

АКУСТИЧЕСКАЯ ЭКОЛОГИЯ.
ШУМЫ И ВИБРАЦИЯ

УДК 620.179.12,629.12

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ЗАРОЖДАЮЩИХСЯ ДЕФЕКТОВ
В УЗЛАХ НОВЫХ КОРАБЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ В ПРОЦЕССЕ
АДАПТИВНОГО ВИБРОДИАГНОСТИРОВАНИЯ НА ОСНОВЕ
МНОГОМЕРНЫХ ПРИЗНАКОВ

© 2021 г. В. С. Давыдов^а, *, Д. В. Стеблянко^б, **

^аСанкт-Петербургский государственный электротехнический университет “ЛЭТИ”,
ул. Профессора Попова 5, корп. 5, Санкт-Петербург, 197022 Россия

^бЧерноморское высшее военно-морское ордена Красной звезды училище имени П.С. Нахимова,
ул. Дыбенко Павла 1А, Севастополь, 299028 Россия

*e-mail: reglament-spb@mail.ru

**e-mail: ds96043@gmail.com

Поступила в редакцию 30.03.2021 г.

После доработки 07.06.2021 г.

Принята к публикации 10.06.2021 г.

Разработан метод идентификации возникновения зарождающихся дефектов в узлах новых корабельных механизмов, ранее не прошедших вибродиагностическое тестирование, при отсутствии статистических данных об изменении виброакустических параметров и признаков диагностирования под воздействием характерных неисправностей. Реализован метод идентификации неисправных узлов, в которых возникли зарождающиеся дефекты под воздействием неизвестных неисправностей. Разработан алгоритм построения границ эталонных областей путем интегрирования условных многомерных плотностей вероятностей признаков пространств, характеризующих распределение зарождающихся дефектов для исправного состояния механизма. Предложено правило идентификации возникновения зарождающихся дефектов в отдельных узлах механизма в случае выхода многомерных признаков за границы эталонных областей. Предложено правило идентификации возникновения зарождающихся дефектов в узлах механизмов, построенное на основе непараметрического критерия согласия для оценки совпадения условных функций распределения многомерных признаков, характеризующих эти дефекты. Экспериментальная проверка разработанного метода выполнена при проведении натуральных виброакустических испытаний корабельных механизмов.

Ключевые слова: вибродиагностика, виброакустический сигнал, зарождающиеся дефекты, многомерные признаковые пространства, спектральная плотность мощности, состояние механизмов

DOI: 10.31857/S0320791921050014

ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР
ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ

В диагностике механического оборудования различают задачи определения грубых дефектов (когда параметры технического состояния машин претерпевают значительные изменения), обнаружения предаварийных состояний, идентификации разладки механизма (т.е. начальной стадии нарушения исправного состояния) и распознавания неисправностей на ранней стадии их развития (зарождающихся дефектов). Для обнаружения предаварийных состояний часто достаточно контролировать общий уровень виброакустического сигнала в широкой полосе частот. Но для определения даже грубых дефектов механизмов требуется более подробный анализ энергетических характеристик сигнала. С этой целью часто

контролируются уровни отдельных составляющих спектральной плотности мощности вибраций, например, в 1/3-октавных более узких полосах частот. Таким образом, для диагностики даже грубых дефектов необходимо проводить подробный спектральный анализ сигналов и отслеживать одновременно изменения нескольких составляющих спектральной плотности мощности вибрации, т.е. использовать многомерное признаковое пространство.

При возникновении дефектов на начальной стадии их развития в виброакустическом сигнале происходят, как правило, незначительные энергетические изменения. Для выявления этих изменений требуется структурный анализ сигналов с целью выявления наиболее информативных признаков.

Основным фактором, способным вызвать внезапный отказ в таких узлах механизмов, как подшипники качения и скольжения, цилиндропоршневая группа двигателей и насосов, шестерен, является развитие зарождающихся локальных дефектов типа выкрашивания, появления трещин, задира и др. При появлении этих дефектов возникают кратковременные удары (длительностью несколько микросекунд), которые возбуждают высокочастотные свободные колебания механической конструкции на частотах, определяемых резонансными свойствами самой конструкции. В результате высокочастотные колебания модулируются низкочастотным сигналом вращающихся элементов механизмов. Поэтому основное внимание при диагностировании зарождающихся неисправностей уделяется признакам, содержащим информацию о модуляционных составляющих виброакустических колебаний, вызывающих появление комбинационных частот.

Для выделения комбинационных частот измеряемые виброакустические колебания пропускаются через полосовой фильтр (чаще 1/3-октавный фильтр), настроенный в области собственных частот механизма, детектируются, а затем анализируются с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ). При этом выполняется узкополосный спектральный анализ огибающих виброакустических сигналов [1]. Для отдельного анализа амплитудной и фазовой информации могут использоваться амплитудные и фазовые спектры. Чаще, исключая фазовую информацию, используются спектральные плотности мощности виброакустических сигналов. Для повышения точности расчетов применяется многократное усреднение спектров (как правило, более 20 раз). При определении усредненного энергетического спектра усредняются отдельно действительные $F_g(\omega)$ и мнимые $F_m(\omega)$ составляющие спектра.

Для более эффективного выделения модуляционных колебаний на фоне помех, создаваемых работой механизмов, додетекторная фильтрация виброакустических сигналов (чаще вибрационных ускорений) выполняется в высокочастотной области, соответствующей резонансной полосе виброприемника. В этом случае используются виброприемники с резонансной частотой от 25 до 500 кГц. За счет использования узкополосной фильтрации можно добиться значительного превышения сигнала над помехой. При этом полностью исключается влияние на анализируемые комбинационные частоты вибраций соседних узлов механизмов [1, 2].

