

Вибрационный мониторинг и прочность конструктивных элементов с учетом инерционных свойств материалов при воздействии широкополосной вибрации

© О.Б. Скворцов^{1,2}

¹ИМАШ РАН, Москва, 101000, Россия

²НТЦ «Завод Балансировочных машин», Москва, 115230, Россия

Рассмотрены вопросы влияния инерционных свойств конструктивных материалов на механические напряжения в условиях воздействия высокочастотной вибрации. Обоснована необходимость учета оценок ускорения при создании систем вибрационного мониторинга ориентированных на учет циклической прочности. Отмечено значение влияния высокочастотной вибрации в локальных областях конструктивного материала с учетом образования скрытых дефектов и снижения предела усталости при гигацикловой усталости. Приведены рекомендации по дополнению системы вибрационного мониторинга, учитывающей снижение прочности в условиях воздействия высокочастотной вибрации при решении задач диагностики, прогнозирования и защиты новыми инновационными решениями. Это обеспечивает повышение достоверности диагностирования и защиты оборудования. Предложенные решения позволяют кроме оценок текущего состояния агрегата по результатам измерения интенсивности вибрации дополнительно оценить степень износа и учесть влияние процессов усталости в работе многоуровневой системы автоматической защиты оборудования.

Ключевые слова: *вибрация, прочность, защита, мониторинг, диагностика, усталость, прогнозирование, резервирование, износ, бюджетное решение*

Введение. При выборе методов вибрационного мониторинга возникает вопрос о предпочтительности представления вибрации в виде перемещения, скорости или ускорения [1]. В соответствии с действующими нормативными документами предпочтение при создании систем вибромониторинга отдается оценкам скорости [2] и, в некоторых случаях, перемещения [1]. Такие измерения интенсивности вибрации дают удовлетворительные результаты при контроле низкочастотной и среднечастотной вибрации при частоте не более нескольких килогерц. В работе [3] было показано, что усталостные разрушения в оборудовании определяются воздействующими ускорениями.

Представляет интерес рассмотрение вопросов использования данных об ускорениях, которые хорошо описывают действие высокочастотных вибраций. В настоящей работе рассмотрены вопросы использования таких измерений ускорений высокочастотной вибрации, оказывающей заметное влияние на прочность материалов в условиях многоциклового и сверхмногоциклового усталости.

Цель настоящей статьи — оценить условия, при которых инерционные свойства конструкционного материала в условиях воздействия вибрации оказывают заметное влияние на усталостную прочность.

Моделирование процессов действия вибрации. Влияние вибрации на конструкционный материал оценивается по результатам измерения ее интенсивности путем измерения зависимости величины ускорения $a(t)$ с использованием акселерометров. Величина ускорения и деформации материала при относительно небольших по амплитуде воздействиях описываются вторым законом Ньютона и законом Гука. Оценим динамические силы при действии вибрации на ограниченный объемный элемент конструкции с поперечным сечением S и толщиной L , показанный на рис. 1. Измерение перемещения выполняется с использованием установленного на поверхности датчика, например, акселерометра A , с выхода которого сигнал дважды интегрируется. Вибрации распространяются в материале в виде волн деформации с длиной волны λ , фаза колебаний зависит от L . Изменениями фазы можно пренебречь, если λ существенно больше L .

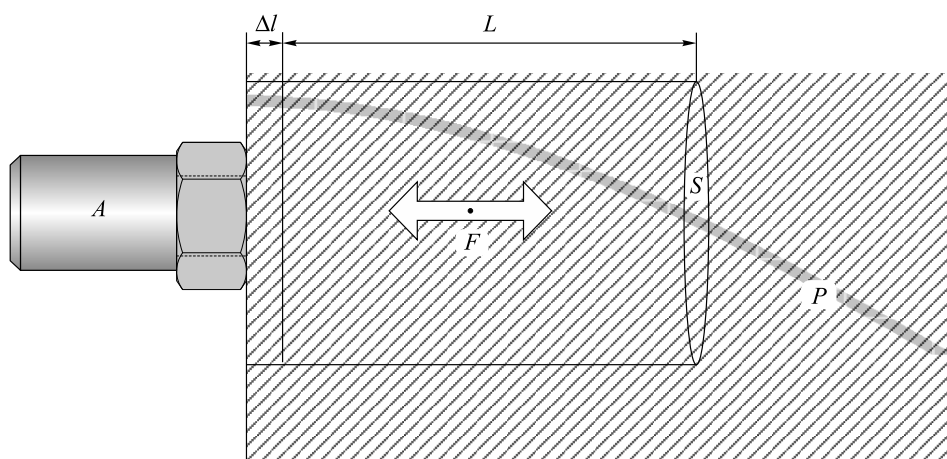


Рис. 1. Элемент конструкционного материала с поперечным сечением S и длиной L , локально деформируемый с перемещением Δl :
 F — динамическая сила; P — фаза колебания

Рассмотрим, при каких условиях инерционные свойства материала будут заметно влиять на деформацию материала при воздействии вибрации. Если конструкционный элемент выполнен из материала с удельной плотностью ρ и модулем упругости E , можно оценить величину динамической силы $F(t)$ и механических напряжений в виде

$$F(t) = ma(t) = \rho L S a(t); \quad (1)$$

$$\sigma(t) = E \frac{\Delta l(t)}{L}, \quad (2)$$

где m — масса ограниченного объемного элемента конструкции; $\Delta l(t)$ — зависимость локальной механической деформации от времени в выбранной системе измерения.

Из кинематики известно, что величина абсолютного перемещения (деформации) определяется двойным интегрированием величины ускорения. Для гармонического вибрационного воздействия с частотой f , соотношения (1) и (2) можно представить в виде

$$F(t) = \rho L S \Delta l(t) 4\pi^2 f^2; \quad (3)$$

$$\sigma(t) = \frac{F(t)}{S} = \rho L \Delta l(t) 4\pi^2 f^2. \quad (4)$$

Из соотношений (3) и (4) следует, что действующие во время вибрационного процесса локальные значения динамических сил и механических напряжений пропорциональны квадрату частоты вибрации. Такие силы, определяемые наличием собственной массы вибрирующего материала, и механические напряжения для области частот, в которой обычно контролируется вибрация, сравнительно невелики и их влияние при вибрационном мониторинге не учитывается [1]. В этом случае в качестве основной задачи вибрационного мониторинга в стандартах, регламентирующих измерение вибрации, рассматривают диагностирование дефектов, а не возможные процессы развития повреждений, связанные с действием вибрации. Диагностирование дефектов по результатам вибрационного мониторинга в этом случае основано на оценке влияния внешних сил, связанных с наличием дефектов и проявляющихся в изменениях интенсивности вибрационных перемещений или скорости, а факторами, связанными с усталостными эффектами, при этом пренебрегают.

