплуатации.

Приведенные в данной работе примеры успешного обнаружения скрытых эксплуатационных повреждений подшипников скольжения центробежного компрессора ЦК-1 заводской установки 35/8-300Б в рабочих условиях на основе совместного использования визуального образа глубины повреждения узла по данным анализа вида кривых взаимной регрессии вибрационных процессов в машине и численной оценки параметров их стохастической связи позволяют констатировать целесообразность применения данной методики для бездемонтажного контроля технического состояния трудно доступных узлов машинного оборудования и обнаружения эксплуатационных повреждений на ранней стадии их развития в целях предупреждения развития аварийных ситуаций.

Разработанное алгоритмическое и программное обеспечение метода обнаружения скрытых дефектов узлов машинного оборудования на основе анализа стохастической связи вибрационных процессов позволяет установить факт возбуждения в динамической системе объекта диагностирования нелинейных колебаний, оценить вид и степень нелинейных связей колебательных процессов не только по данным взаимного регрессионного и корреляционного анализа вибрационных процессов, но и по форме одномерных и двумерных законов распределения амплитуд виброакустических сигналов.

Комплексное использование различных вероятностных характеристик относительного виброперемещения вала в подшипниках скольжения роторных машин и спектров вертикальной и горизонтальной вибрации существенно расширяет возможности диагностического анализа вибросигналов при обнаружении скрытых дефектов. Результаты анализа одномерных и совместных вероятностных характеристик вертикальной и горизонтальной составляющих относительной вибрации вала компрессора ЦК-1 заводской нефтеперекачивающей установки 35/8-300Б подтвердили целесообразность их использования для обнаружения неисправностей машинного оборудования, оценки отклонения технического состояния от нормы по вибродиагностической информации и идентификации вида повреждения задолго до практической реализации визуального осмотра во время проведения ТО, а в послеремонтный период - оценить качество ТО и ремонта.

Список литературы

1. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
2. ГОСТ ИСО 10816-3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин в ст. минус 1
3. Мирский Г.Я. Характеристики стохастической взаимосвязи и их измерения. – М.: Энергоиздат, 1982.- 320 с.
4. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений.– М.: Изд. «Наука», 1969. - 512 с.
5. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков. Отв. Редактор д.т.н. М.Д. Генкин. – М.: «Наука», 1984. -120 с.
6. Использование полных спектров и других двумерных виброхарактеристик в диагностике компрессорного оборудования / А.Г.Соколова, Ф.Я.Балицкий, В. В. Марков, А. К. Кузнецов, А. Л. Чистяков, А. Р. Ширман // Контроль. Диагностика № 8, 2016. – С.4-14. – *Журнал Российского общества по неразрушающему контролю и технической диагностике – РОНКТД. (ISSN 0201- 7032).*

Дата поступления: 21 августа 2018 г.