Ранее возникновение зарождающихся дефектов определялось качественным способом или ограничивалось использованием отдельных дискретных составляющих в спектральной плотности мощности огибающих вибрационных ускоре-

ний хорошо изученных механических узлов, например, подшипников качения. Если на каком-либо элементе подшипника качения (внутренняя или внешняя обойма, тела качения, сепаратор) появился дефект, частота следования ударов (так называемая периодичность “обкатывания” дефекта) будет соответствовать частоте дефекта соответствующего элемента. Эта частота однозначно связана с геометрическими размерами элементов подшипника и частотой вращения ротора. После каждого удара, обусловленного дефектом, в подшипнике возникают свободные затухающие колебания на резонансных частотах деталей подшипника и корпуса, в котором установлен подшипник. По изменению в спектральной плотности мощности огибающих вибрационных ускорений амплитуд на резонансных частотах деталей подшипника (внутренней или внешней обойме, телах качения, сепараторе) судят о возникновении дефектов этих деталей [2].

Однако для более сложных механических узлов при обнаружении и распознавании зарождающихся дефектов требуется использовать многомерное признаковое пространство взаимных расположений и амплитудных значений существенных локальных максимумов в спектральных плотностях мощности огибающих вибрационных ускорений $G(\omega)$.

Возникновение дефектов вызывает изменение коэффициентов модуляции, а следовательно, и появление новых дискретных составляющих в спектральных плотностях мощности $G(\omega)$. Часто одному дефекту нельзя поставить в соответствие одну дискретную составляющую. Поэтому для диагностики энергетического оборудования требуется использовать многомерные признаковые пространства.

В вибродиагностике разработано немало различных методов и способов [10–18], обзор этих методов широко представлен в монографии А.А. Равина [9]. Однако они не решают поставленные задачи вибродиагностирования зарождающихся дефектов механизмов на основе многомерных признаковых пространств по оптимальным решающим правилам.

Наряду с существенными дискретными составляющими, характеризующими модуляционные процессы в механических системах, наблюдаются небольшие флуктуации, которые не требуется включать в анализируемое признаковое пространство. С этой целью был использован разработанный автором алгоритм автоматического выделения существенных дискретных составляющих в усредненной спектральной плотности мощности $G(\omega)$ [3]. Критерием существенности дискретной составляющей является превышение ам-

плитудой $G_{j \max}$ амплитуд двух ограничивающих ее минимумов с пороговой величиной A :

$$\frac{G_{j \max}}{G_{j-m \min}} > A, \quad \frac{G_{j \max}}{G_{j+n \min}} > A. \quad (1)$$

Анализируются последовательно все экстремумы. В каждой локальной области для выполнения условий (1) ищется наибольший максимум $G_{j \max}$ (максимум максимумов) и ограничивающие его с двух сторон наименьшие минимумы (минимумы минимумов) — $G_{j-m \min}$, $G_{j+n \min}$. Сравнение экстремумов в виде отношения исключает зависимость принятия решения от изменений коэффициента передачи измерительного тракта. Если спектральная плотность мощности $G(\omega)$ измеряется в децибелах (дБ), то сравнение экстремумов выполняется в виде разности. Точное значение пороговой величины может быть установлено, если известны функции распределения перепадов между существенными максимумами и минимумами.

Тогда априори требуется установить, какие максимумы следует считать существенными, что не всегда возможно в практических случаях. Поэтому часто пороговая величина задается эмпирически и уточняется по результатам правильного диагностирования по оптимальному решающему правилу. В результате работы программы на ПЭВМ по данному алгоритму формируется массив выделенных дискретных составляющих в виде их амплитудных значений $\{G_j\}$ и местоположений на оси частот $\{\omega_j\}$. Для построения оптимальных решающих правил необходимо знать условные плотности вероятностей используемых признаков пространств для разных состояний диагностируемого оборудования. В результате выполненных оценок законов распределения признаков ω_j , G_j с помощью непараметрического критерия Колмогорова—Смирнова принято, что в общем случае их законы распределения могут иметь любой вид [4]. С помощью критериев ранговой корреляции Спирмэна и коэффициента конкордации доказана взаимная и совместная независимость одномерных значений многомерных величин признаков $\{\omega_j\}$, $\{G_j\}$ [4]. Тогда условные многомерные плотности вероятностей признаков пространств $\{\omega_j\}$, $\{G_j\}$, построенные для разных i -ых состояний (режимов) механизмов, могут быть составлены в виде произведения [4]:

$$f\left(\bigcup_{j=1}^{n_i} \omega_j / \alpha_i\right) = \prod_{j=1}^{n_i} f(\omega_j / \alpha_i), \quad (2)$$

$$f\left(\bigcup_{j=1}^{n_i} G_j / \alpha_i\right) = \prod_{j=1}^{n_i} f(G_j / \alpha_i), \quad (3)$$

$$f\left(\bigcup_{j=1}^{n_i} \omega_j; G_j / \alpha_i\right) = \prod_{j=1}^{n_i} f(\omega_j / \alpha_i) f(G_j / \alpha_i). \quad (4)$$

Следовательно, для построения эталонов многомерных признаков пространств достаточно разделить их на отдельные j -ые эталонные области в соответствии с изменяющимися величинами признаков $\{\omega_j\}$ и выполнить аппроксимацию одномерных условных плотностей вероятностей $f(\omega_j / \alpha_i)$, $f(G_j / \alpha_i)$. При построении эталонов для каждого i -го образа (состояния механизма) объединяются все признаки ω_j на оси ω , полученные в результате многократных измерений усредненных спектральных плотностей мощности $G(\omega)$ для данного механизма в i -ом состоянии. На оси ω каждая отдельная j -ая область формируется путем объединения близких значений ω_j . Причем число объединенных значений признаков N_j в каждой j -ой области не должно превышать размера обучающей выборки N ($N_j \leq N$).

