МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Ю. В. Киселев

Вибрационная диагностика систем и конструкций авиационной техники

Электронное учебное пособие

САМАРА
2010

УДК 621.431.75:534

Автор: Киселев Юрий Витальевич

Рассмотрены вопросы возбуждения вибрации в технических системах. Изложены основы описания вибрации временными и частотными характеристиками, рассмотрены методы анализа вибрации. Дано описание авиационной техники как объекта вибрационной диагностики и особенности вибрации, возбуждаемой различными источниками. Приведена методика идентификации спектральных характеристик вибрации. Приведены сведения о средствах измерения и анализа вибрации.

Рассмотрены вопросы контроля вибрации авиационных ГТД. Приведены сведения о влиянии неисправностей различных узлов и повреждений авиационных конструкций на вибрационные характеристики, и о диагностировании состояния узлов и конструкций авиационной техники по этим характеристикам.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению 162300, а также для смежных авиационных специальностей и направлений.

Учебное пособие рекомендуется для магистрантов в рамках магистерской программы ≪Контроль, динамика и испытания систем авиационной техники≫ по направлению 162300.68 ≪Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей", в качестве электронного ресурса.

Подготовлено на кафедре эксплуатации авиационной техники.

© Самарский государственный

аэрокосмический университет, 2010

Содержание

Стр.
Введение……4
1. Место и роль технической диагностики в системе эксплуатации авиационной техники……6
2. Характеристики и методы анализа вибрации ……11
2.1. Характеристики вибрации……11
2.2. Методы анализа вибрации……23
3. Источники и причины возбуждения вибрации изделий авиационной техники ……30
3.1. Авиационная техника как объект вибрационной диагностики……30
3.2. Роторная вибрация ГТД……36
3.3. Вибрация ГТД аэродинамического происхождения……39
3.4. Вибрация, возбуждаемая процессами в газовоздушном тракте ГТД……43
3.5. Вибрация подшипниковых узлов……44
3.6. Вибрация зубчатых передач……46
3.7. Идентификация характеристик вибрационных процессов…49
4. Средства измерения и анализа вибрации ……51
4.1. Средства измерения вибрации……51
4.2. Средства анализа вибрации……59
5. Контроль вибрации……64
5.1. Назначение и принципы штатного бортового контроля вибрации……64
5.2. Контроль изменения технического состояния ГТД по показаниям бортовой аппаратуры контроля вибрации……68
6. Диагностирование систем и конструкций авиационной техники по вибрационным параметрам ……75
6.1. Диагностирование причин изменения роторной вибрации…75
6.2. Диагностирование лопаточных узлов……83
6.3. Диагностирование подшипниковых узлов……87
6.4. Диагностирование зубчатых передач……91
6.5. Диагностирование повреждений сотовых конструкций……93
ЗАКЛЮЧЕНИЕ……97
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ……99
Приложение ……103

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность проблемы диагностирования определяется острой необходимостью оперативной оценки технического состояния авиационной техники на всех этапах жизненного цикла как на этапах проектирования и изготовления, так и на этапах эксплуатации и ремонта.

При диагностировании таких сложных систем как авиационная техника используется широкий спектр параметров различной физической природы. При выборе диагностического параметра для решения задач диагностики с идентификацией вида дефекта, степени его развития, а тем более, прогнозирования технического состояния, требуется большой объем информации.

Такие диагностические параметры как температура, давление, расход, содержание продуктов износа в масле и т.п., как правило, характеризуются одной величиной. Значительно больший объем информации содержится в вибрационных процессах – это общий уровень вибрации, частотный состав, соотношение между частотами и уровнями отдельных составляющих, статистические характеристики вибрационных процессов и т.д.

Отечественный и зарубежный опыт показывает, одним из важнейших средств поддержания надежности и повышения экономической эффективности использования изделий, в том числе и авиационной техники, является применение систем вибрационной диагностики.

Эффективность методов вибрационной диагностики обусловлена тем, дополнительные динамические силы, возникающие при появлении дефекта, возбуждают вибрацию непосредственно в месте его возникновения. Поскольку вибрация практически без потерь распространяется до места измерения, появляется возможность исследовать эти силы непосредственно на функционирующем изделии, без остановки и разборки. Другим немаловажным обстоятельством является возможность автоматизации процессов съема и обработки информации с помощью современной микропроцессорной техники.

В связи с изложенным является весьма важным овладение специалистами, занимающимися диагностированием авиационной техники, методами вибрационной диагностики.

При освоении методов вибрационной диагностики необходимо понимать физические основы возбуждения вибрации различными изделиями, знать характеристики, с помощью которых описывается вибрация, изменение этих характеристик при появлении неисправностей, знать особенности применения средств измерения и анализа вибрации.