При мониторинге деформаций используют относительное удлинение:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{L}. \quad (5)$$

Для гармонической вибрации $a(t) = A \cdot \sin(2\pi ft)$ из (5) следует, что:

$$\Delta l = \frac{\rho a(t) L^2}{E} = \frac{\rho L^2 A \cdot \sin(2\pi ft)}{E}.$$

Для случая контроля деформации измеряем величину перемещения $D(t)$ поверхности, на которой установлен датчик ускорения $a(t)$ для получения $\Delta l(t) = D(t)$, где

$$D(t) = \iint a(t) dt = \iint A \sin(2\pi ft) dt = -\frac{A \sin(2\pi ft)}{4\pi^2 f^2}.$$

Динамические силы и создаваемые с их помощью механические напряжения при заданных деформациях увеличиваются пропорционально квадрату частоты. Для более высоких частот величина таких сил и динамических напряжений может вносить заметный вклад в общую оценку нагрузок. При анализе высокочастотных вибраций следует принимать во внимание, что вибрация в материале распространяется в виде волн деформации, причем длина волны зависит от частоты и ее скорости распространения в материале. Если c — скорость распространения волны деформации в материале, соотношения между скоростью c , частотой f и длиной волны λ можно представить следующим образом:

$$c = \lambda f \text{ или } \lambda = \frac{c}{f}.$$

Для $c = 5000$ м/с (сталь) и $f = 10^4$ Гц получим $\lambda = 0,5$ м, т. е. на этой частоте на расстоянии 25 см колебания в один и тот же момент времени происходят в противофазе, а на расстоянии 12,5 см разность фаз — 90° , что эквивалентно ортогональности колебательных процессов. Такие значительные изменения фазы колебаний показывают, что высокочастотные вибрации для конструктивных элементов больших габаритных размеров с меньшей вероятностью будут причиной усталостных повреждений в элементах крепления, так как части конструктивного элемента вибрируют с несовпадающими фазами. В то же время, на относительно малых расстояниях значительные вибрационные нагрузки могут приводить к локальным усталостным повреждениям.

Результаты моделирования. Рассмотрим, как габаритные размеры элементов и частота вибрации связаны с соотношением механических напряжений σ_D от действия динамических сил вибрации и механических напряжений σ_G от действия внешних нагрузок, создающих деформации в соответствии с законом Гука при деформации величиной, например, один микрометр для соответствующего конструкционного материала. Зависимости отношения σ_D/σ_G от частоты при различной толщине L конструкции из меди и алюминия приведены на рис. 2. (рис. 2, б).

На рис. 3, а приведена зависимость отношения σ_D/σ_G от толщины вибрирующего материала (сталь) $L = 20$ мм. На рис. 3, б представлен трехмерный график этой зависимости.

Приведенные зависимости (см. рис. 3) показывают, что вибрация конструкционных материалов при величине толщины L , равной $\frac{1}{2}$ или $\frac{1}{4}$ длины волны λ деформационных процессов, для частот выше нескольких килогерц может достигать существенных значений, которые будут оказывать влияние на циклическую прочность материала.

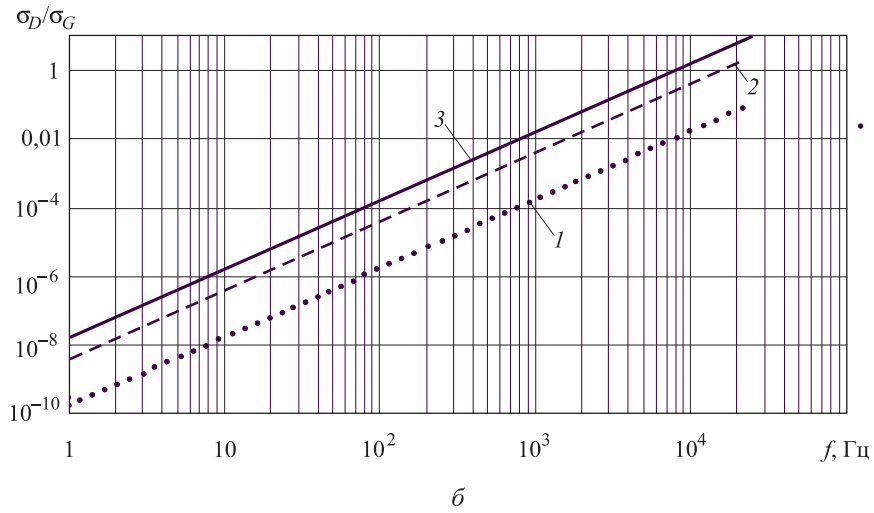
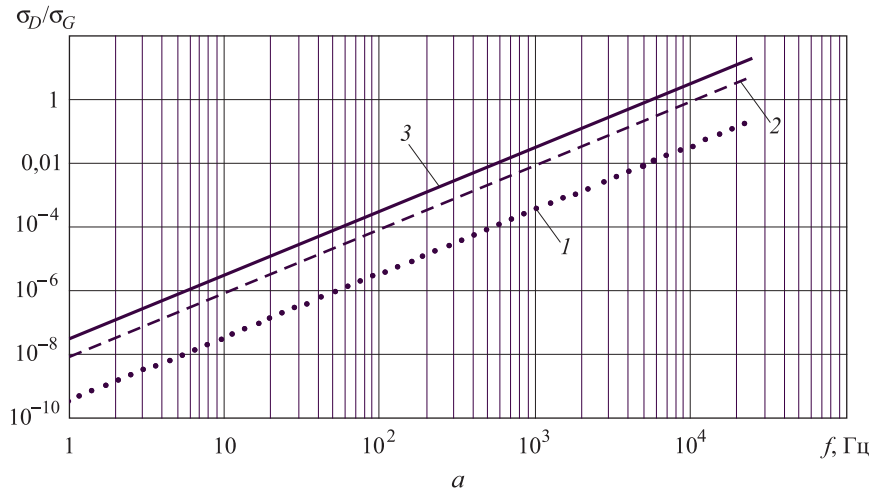