В результате зарождения дефектов появляется неравномерность взаимодействий деталей механизмов, уровень отдельных дискретных составляющих изменяется случайным образом. Это приводит к изменению количества дискретных составляющих, выявляемых в усредненных спектральных плотностях мощности, т.е. к изменению размерности признаков пространств $\{\omega_j\}$, $\{G_j\}$. Поэтому в процессе обучения оцениваются вероятности изменения размерности признаков пространств.

ФОРМУЛИРОВКА ПОСТАВЛЕННОЙ ЗАДАЧИ

Для новых механизмов (или ранее не прошедших вибродиагностическое тестирование) отсутствуют статистические данные об изменении виброакустических параметров под воздействием характерных неисправностей. В этом случае невозможно выполнять распознавание зарождающихся дефектов в узлах механизмов, как это представлено для корабельных механизмов в статье [5]. Тогда вместо распознавания дефектов возможно идентифицировать неисправные узлы, в которых зарождаются дефекты. С этой целью в каждом ответственном узле корабельных механизмов контролируются изменения модуляционных составляющих в усредненных спектральных плотностях мощности огибающих вибрационных ускорений, характеризующих возникновение зарождающихся неисправностей. Для каждого ответственного узла строятся эталоны в виде многомерных функций распределения положений на оси частот и амплитудных значений указанных модуляционных составляющих и вероятностные границы их изменения. Возникновение неис-

правностей в отдельных узлах корабельных механизмов устанавливается с помощью разработанных двух правил идентификации, сформулированных с использованием построенных эталонов.

Для идентификации возникновения зарождающихся дефектов в узлах корабельных механизмов требуется разрабатывать адаптивные диагностические системы, обучающиеся в процессе их эксплуатации. Необходимо в процессе обучения получать информацию о характеристиках исправного состояния корабельного энергетического оборудования с точностью до отдельных наиболее ответственных узлов и идентифицировать возникновение в них зарождающихся дефектов. Таким образом, задача распознавания характерных дефектов корабельных механизмов трансформируется в задачу идентификации их неисправных узлов.

В вибродиагностике разработано немало различных методов и способов [9–15]. Однако они не решают поставленной задачи идентификации возникновения зарождающихся дефектов механизмов на основе многомерных признаков пространств в процессе адаптивной вибродиагностики.

МЕТОД ИДЕНТИФИКАЦИИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ЗАРОЖДАЮЩИХСЯ ДЕФЕКТОВ В УЗЛАХ КОРАБЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЕРОЯТНОСТНЫХ ГРАНИЦ ЭТАЛОННЫХ ОБЛАСТЕЙ МНОГОМЕРНЫХ ПРИЗНАКОВ

Для идентификации дефектов также используется признаковое пространство расположений на оси частот $\{\omega_j\}$ и амплитудных значений $\{G_j\}$ существенных максимумов (модуляционных составляющих) в усредненных спектральных плотностях мощности огибающих вибрационных ускорений, характеризующее возникновение зарождающихся дефектов механизмов [5]. Чтобы устранить зависимость вибрационных характеристик, а также используемых признаков пространств $\{\omega_j\}$ и $\{G_j\}$ одних узлов механизмов от других, третьоктавные фильтры, применяемые для фильтрации измеряемых вибрационных ускорений, настраиваются на резонансные зоны механической системы с частотами, как правило, выше 15–20 кГц. На этих частотах наблюдается достаточно сильное затухание вибрационных ускорений при распространении между отдельными узлами механизмов.

В работе [4] была доказана взаимная и совместная независимость одномерных значений многомерных величин признаков $\{\omega_j, G_j\}$, а в работе [5] сформулированы оптимальные решающие правила многоальтернативного распознавания зарождающихся i -ых дефектов механизмов с

использованием эталонов в виде условных многомерных плотностей вероятностей указанных признаков пространств $\{\omega_j, G_j\}$. Эталоны строились путем отдельной аппроксимации одномерных плотностей вероятностей $f(\omega_j/\mathcal{L}_i), f(G_j/\mathcal{L}_i)$, с учетом свойства независимости величин признаков по методу Парзена–Розенבלата:

$$f\left(\bigcup_{j=1}^{n_i} \omega_j/\mathcal{L}_i\right) = \prod_{j=1}^{n_i} f(\omega_j/\mathcal{L}_i) = \prod_{j=1}^{n_i} \frac{1}{N_{ji}(N_{ji})^{\frac{1}{4} \sum_{k=1}^{N_{ji}} \frac{1}{\omega \sqrt{2\pi}}}} \times \exp\left[-\frac{1}{2\mathcal{T}_\omega^2} \left(\frac{\omega_j - \omega_{jik}}{N_{ji}^{\frac{1}{4}}}\right)^2\right], \quad (5)$$

где ω_{jik} – отдельные выборочные значения взаимных расположений на оси частот дискретных составляющих в усредненных спектральных плотностях мощности огибающих виброакустических сигналов для j -той области i -ых состояний узла механизма; N_{ji} – число выборочных значений ω_{jik} для j -той эталонной области; \mathcal{T}_ω – среднее квадратическое отклонение величин ω_j . Аналогичным образом выполняется аппроксимация для $\{G_j\}$.

Для идентификации возникновения зарождающихся дефектов узлов корабельных механизмов потребовалось сформулировать статистическое решающее правило, основанное на использовании одного известного эталона для исправного состояния узла. С этой целью возможно построить вероятностные границы областей изменения многомерных величин признаков $\{\omega_j, G_j\}$. Эти границы могут быть установлены путем интегрирования условных плотностей вероятностей, задаваясь вероятностью превышения признаками определяемых граничных значений. Так как одномерные значения многомерных признаков пространств независимы, то вычисление вероятностных интегралов упрощается. Тогда, например, для признакового пространства местоположений дискретных составляющих $\{\omega_j\}$ в усредненных спектральных плотностях мощности $G(\omega)$ огибающих вибрационных ускорений в каждой j -той области сначала определяется левая граница (для нижних частот j -той области) путем нахождения ω_{Hj} при условии:

$$\int_{\omega_{Hj-1}}^{\omega_{Hj}} f(\omega_j/\mathcal{L}_i) d\omega = q_1, \quad (6)$$

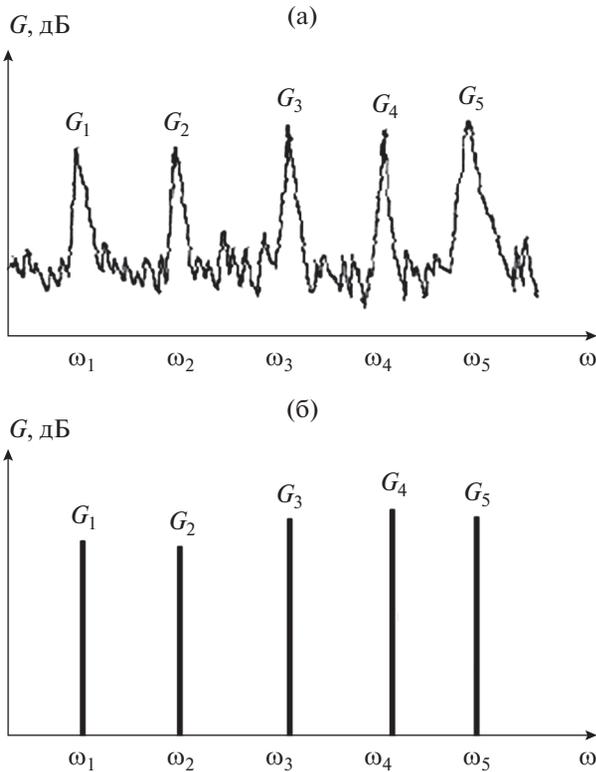


Рис. 1. (а) – Усредненная спектральная плотность мощности огибающей виброакустического сигнала (в логарифмическом масштабе). (б) – Существенные дискретные составляющие, выделенные в усредненной спектральной плотности мощности.

где ω_{Bj-1} – правая верхняя граница $(j - 1)$ области; q_1 – задаваемая величина интеграла, равная вероятности пересечения признаком ω_j граничной величины ω_{Hj} , т.е. при условии $\omega_j \leq \omega_{Hj}$.

Величина q_1 задается обычно равной 0.005–0.025 (т.е. 0.5–2.5%). Правая граница признака ω_{Bj} (для верхних частот j -той области) определяется при условии

$$\int_{\omega_{Bj-1}}^{\omega_{Bj}} f(\omega_j / \mathcal{L}_i) d\omega = q_2, \quad (7)$$

где q_2 – задаваемая величина интеграла, для которой $(1 - q_2)$ составляет вероятность пересечения признаком ω_j граничной величины ω_{Bj} , т.е. при условии $\omega_{ji} \geq \omega_{Bj}$.

Величина q_2 задается обычно равной 0.975–0.995. Тогда $(q_2 - q_1) = 95\text{--}99\%$ и представляет собой вероятность нахождения признака ω_j в пределах заданной области. При расчете левой нижней границы ω_{H1} первой эталонной области ($j = 1$)

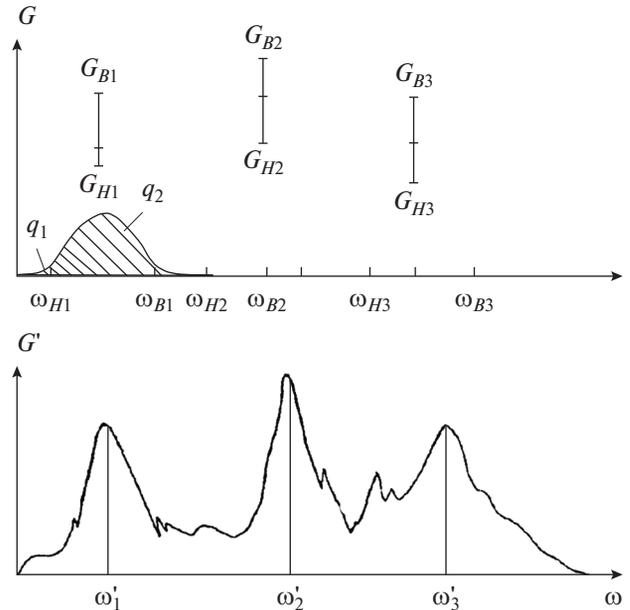


Рис. 2. Границы эталонных областей признаков пространств $\{\omega_j, G_j\}$, выделяемых в усредненных спектральных плотностях мощности G огибающих вибрационных ускорений.