Рис. 2. Зависимость отношения σ_D/σ_G от частоты f :

а — медь; б — алюминий; 1 — $L = 10$ мм; 2 — $L = 50$ мм; 3 — $L = 100$ мм

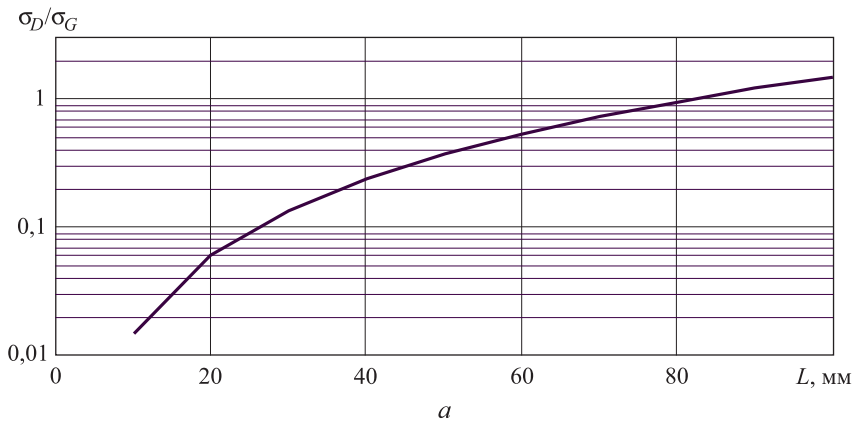
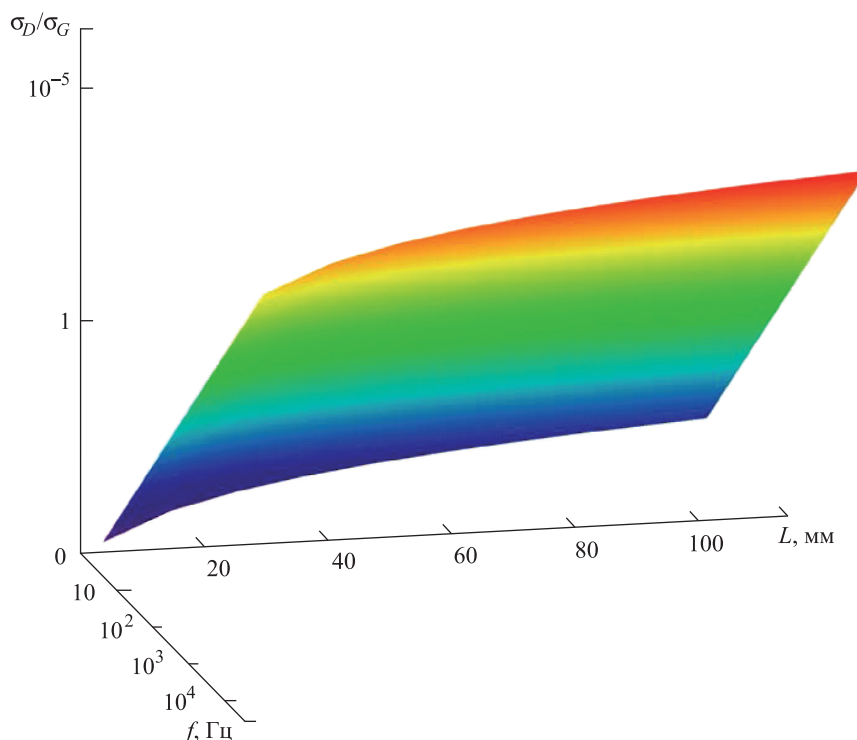


Рис. 3 (начало). Зависимость отношения σ_D/σ_G (материал — сталь) от толщины L и частоты f :

а — $f = 23$ кГц



б

Рис. 3 (окончание). Зависимость отношения σ_D/σ_G (материал — сталь) от толщины L и частоты f .
б — трехмерный график

Обсуждение результатов. В соответствии с гипотезой линейного суммирования повреждений при воздействии сложной вибрации в виде аддитивной суммы различных частотных составляющих их вклад в действующие механические силы и механические напряжения также пропорционален квадрату их частот. Подобное явление подтверждает важность вклада высокочастотных вибраций в механизмы зарождения и развития дефектов. Квадратичную зависимость от частоты можно рассматривать как причину большого влияния малых по амплитуде перемещений высокочастотных вибраций, действующих одновременно с низкочастотными вибрационными воздействиями. Такой эффект экспериментально наблюдается и описан в ряде работ [4, 5]. Эти наблюдения показывают, что даже незначительные высокочастотные деформации могут значительно ускорять повреждение материалов при циклических бигармонических нагружениях.

Влияние высокочастотных вибраций на процесс развития дефектов может усиливаться за счет проявления сверхмногоцикловой

(гигацикловой) усталости [6, 7]. Подобная вибрация за относительно небольшие интервалы времени позволяет накопить достаточно большое число циклов нагружения, при котором проявляется такой вид усталостного разрушения. При этом наблюдается существенное снижение уровня предельно допустимых пороговых напряжений или эквивалентных им ускорений (рис. 4). В качестве физического объяснения гигацикловой усталости обычно принимают предположение о переходе от поверхностных механизмов образования и развития дефектов при мало- и многоциклового усталости к доминирующему механизму образования и развития дефектов во всем объеме конструкционного материала [6].