нижний предел интеграла принимается равным нулю.

Для амплитудных значений дискретных составляющих $\{G_j\}$ в усредненных спектральных плотностях мощности $G(\omega)$ огибающих вибрационных ускорений границы эталонных областей рассчитываются отдельно для каждой j -той области при интегрировании плотностей вероятностей $f(G_j / \mathcal{L}_i)$ по аналогии с (6), (7). Причем за нижнюю границу интеграла типа (6) может быть принято нулевое значение признака или задаваемая эмпирически минимальная величина. На рис. 2 схематически изображены границы эталонных областей признаков пространств $\{\omega_j, G_j\}$, точками указаны значения этих признаков, выделенных в приведенной ниже спектральной плотности мощности $G(\omega)$.

Решающее правило идентификации устанавливает принадлежность вновь измененной усредненной спектральной плотности мощности $G(\omega)$ огибающих вибрационных ускорений исправному состоянию контролируемого узла механизма, если выделенные признаки $\{\omega'_j, G'_j\}$ находятся в пределах эталонных областей данного узла:

$$\omega_{Hj} < \omega'_j < \omega_{Bj}, \quad G_{Hj} < G'_j < G_{Bj} \quad (8)$$

для всех $j = 1 - n_i$.

При нарушении одного из неравенств (8) принимается решение о выходе i -го узла механизма из исправного состояния. Если в одну или несколько эталонных областей не попали измеренные признаки $\{\omega'_j, G'_j\}$, то узел не считается исправным (так как размерность используемого признакового пространства может изменяться в процессе измерений) [4].

**МЕТОД ИДЕНТИФИКАЦИИ
ВОЗНИКНОВЕНИЯ ЗАРОЖДАЮЩИХСЯ
ДЕФЕКТОВ В УЗЛАХ КОРАБЕЛЬНЫХ
МЕХАНИЗМОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
НЕПАРАМЕТРИЧЕСКОГО КРИТЕРИЯ
СОВПАДЕНИЯ ЭМПИРИЧЕСКИХ
ФУНКЦИЙ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ
МНОГОМЕРНЫХ ПРИЗНАКОВ**

Правило идентификации возникновения зарождающихся дефектов в узлах корабельных механизмов по одному эталону, соответствующему исправному состоянию контролируемого узла, может быть построено также с использованием непараметрического критерия совпадения эмпирических функций распределения признаков пространств. С этой целью строятся эмпирические функции распределения выборочных эталонных значений признаков $\{\omega_j, G_j\}$ и признаков $\{\omega'_j, G'_j\}$, выделяемых во вновь измеренных усредненных спектральных плотностях мощности огибающих вибрационных ускорений. Аппроксимация одномерных функций распределения, например, $\Phi(\omega)$ по методу Парзена–Розенבלата в соответствии с (5) выполняется в виде:

$$\Phi(\omega_j) = \frac{1}{N_j(N_j)^{-1/4}} \sum_{K=1}^{N_j} \frac{1}{\mathcal{T}_\omega \sqrt{2\pi}} \times \int_{\omega_{Hj}}^{\omega_{Bj}} \exp \left[-\frac{1}{2\mathcal{T}_\omega^2} \left(\frac{\omega'_j - \omega_{jK}}{N^{-1/4}} \right)^2 \right], \quad (9)$$

где ω_{jK} – отдельные выборочные значения взаимных расположений на оси частот дискретных составляющих, в усредненных спектральных плотностях мощности огибающих вибрационных ускорений для j -той эталонной области; N_j – число выборочных значений ω_{jK} для j -ой эталонной области; \mathcal{T}_ω – среднее квадратическое отклонение величин $\{\omega_j\}$.

В соответствии с критерием Колмогорова–Смирнова расхождение между одномерными эмпирическими функциями распределения определяется в виде [6]:

$$\Delta_j = \sup_{\omega_j} |\Phi(\omega_j) - \Phi'(\omega_j)|. \quad (10)$$

Так как одномерные значения многомерных величин признаков $\{\omega_j, G_j\}$ независимы, то расхождения между многомерными эмпирическими функциями распределения рассматриваемых признаков могут быть определены в виде:

$$\Delta_\omega = \sup_j \sup_{\omega_j} |\Phi(\omega_j) - \Phi'(\omega_j)|, \\ \Delta_G = \sup_j \sup_{G_j} |\Phi(G_j) - \Phi'(G_j)|. \quad (11)$$

Примеры эмпирических функций распределения $\Phi(\omega_j)$ и $\Phi'(\omega'_j)$ местоположений на оси частот дискретных составляющих $\{\omega_j\}$, $\{\omega'_j\}$ приведены на рис. 3. Здесь

$$\Phi \left(\bigcup_{j=1}^{n_i} \omega_j / \mathcal{L}_i \right)$$

– функция распределения, построенная на основе эталонных значений признаков $\{\omega_j\}$;

$$\Phi' \left(\bigcup_{j=1}^{n_i} \omega'_j / \mathcal{L}_i \right)$$

– функция распределения, построенная на основе признаков $\{\omega'_j\}$, выделенных во вновь измеренных усредненных спектральных плотностях мощности огибающих вибрационных ускорений.

Для заданного уровня значимости Q – вероятности ложного отклонения гипотезы совпадения интегральных законов распределения вычисляется пороговое значение [6]:

$$\Delta_q = \left(\frac{1}{2N} \ln \frac{2}{Q} \right)^{1/2}, \quad (12)$$

где

$$\frac{1}{N} = \frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2},$$

N_1 – число усредненных спектральных плотностей мощности $G(\omega)$ огибающих вибрационных ускорений в обучающей выборке; N_2 – число усредненных спектральных плотностей мощности $G'(\omega')$ вновь измеренных огибающих вибрационных ускорений в контрольной выборке.

Пороговые значения вычисляются отдельно для местоположений на оси частот $\{\omega_j\}$ – $\Delta_{\omega Q}$ и амплитудных значений дискретных составляющих – Δ_{GQ} .

Спектральные плотности мощности $G'(\omega')$ вновь измеренных огибающих вибрационных ускорений считаются не соответствующими ис-

правному состоянию диагностируемого узла установки, если выполняется одно из неравенств:

$$\Delta_{\omega} > \Delta_{\omega_0}, \Delta_G > \Delta_{GQ}. \quad (13)$$

Если принять $\Delta_{\omega} = \Delta_{\omega_0}$, $\Delta_G = \Delta_{GQ}$, то для вычисленных величин расхождения Δ_{ω} , Δ_G можно определить уровень значимости:

$$Q = \frac{2}{\exp(\Delta^2 2N)}. \quad (14)$$

Тогда уровни значимости Q_{ω} , Q_G характеризуют вероятность ошибки при идентификации технического состояния узла механизма с использованием выбранного непараметрического критерия совпадения эмпирических функций распределения. Чем меньше Q , тем с большей уверенностью можно утверждать, что по результатам виброакустических измерений диагностируемый узел является неисправным. Данное правило позволяет идентифицировать неисправные узлы механизмов при изменении эталонов используемых признаков пространств и оценивать вероятность ошибки идентификации. Недостатком этого правила является необходимость многократных измерений усредненных спектральных плотностей мощности $G'(\omega)$ огибающих вибрационных ускорений и построение эмпирических функций распределения $\Phi'(\omega_j)$ выделенных в $G'(\omega)$ признаков. При идентификации неисправных узлов корабельных энергетических установок по первому вышерассмотренному правилу достаточно использовать одну усредненную спектральную плотность мощности.

На основе разработанных правил идентификации составлены рабочие программы для ПЭВМ и выполнена обработка экспериментальных данных.

РЕЗУЛЬТАТЫ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Натурные вибродиагностические испытания проводились по результатам записи вибрационных ускорений на корабельных механизмах. Обработывались вибрационные ускорения, записанные при испытаниях следующих механизмов: главного конденсатного насоса ЭКН-12; главного циркуляционного насоса ЭЦ-14; обратимого преобразователя постоянного тока в переменный ПР-503.

При обработке использовались вибрационные ускорения, записанные на двух опорах этих механизмов. Режимы испытаний этих механизмов были пронумерованы в следующей последовательности: 1 – ЭКН-12 при 10123 ч работы после замены смазки и нижнего подшипника; 2 – ЭКН-12 при 5198 ч работы до замены смазки; 3 – ЭКН-12 при 5218 ч работы после замены смазки;

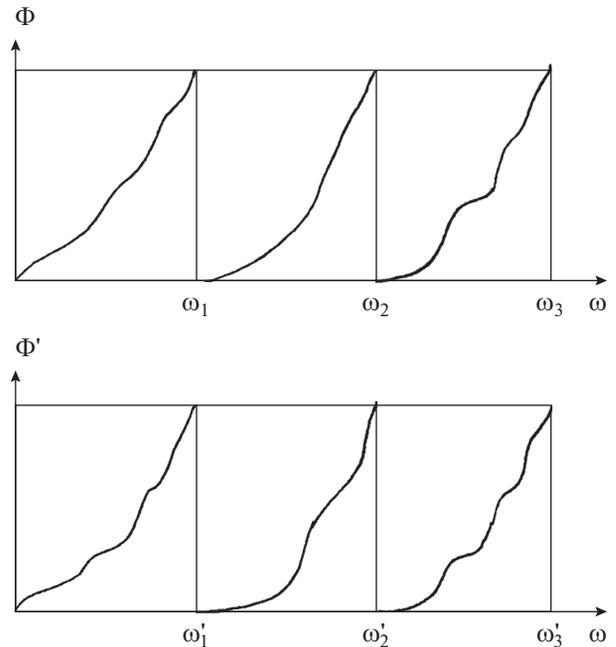


Рис. 3. Эмпирические функции распределения местоположения на оси частот дискретных составляющих $\{\omega_j\}$.

4 – ЭЦ-14 при 5493 ч работы до замены смазки на малой скорости 295 об/мин; 5 – ЭЦ-14 при 5513 ч работы после замены смазки на малой скорости; 6 – ЭЦ-14 при 10985 ч работы после замены нижнего подшипника на малой скорости; 7 – ЭЦ-14 при 25452 ч работы (планово-предупредительный ремонт был выполнен после 20000 ч работы) на малой скорости; 8 – ЭЦ-14 при 8900 ч работы, запись на другом главном циркуляционном насосе после замены смазки, на малой скорости; 9 – ПР-503 при 3250 ч работы после замены смазки; 10 – ПР-503 при 12200 ч работы; 11 – ПР-503 при 5100 ч работы; 12 – ПР-503 при 2990 ч работы после замены смазки; 13 – ЭЦ-14 при 5513 ч работы после замены смазки, на большой скорости 590 об/мин; 14 – ЭЦ-14 при 10995 ч работы после замены нижнего подшипника, на большой скорости 590 об/мин.