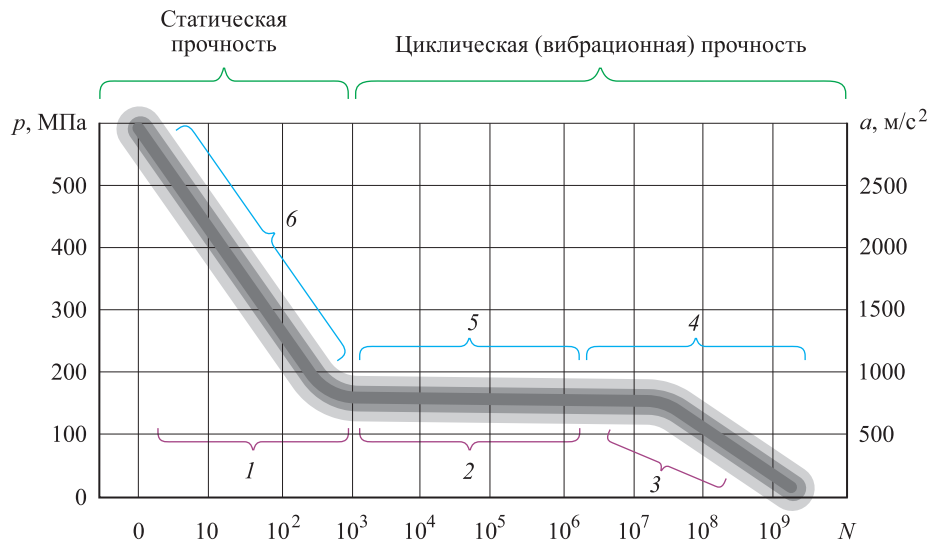


Рис. 4. $S-N$ -диаграмма с указанием эквивалентных оценок вибрации по ускорению: 1 — малоцикловая усталость; 2 — многоцикловая усталость; 3 — гигацикловая усталость; 4 — виброакустические процессы и случайные вибрации; 5 — полигармонические вибрации; 6 — удары и пиковые всплески

Примечание. Плотность вероятности показана серой линией, ширина которой различна для разных участков.

Механизмы развития дефектов внутри материала без выхода таких дефектов на поверхность, например, в виде поверхностных трещин, очень слабо проявляются в контролируемых системами мониторинга интенсивностях вибрационных сигналов. Связанные с такими дефектами изменения не удастся зафиксировать системой вибрационной диагностики, а после явного проявления такого дефекта аварийная ситуация может развиваться очень стремительно. Для того чтобы успеть на нее среагировать, в состав системы мониторинга должна быть включена система автоматической противоаварийной защиты с повышенной высокой скоростью реакции на изменения вибрационного

состояния. Только в этом случае возможно предотвращение серьезных потерь ввиду возникающей аварийной ситуации и возможных вторичных последствий такой аварии. Наличие заметной высоко-частотной вибрации является дополнительным признаком скрытого развития дефектов в элементах конструкции.

При организации противоаварийной защиты (ПАЗ) важно обеспечить высокую достоверность ее срабатывания. Это связано с возможными значительными рисками как при ложных срабатываниях ПАЗ, так и при пропуске срабатываний при наличии аварийной ситуации. В настоящее время обеспечение высокой достоверности срабатывания может быть обеспечено за счет использования резервирования, как это рекомендовано для оборудования соответствующего критериям безопасности SIL-3 при реализации стандарта API 670 (пятое издание). Для такого решения требуется кратное увеличение затрат оборудования и соответствующее увеличение стоимости системы, что ограничивает возможность его применения на практике.

Иной метод повышения достоверности срабатывания ПАЗ состоит в подтверждении сигнала аварийного срабатывания по результатам повторного измерения на следующем временном интервале. Такой метод широко используется при построении ПАЗ на энергетических агрегатах, но его недостаток состоит в получаемой при этом существенной задержке срабатывания. Для повышения достоверности срабатывания ПАЗ также применяют логику защиты, которая обеспечивает подтверждение наличия сигнала об аварийной ситуации по одному из каналов контроля вибрации данными о повышении вибрации на соседних каналах. Анализ корреляционных связей изменения вибрации в многоканальных системах вибрационного мониторинга показывает, что такое предположение не всегда справедливо для сложных многоопорных агрегатов. Это не позволяет рекомендовать использовать его без учета корреляционной взаимосвязи между изменениями уровней вибрационных сигналов в различных направлениях и в разных точках измерений, поскольку в ряде случаев развитие дефектов может сопровождаться не увеличением, а снижением уровней вибрации и других измеряемых параметров. Пороговые значения уровней (или весовые параметры задания этих порогов) могут быть как положительными, так и отрицательными. Это относится и к алгоритмам работы ПАЗ по изменениям параметров, когда выполняется контроль трендов параметров вибрации.

Хотя вибрация обеспечивает наиболее раннее обнаружение дефекта, для подтверждения его наличия применяют и другие методы неразрушающего контроля: акустические сигналы и изменения температуры [9]. Такую информацию можно использовать для подтверждения приближения аварийной ситуации. В этом случае сравнивают

взвешенные сигналы от соответствующих датчиков и используют полученные логические сигналы для мажоритарного формирования сигнала ПАЗ (рис. 5).

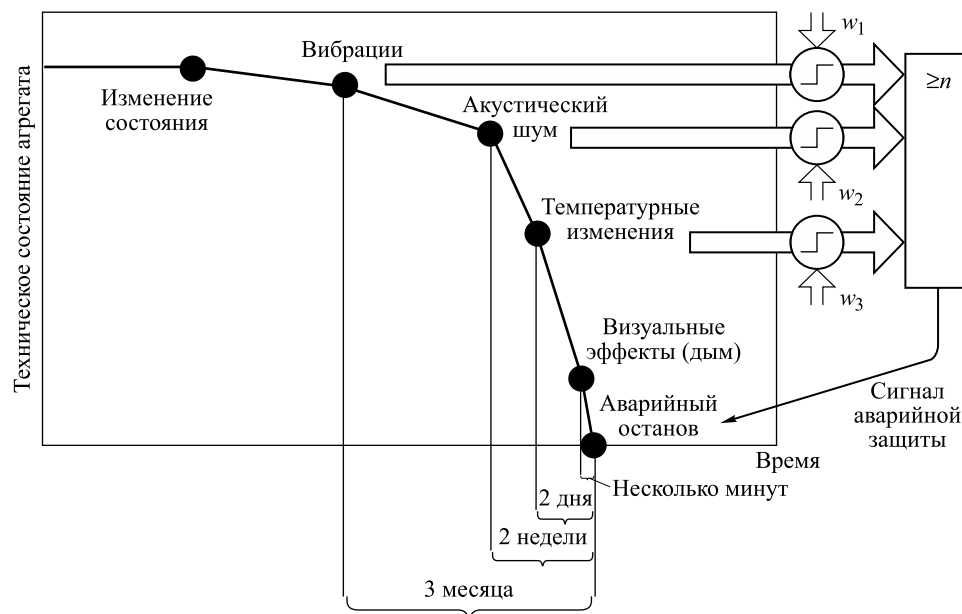


Рис. 5. Мажоритарная система с весовыми функциями для формирования сигнала защитного отключения по данным подсистем контроля вибрации, акустических сигналов и температуры