Обработка натурных экспериментальных данных проводилась в соответствии с разработанным методом адаптивной вибродиагностики зарождающихся дефектов корабельных механизмов в два этапа. На этапе обучения измеренные вибрационные ускорения поступали на 1/3-октавный фильтр спектроанализатора, детектировались, а затем с помощью АЦП преобразовывались в двоичный код и записывались в память ПЭВМ. В ПЭВМ выполнялся узкополосный спектральный анализ для каждой выборки огибающей $S(t)$ вибрационных ускорений размером 2048 отсчетов, вычислялись усредненные спектральные

Таблица 1. Количество отказов (в процентах) при идентификации технических состояний механизмов

Идентификация технических состояний насоса ЭКН-12						
P_{31}^{ω}	P_{31}^G	$P_{23}^{\omega 6}$	$P_{23}^{\omega 8}$	P_{23}^{G5}	P_{23}^{G9}	P_{23}^{G11}
1	0	3	1	5	5	5
Идентификация технических состояний насоса ЭЦ-14						
P_{45}^{ω}	P_{45}^G	P_{56}^{ω}	P_{56}^{G1}	P_{56}^{G5}	$P_{46}^{\omega 8}$	P_{46}^G
1	0	12	13	7	3	0
$P_{47}^{\omega 5}$	$P_{47}^{\omega 6}$	P_{47}^{G1}	P_{47}^{G3}	P_{47}^{G4}	P_{47}^{G5}	P_{47}^{G6}
9	1	3	16	20	1	10
$P_{57}^{\omega 5}$	$P_{57}^{\omega 6}$	$P_{57}^{\omega 7}$	P_{57}^{G3}	$P_{67}^{\omega 6}$	P_{67}^{G1}	P_{67}^{G2}
4	3	3	1	2	4	1
P_{67}^{G3}	P_{67}^{G4}	P_{67}^{G5}	$P_{13,14}^{\omega 1}$	$P_{13,14}^{\omega 5}$	$P_{13,14}^{\omega 14}$	$P_{13,14}^{G3}$
27	5	53	5	17	2	50
Идентификация технических состояний ПР-503						
$P_{12,9}^{\omega 1}$	$P_{12,9}^{\omega 3}$	$P_{12,9}^{\omega 8}$	$P_{12,9}^{\omega 9}$	$P_{12,9}^{\omega 11}$	$P_{12,9}^{\omega 12}$	$P_{12,9}^G$
2	18	48	1	1	1	0
$P_{11,9}^{\omega 1}$	$P_{11,9}^{\omega 2}$	$P_{11,9}^{\omega 3}$	$P_{11,9}^{\omega 8}$	$P_{11,9}^{\omega 12}$	$P_{11,9}^{G8}$	$P_{10,9}^{\omega 2}$
31	9	49	4	8	1	6
	$P_{10,9}^{\omega 3}$	$P_{10,9}^{\omega 8}$	$P_{10,9}^{\omega 19}$	$P_{10,9}^{G6}$		
	3	1	3	50		

плотности мощности $G(\omega)$ по 20 выборочным реализациям.

В процессе обучения вычислялись граничные значения местоположений $\{\omega_j\}$ и амплитудных значений $\{G_j\}$ дискретных составляющих в усредненных спектральных плотностях мощности $G(\omega)$ в соответствии с (6), (7). Для обучения использовалось не менее 200 усредненных спектров $G(\omega)$, чтобы вероятность превышения каждой из строящихся граничных значений могла быть выбрана 0.5%.

Для идентификации технических состояний проверяемых механизмов по правилу (8) использовалось не менее 100 усредненных спектральных плотностей мощности $G(\omega)$. Результаты обработки данных приведены в табл. 1. В этой таблице введены следующие обозначения: P_{31}^{ω} – процент отказов (выходов за граничные значения) для

признаков $\{\omega_j\}$ при идентификации технического состояния механизма, соответствующего режиму 3, по эталонам режима 1; $P_{31}^{\omega 3}$ – процент отказов (выходов за граничные значения) для признаков $\{\omega_j\}$ при превышении границ 3-ей области ($j = 3$) при идентификации технического состояния механизма, соответствующего режиму 3, по эталонам режима 1; P_{21}^G – процент отказов (выходов за граничные значения) для признаков $\{G_j\}$ при идентификации технического состояния механизма, соответствующего режиму 2, по эталонам режима 1; P_{21}^{G5} – процент отказов (выходов за граничные значения) для признаков $\{G_j\}$ при превышении границ 5-ой области ($j = 5$) при идентификации технического состояния механизма, соответствующего режиму 2, по эталонам режима 1.

Из табл. 1 видно, что режим 3 мало отличается от режима 1, то есть до замены нижнего подшип-

ника на насосе ЭКН-12 модуляционные дискретные составляющие $\{\omega_j, G_j\}$, выделенные в усредненных спектральных плотностях мощности вибрационных ускорений $G(\omega)$, не сигнализировали о необходимости замены нижнего подшипника. Можно отметить не частые, но заметные различия флуктуаций уровней дискретных составляющих $\{G_j\}$ до замены смазки ЭКН-12 и после ее замены. Причем уровни отдельных составляющих $\{G_j\}$ (до замены смазки ЭКН-12) имели выбросы, превышающие граничные значения более чем на 3 дБ.

Для насоса ЭЦ-14 режим 4 (до замены смазки) почти не отличается от режима 5 (после замены смазки), т.е. по данным признаков $\{\omega_j, G_j\}$, выделенных в $G(\omega)$, не требовалось заменять смазку. Режим 5 заметно отличается от режима 6 (после замены нижнего подшипника), однако уровни дискретных составляющих G_j для режима 5 превысили два граничных значения режима 6 весьма незначительно (менее чем на 3 дБ), местоположение дискретных составляющих ω_j вышли за пределы только одного граничного значения. Данные признаков $\{\omega_j\}$ для режима 4 превысили одно граничное значение режима 6 в 3% случаев из всего массива обработанных усредненных спектральных плотностей мощности $G(\omega)$, т.е. не требовалось выполнять замену нижнего подшипника. За 8 лет работы насоса ЭЦ-14 изменились местоположения $\{\omega_j\}$ дискретных составляющих, выявляемых в $G(\omega)$, выросли уровни дискретных составляющих $\{G_j\}$, несмотря на проведенный плановопредупредительный ремонт. Режим 5 отличается от режима 7 в основном расположением дискретных составляющих $\{\omega_j\}$, но незначительно. Уровни дискретных составляющих $\{G_j\}$ для режимов 4 и 6 достаточно часто были меньше нижних граничных значений $\{G_j\}$ для режима 7. Для другого насоса ЭЦ-14, работающего на большой скорости (590 об/мин), данные режима 13 (после замены смазки) заметно отличаются от данных режима 14 (после замены нижнего подшипника), уровни $\{G_j\}$ для режима 13 превышают эти уровни для режима 14, т.е. замена нижнего подшипника может считаться обоснованной.

Для преобразователя ПР-503 местоположения дискретных составляющих $\{\omega_j\}$ в $G(\omega)$ заметно отличаются для режимов 12 (после 2990 ч работы, замены смазки), 11 (после 5100 ч работы) и 9 (после 3250 ч работы, замены смазки), амплитудные значения этих дискретных составляющих $\{G_j\}$ флуктуируют в близких пределах. С течением времени работы ПР-503 наблюдается возрастание амплитуд дискретных составляющих $\{G_j\}$. Так, для режима 10 $\{G_j\}$ превысили в 50% случаев шестое граничное значение режима 9, но превы-

шение по уровню было незначительным (менее чем на 3 дБ).

ВЫВОДЫ

Таким образом, с помощью оптимального решающего правила, представленного в работе [5], можно распознавать разные режимы работы механизма с высокой вероятностью правильной классификации, близкой к 100%, а с помощью правила идентификации (8) — устанавливать схожесть и различие технических состояний механизма в разных режимах работы с высокой достоверностью (~99%, в зависимости от объема статистических данных). Как видно из обработанных данных, разные режимы работы механизмов (до и после замены смазки, подшипника, разного времени эксплуатации, до и после ремонта) не обязательно соответствуют разным техническим состояниям механизмов. Правило идентификации (8) не является чрезмерно чувствительным к небольшим флуктуациям величин признаков $\{\omega_j, G_j\}$, характеризующих зарождающиеся дефекты механизмов. Перед принятием решения о необходимости замены деталей механизма, ремонте и т.д. надо проанализировать результаты обработки данных по правилу (8) (процент отказов и величины признаков, превысивших граничные значения) и учесть опыт эксплуатации механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Генкин М.Д., Соколова А.Г.* Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1987.
2. *Костюков В.Н., Науменко А.П.* Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин. Учебное пособие. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011.
3. *Давыдов В.С.* Алгоритм выявления существенных максимумов в огибающей сигнала. Модели, алгоритмы, принятие решений // Тезисы 2-го Всесоюзного акустического семинара. М.: АКИН, 1988. 64 с.
4. *Давыдов В.С., Стеблянка Д.В.* Исследование статистических свойств диагностических признаков в виброакустических сигналах корабельных механизмов // Дефектоскопия. 2018. № 3. С. 31–38.
5. *Давыдов В.С.* Распознавание зарождающихся дефектов в узлах корабельных механизмов в результате вибродиагностирования на основе оптимальных решающих правил // Дефектоскопия. 2019. № 3. С. 19–24.
6. *Левин Б.Р.* Теоретические основы статистической радиотехники. В 3-х тт. М: Сов. Радио, 1974–1976.
7. *Фукунага К.* Введение в статистическую теорию распознавания образов. Пер. с англ. М.: Наука, 1979. 368 с.
8. Патент РФ: №2680640 МПК G01M 13/04.

9. *Равин А.А.* Методы диагностики судового энергетического оборудования. СПб.: Изд. СПбГМТУ, 2013. 268 с.
10. Изобретение СССР: №1787269 А3. МПК G01M 13/04.
11. Изобретение СССР: №1649348 А1 МПК G01M 13/04.
12. Изобретение СССР: №1691702 А1 МПК G01M 13/04.
13. Патент РФ: №2356021, МПК G01M 15/00, G01M 7/02.
14. Патент РФ: №2314508 МПК G01M 15/00, G01M 7/02.
15. Патент РФ: №2209410 МПК G01M 13/04.
16. *Артельный П.В., Коротин П.И., Соков А.М., Соков Е.М., Суворов А.С.* Экспериментальная реализация метода поиска источников виброактивности и эксплуатационных дефектов в сложных конструкциях // Акуст. журн. 2011. Т. 57. № 1. С. 13–23.
17. *Кутузов Н.А., Родионов А.А., Стуленков А.В., Суворов А.С.* Исследование возможности локализации нескольких источников вибрации в механоакустической системе с большим числом степеней свободы // Акуст. журн. 2020. Т. 66. № 3. С. 319–326.
18. *Грэй А.Л., Руденко О.В.* Интенсивная волна в дефектных средах, содержащих одновременно квадратичную и модульную нелинейности: ударные волны, гармоники и неразрушающий контроль // Акуст. журн. 2018. Т. 64. № 4. С. 411–416.