Данная структура (см. рис. 5) принятия решения соответствует принципам работы простой формальной нейронной сети [10]. Повышение достоверности работы ПАЗ может быть обеспечено без использования прямого дублирования каналов измерения для резервированной обработки данных о вибрационном состоянии. В соответствии с рекомендациями стандартов контроля вибрации роторного оборудования ISO 2372 и 10816 [1] в каждой из точек контроля рекомендуется выполнять измерения в трех ортогональных направлениях, в которых механические свойства контролируемого оборудования максимально различаются между собой. Для горизонтального роторного агрегата, например, на каждой из опор интенсивность вибрации рекомендуют контролировать в вертикальном, поперечном и осевом направлениях. Такой выбор полностью оправдан с точки зрения диагностики состояния агрегата, так как позволяет наиболее полно описать его состояния по минимальному количеству собираемой информации. В этом случае данные по различным каналам контроля вибрации могут максимально сильно различаться между собой. Это является существенным недостатком при использовании их в ПАЗ, поскольку возможность подтверждения одних из них другими малоэффективна. Обеспечить функциональное резервирование дан-

ных по таким каналам измерения возможно, если направления измерительных осей в точке измерения учитывают вертикальную, поперечную и осевую вибрации для каждого из направлений с близкими весовыми коэффициентами. Совместить подобное можно при использовании одного общего многокомпонентного датчика с последующей матричной обработкой векторов сигналов, формируемых на его выходах. Такая обработка позволяет получить данные для диагностики с повышенной точностью и коррекцией влияния поперечных чувствительностей многокомпонентного датчика. Одновременно определяются параметры вибрации для «равновзвешенных» направлений, которые используются для резервированного контроля в системе ПАЗ [11, 12]. Одновременное измерение одним датчиком в двух различных системах координат — «диагностической» и «противоаварийной» — может быть реализовано как на аппаратном уровне матричным преобразованием аналоговых сигналов от датчиков, так и программными методами в микроконтроллере устройства сбора данных.

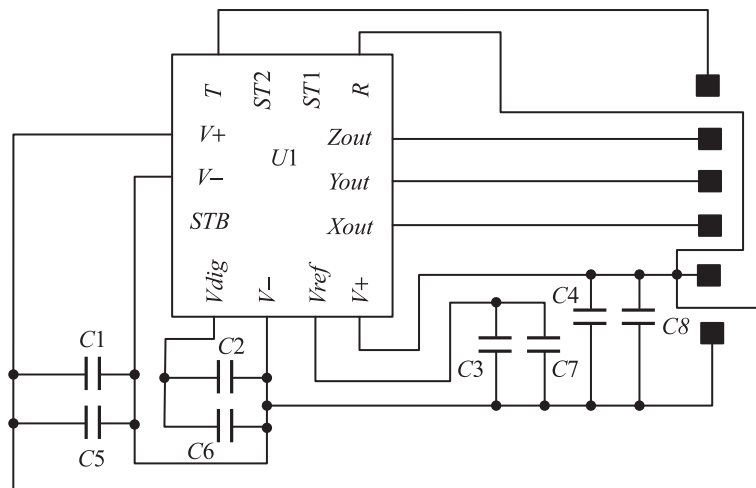
Для эффективного мониторинга необходимо получать данные о вибрации как в представлении о величине перемещений и скорости (согласно нормам ISO и ГОСТ [1]), так и в виде ускорений. При широкополосной вибрации одновременный контроль всех характеристик может быть обеспечен современными акселерометрами, поскольку их динамический диапазон достигает 140...160 дБ и информация о вибрационных перемещениях может быть получена из данных об ускорениях использованием двойного интегрирования. На практике такое преобразование ограничивается возможностями современных аналого-цифровых преобразователей (АЦП). Даже 24-разрядные АЦП обеспечивают получение динамического диапазона в лучшем случае только до 120 дБ. Устранить это ограничение возможно либо использованием наиболее современных 32-разрядных АЦП, либо параллельным преобразованием сигналов ускорения и сигналов перемещения, поступающих по аналоговым звеньям, которые реализуют двойное интегрирование с большим усилением на нижней частоте полосы измерения вибрации. Такая структура с многоканальным АЦП обеспечивает как контроль ускорения, так и скорости (перемещения) в широком динамическом и частотном диапазоне в синхронном режиме. Использование перекрестных связей между входными каналами дает возможность такого синхронного ввода и максимальную многоканальность при измерении перемещений и/или ускорений [13–15].

Применение трехкомпонентного вибрационного мониторинга с использованием одного бюджетного датчика особенно эффективно для случая использования современных МЭМС-датчиков (микроэлектронных электромеханических сенсоров), например ADXL354/ADXL356, имеющих аналоговые выходные сигналы, или ADXL355/ADXL357 с общим цифровым выходом. Такие акселерометры имеют встроенный

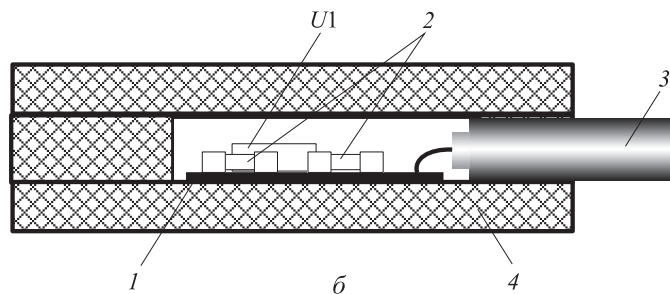
датчик температуры, что расширяет возможности мониторинга и ПАЭ (см. рис. 5).

Конструктивно такие акселерометры могут размещаться на печатной плате, которая одновременно выполняет и функции корпуса датчика [16]. Это позволяет существенно снизить затраты на датчики, которые составляют существенную долю общей стоимости системы мониторинга.

Пример однослойной разводки для таких микросхем представлен на рис. 6, а. Такая разводка вместе с микросхемой размещена внутри многослойной печатной платы, которая выполняет функции корпуса многокомпонентного датчика вибрации и температуры (рис. 6, б). Обозначения для микросхемы *U1* соответствуют выводам для датчиков ADXL354/ADXL356.



а



б

Рис. 6. Электрическая схема односторонней разводки на печатной плате:

а — схема МЭМС-датчика для контроля трех компонент вибрации и температуры; *б* — многослойная печатная плата с расположенной внутри микросхемой *U1*; *1* — верхний слой многослойной печатной платы; *2* — пассивные компоненты; *3* — кабель подключения; *4* — нижний слой многослойной печатной платы

В используемых системах вибрационного мониторинга время отклика на изменение вибрации обычно ограничивается измерительным временем формирования одной оценки, которое, в свою очередь, связано с нижним значением частоты заданной полосы частот.

Поскольку многие неисправности роторного оборудования проявляются на сравнительно более высокой оборотной частоте, минимальное время срабатывания ПАЗ можно снизить до величины одного периода оборотной частоты. Такая «быстрая» ПАЗ (СПАЗ-1) реагирует на оборотную вибрацию и более высокочастотные составляющие. СПАЗ-2, в свою очередь, организывает защиту по уровню интенсивности широкополосной вибрации. Анализ данных в системе диагностики и прогнозирования позволяет выявить опасные дефекты, ограничивающие возможность дальнейшей эксплуатации агрегата или зафиксировать недопустимую степень износа какого-либо конструкционного элемента. Такие данные можно использовать для построения дополнительного уровня противоаварийной защиты (СПАЗ-3) с еще более медленной скоростью отклика. Показатели диагностирования и прогнозирования о наличии дефектов или износа могут быть учтены при задании порогов срабатывания СПАЗ-1 и СПАЗ-2. Эта многоуровневая система противоаварийной защиты в виде структурной схемы показана на рис. 7.

Обнаружение дефектов:

- на оборотной частоте — отрыв массы ротора, задевания и т. п. (СПАЗ-1);
- для широкополосной вибрации — на низких и высоких частотах (СПАЗ-2);
- по результатам диагностики и прогнозирования с учетом усталости (СПАЗ-3).

Использование современных многоканальных АЦП с параллельным преобразованием данных и микроконтроллером, например ТМ4С1294, ориентированных на реализацию принципов промышленного Интернета вещей (Industrial Internet of Things) обеспечивает построение высокоэффективных бюджетных устройств для сбора данных, которые могут функционировать как на автономном режиме, так и в сетевой среде с передачей данных для анализа в облачные центры обработки данных.

Расширение частотного диапазона контроля вибрации в область повышенных частот позволяет получить возможность мониторинга влияния динамических процессов, связанных с такими вибрациями, которые не учитываются существующими системами вибрационного мониторинга. Отсутствие подобного мониторинга может оказывать негативное влияние на его результаты, что показывают примеры из области гидроэнергетики [17, 18].

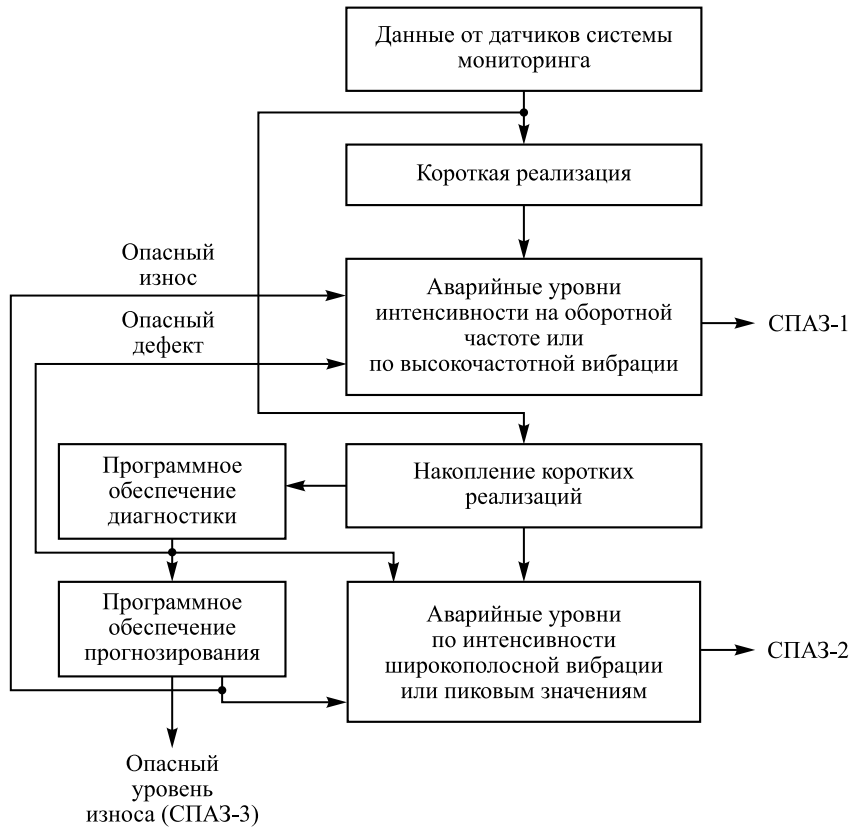


Рис. 7. Структура организации многоуровневой системы противоаварийной защиты с коррекцией уровней срабатывания по данным о наличии дефектов (из системы диагностики) и износе (из системы прогнозирования)

Заключение. Из перечисленного можно сделать ряд существенных практических выводов, касающихся принципов организации системы вибрационного мониторинга. Система вибрационного мониторинга должна контролировать не только процессы относительно низкочастотной вибрации, например, на оборотной частоте и ее гармониках для роторного оборудования, но и вибрации в области высоких частот, в том числе и случайные составляющие таких вибраций.

В качестве контролируемых параметров необходимо учитывать не только вибрационные перемещения и скорости, которые малочувствительны к высокочастотным составляющим вибрации, но и ускорения.

Для контроля возможных проявлений гигацикловой усталости следует контролировать как показатели текущего уровня оценок интенсивности вибрации, так и интегральное вибрационное воздействие в процессе эксплуатации, которое определяет износ конструктивных элементов.

Необходимо использовать усредненные показатели для параметров вибрации, например, в виде оценок среднеквадратичного значения скорости вибрации, а также экстремальные оценки в виде пиковых оценок или оценок по размаху, а также сформулировать корректные оценки интенсивности таких выбросов, поскольку такие экстремальные всплески могут оказывать влияние на процессы развития повреждений [19]. Для успешного реагирования на внезапное проявление скрытых дефектов система мониторинга должна включать средства автоматической противоаварийной защиты.

Указанные особенности целесообразно учитывать в нормативной документации.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Рунов Б.Т. *Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов*. Москва, Энергоиздат, 1982, 352 с.
- [2] *ГОСТ Р 56646–2015. Вибрация. Руководство по выбору критериев оценки вибрационного состояния машин*. Москва, Стандартинформ, 2016, 28 с.
- [3] Ленк А., Ренитц Ю. *Механические испытания приборов и аппаратов*. Москва, Мир, 1976, 272 с.
- [4] Терентьев В.Ф., Оксогоев А.А. *Циклическая прочность металлических материалов*. Новосибирск, Изд-во НГТУ, 2001, 61 с.
- [5] Махутов Н.А., Гаденин М.М. Закономерности накопления малоцикловых повреждений с учетом эксплуатационных параметров процесса нагружения. *Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника*, 2019, № 56, с. 45–57.
- [6] Furuya Y., Hirukawa H., Takeuchi E. Gigacycle fatigue in high strength steels. *Science and Technology of Advanced Materials*, 2019, vol. 20, no. 1, pp. 643–656.
- [7] Bathias C., Paris P.C. *Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice*. CRC Press, 2004, 328 p.
- [8] Rezaei A. *Fault Detection and Diagnosis on the Rolling Element Bearing*. Ottawa, Ontario. September 2007, 143 p.
- [9] Henríquez P., Alonso J.B., Ferrer M.A., Travieso C.M. Review of automatic fault diagnosis systems using audio and vibration signals. *IEEE transactions on systems, man, and cybernetics: systems*, 2014, 12 p.
- [10] Скворцов О.Б. *Модель формального нейрона*. Авторское свидетельство СССР № 437103. БИ № 27, 1974, 3 с.
- [11] Радчик И.И., Скворцов О.Б., Сушко А.Е., Арестов С.О., Зенин А.Н., Гвоздева Л.А. [и др.]. *Способ и устройство для контроля вибрации (варианты)*. Патент RU 2658568, кл. G01P 15/09, БИ № 18, 2018, 22 с.
- [12] Радчик И.И., Скворцов О.Б., Сушко А.Е., Арестов С.О., Зенин А.Н., Гвоздева Л.А. [и др.]. *Способ и устройство контроля вибрации (варианты)*. Патент RU 2658577, кл. G01H 11/06, БИ № 18, 2018, 26 с.
- [13] Радчик И.И., Скворцов О.Б., Сушко А.Е., Арестов С.О., Фокина Т.П., Балицкая Т.В. *Многоканальное устройство для сбора сигналов с акселерометров*. Патент RU 2658570, кл. G01M 1/00, БИ № 18, 2018, 13 с.
- [14] Радчик И.И., Скворцов О.Б., Сушко А.Е., Арестов С.О., Скворцова В.Б., Балицкая Т.В. [и др.]. *Многоканальное устройство сбора данных с акселерометров*. Патент RU 2644620, кл. G01M 7/02, БИ № 5, 2018, 14 с.
- [15] Радчик И.И., Скворцов О.Б., Сушко А.Е., Арестов С.О., Скворцова В.Б., Балицкая Т.В. *Многоканальное устройство для сбора данных с акселерометров*. Патент RU 2658569, кл. G01M 1/00, БИ № 18, 2018, 14 с.

- [16] Радчик И.И., Скворцов О.Б., Арестов С.О., Зенин А.Н., Фокина Т.П., Гвоздева Л.А. [и др.]. Датчик с микроэлектронным первичным измерительным преобразователем инерционного типа. Патент RU 2658565, кл. G01P 15/08, БИ № 18, 2018, 21 с.
- [17] Skvorcov O. Development of vibrating monitoring for hydro power turbines under operating condition. *Journal of Mechanics Engineering and Automation*, 2014, vol. 4, no. 11, pp. 878–886.
- [18] Trunin E.S., Skvortsov O.B. Operational monitoring of the technical condition of hydroelectric plants. *Power Technology and Engineering*, 2010, vol. 44, no. 4, pp. 314–321.
- [19] Nowell D., Kartal M.E., de Matos P.F.P. Characterisation of crack tip fields under non-uniform fatigue loading. *Frattura ed Integrità Strutturale. Rivista Ufficiale del Gruppo Italiano Frattura*, 2013, no. 25, pp. 1–6.
DOI: 10.3221/IGF-ESIS.25.01

Статья поступила в редакцию 05.02.2020

Ссылку на статью просим оформлять следующим образом:

Скворцов О.Б. Вибрационный мониторинг и прочность конструктивных элементов с учетом инерционных свойств материалов при воздействии широкополосной вибрации. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2020, вып. 6.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2020-6-1986>

Скворцов Олег Борисович — канд. техн. наук, старший научный сотрудник лаборатории структурной акустики отдела теоретической и прикладной акустики ИМАШ РАН, начальник отдела разработки систем контроля НТЦ «Завод Балансировочных машин». e-mail: skv@balansmash.ru

Vibration monitoring and strength of structural elements taking into account the inertial properties of materials under broadband vibration

© O.B. Skvortsov^{1,2}

¹Blagonravov Institute of Machine Science RAN, (IMASH RAN),
Moscow, 101000, Russia

²Scientific and Technical Center “Balancing Machine Plant”,
Moscow, 115230, Russia

The paper considers influence of the inertial properties of structural materials on mechanical stresses under high-frequency vibrations. The necessity of considering acceleration estimates when creating vibration monitoring systems focused on the incorporating cyclic strength is proved. The importance of the effects of high-frequency vibration in the local areas of the structural material is noted, taking into account the formation of latent defects and reducing the fatigue limit during gigacycle fatigue. Recommendations are given concerning supplement to the vibration monitoring system, taking into account the decrease in strength under high-frequency vibration when solving problems of diagnostics, forecasting and protection with new innovative solutions. It provides increased reliability of the diagnosis and protection of equipment. In addition to evaluating the current state of the unit based on the results of vibration intensity measuring, the proposed solutions allow additional assessing the degree of wear and taking into account the impact of fatigue processes in the operation of a multi-level automatic protection system of the equipment.

Keywords: vibration, strength, protection, monitoring, diagnostics, fatigue, forecasting, redundancy, wear, cost-effective solution

REFERENCES

- [1] Runov B.T. *Issledovaniye i ustraneniye vibratsii parovykh turboagregatov* [Research and elimination of vibration of steam turbines]. Moscow, Energoizdat Publ., 1982, 352 p. [In Russ.]
- [2] GOST R 56646–2015. *Vibratsiya. Rukovodstvo po vyboru kriteriyev otsenki vibratsionnogo sostoyaniya mashin* [State Standard R 56646–2015. Vibration. Guidance on the selection of criteria for assessing the vibrational state of machines]. Moscow, Standartinform Publ., 2016, 28 p. [In Russ.]
- [3] Lenk A., Renitz J. *Mekhanicheskiye ispytaniya priborov i apparatov* [Mechanical testing of devices and apparatuses]. Moscow, Mir Publ., 1976, 272 p. [In Russ.]
- [4] Terentyev V.F., Oksogoyev A.A. *Tsiklicheskaya prochnost metallicheskih materialov* [The cyclic strength of metallic materials]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2001, 61 p. [In Russ.]
- [5] Makhutov N.A., Gadenin M.M. *Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaya tekhnika — PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*, 2019, no. 56, pp. 45–57.
- [6] Furuya Y., Hirukawa H., Takeuchi E. *Science and technology of advanced materials*, 2019, vol. 20, no. 1, pp. 643–656.
- [7] Bathias C., Paris P.C. *Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice*. CRC Press Publ., 2004, 328 p.
- [8] Rezaei A. *Fault Detection and Diagnosis on the Rolling Element Bearing*. PhD thesis. Ottawa, Ontario. Carleton University Ottawa Publ., 2007, 143 p.

- [9] Henríquez P., Alonso J.B., Ferrer M.A., Travieso C.M. *IEEE transactions on systems, man, and cybernetics: systems*, 2014, 12 p.
- [10] Skvortsov O.B. *Model formalnogo neyrona* [Model of a formal neuron]. USSR Certificate of authorship no. 437103. Bulletin no. 27, 1974, 3 p.
- [11] Radchik I.I., Skvortsov O.B., Sushko A.E., Arestov S.O., Zenin A.N., Gvozdeva L.A., et al. *Sposob i ustroystvo dlya kontrolya vibratsii (varianty)* [Method and device for controlling vibration (options)]. Patent RF, no. 2658568. Bulletin no. 18, 2018, 22 p.
- [12] Radchik I.I., Skvortsov O.B., Sushko A.E., Arestov S.O., Zenin A.N., Gvozdeva L.A., et al. *Sposob i ustroystvo dlya kontrolya vibratsii (varianty)* [Method and device for controlling vibration (options)]. Patent RF, no. 2658577. Bulletin no. 18, 2018, 26 p.
- [13] Radchik I.I., Skvortsov O.B., Sushko A.E., Arestov S.O., Fokina T.P., Balitskaya T.V., et al. *Mnogokanalnoye ustroystvo dlya sbora signalov s akselerometrov* [A multi-channel device for collecting signals from accelerometers]. Patent RF, no. 2658570. Bulletin no. 18, 2018, 13 p.
- [14] Radchik I.I., Skvortsov O.B., Sushko A.E., Arestov S.O., Skvortsova V.B., Balitskaya T.V., et al. *Mnogokanalnoye ustroystvo dlya sbora signalov s akselerometrov* [A multi-channel device for collecting signals from accelerometers]. Patent RF, no. 2644620. Bulletin no. 5, 2018, 14 p.
- [15] Radchik I.I., Skvortsov O.B., Sushko A.E., Arestov S.O., Skvortsova V.B., Balitskaya T.V., et al. *Mnogokanalnoye ustroystvo dlya sbora signalov s akselerometrov* [A multi-channel device for collecting signals from accelerometers]. Patent RF, no. 2658569. Bulletin no. 18, 2018, 14 p.
- [16] Radchik I.I., Skvortsov O.B., Arestov S.O., Zenin A.N., Fokina T.P., Gvozdeva L.A., et al. *Datchik s mikroelektronnyim pervichnym izmeritelnyim preobrazovatelem inertsiionnogo tipa* [Sensor with a microelectronic primary measuring transducer of inertial type]. Patent RF, no. 2658565. Bulletin no. 18, 2018, 21 p.
- [17] Skvorcov O. B. *Journal of mechanics engineering and automation*, 2014, vol. 4, no. 11, pp. 878–886.
- [18] Trunin E.S., Skvortsov O.B. *Power technology and engineering*, 2010, vol. 44, no. 4, pp. 314–321.
- [19] Nowell D., Kartal M.E., de Matos P.F.P. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 2013, no. 25, pp. 1–6. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.25.01

Skvortsov O.B., Cand. Sc. (Eng.), Senior Research Fellow, Laboratory of Structural Acoustics, Department of Theoretical and Applied Acoustics, Blagonravov Institute of Machine Science RAN, Head of the Department of Control System Development, STC Balancing Machine Plant, author of research publications and inventions in the field of vibrometry and monitoring of industrial equipment. e-mail: skv@balansmash.ru