В предлагаемом пособии излагаются основы вибрационной диагностики.

В первом разделе показано место диагностики в системе эксплуатации авиационной техники. Дано сравнение информативности различных методов диагностики.

Во втором разделе приведены сведения о параметрах и характеристиках вибрации, о методах анализа вибрации.

В третьем разделе выполнен анализ авиационной техники как объекта вибрационной диагностики, приведены сведения об основных источниках вибрации, физических причинах и частотном составе возбуждаемой ими вибрации.

Четвертый раздел посвящен средствам измерения и анализа вибрации.

В соответствии с нормами летной годности все воздушные суда должны быть оснащены средствами контроля вибрации двигателей силовых установок. Поэтому пятый раздел пособия посвящен вопросам контроля и диагностики состояния авиационных двигателей по показаниям штатной аппаратуры вибрации.

В заключительном шестом разделе изложены сведения о влиянии неисправностей на параметры вибрации и приведены примеры диагностирования различных узлов, систем и конструкция авиационной техники по параметрам вибрации.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей», а также для студентов, обучающихся по родственным авиационным специальностям.

1. Место и роль технической диагностики в системе эксплуатации авиационной техники

В настоящее время общепризнано, что уровень безопасности полетов обеспечивается не только надежностью конструкции ВС и грамотной летной эксплуатацией, но и применяемыми стратегиями и качеством технического обслуживания и ремонта (ТОиР) [1]. В последние годы практически для всех типов ВС применяются прогрессивные методы эксплуатации, которые заключаются в рациональном сочетании различных стратегий технического обслуживания (ТО): по наработке; по техническому состоянию (ТС), с контролем уровня надежности и с контролем параметров (рис.1.1) [2].

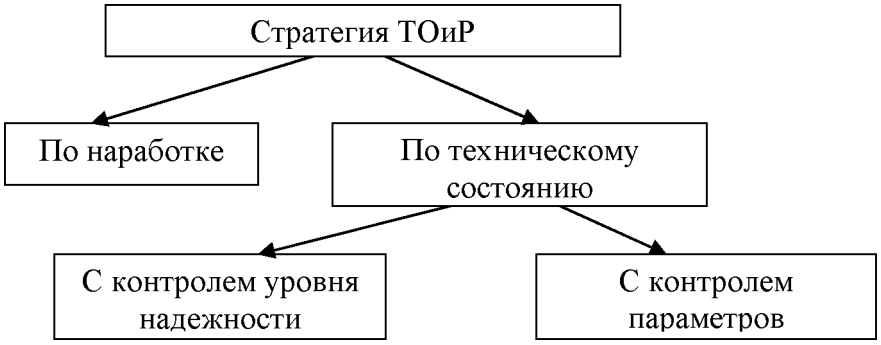


Рисунок 1.1 - Стратегии технического обслуживания и ремонта

1. ТО по наработке, при котором перечень и периодичность выполнения операций по обслуживанию определяется значением наработки изделия.

2. ТО по состоянию, при котором перечень и периодичность выполнения операций по обслуживанию определяется фактическим техническим состоянием изделия. Различают ТО по состоянию с контролем параметров и ТО по состоянию с контролем уровня надежности.

Реализация любой стратегии предполагает использование систем контроля и диагностирования.

При ТО по наработке параметром, который необходимо контролировать, является наработка. То есть требуются счетчики наработки. Кроме того, при периодическом ТО, выполняемом в соответствии с данной стратегией через определенные интервалы времени, проводится дефектация элементов и систем авиационной техники. Дефектация проводится с помощью средств ТД.

При ТО с контролем параметров нужны средства измерения параметров и оценки их соответствия нормативным значениям. То есть в этом случае впрямую используются подходы, характерные для технической диагностики.

При ТО с контролем уровня надежности необходим первичный материал об отказах для расчета характеристик надежности. Этот материал невозможно получить без регулярного диагностирования технического состояния.

Кроме того, эффективность ТО напрямую зависит от эффективности систем контроля и диагностирования. Известно, что 90% времени при ТО занимает процесс обнаружения неисправностей. Чем выше эффективность средств диагностики, тем быстрее проводится ТО, тем больше можно обеспечить годовой налет. Таким образом, техническая диагностика является важнейшей составляющей системы технической эксплуатации современных воздушных судов.

Следовательно, системы контроля и диагностики в современных условиях являются неотъемлемой частью технической эксплуатации авиационной техники при любой стратегии ТО [3]. В связи с этим операции по техническому диагностированию вошли непосредственно в процессы ТОиР, выполнение их предусмотрено нормативно-технической документацией, технологиями, бюллетенями.

Выполнение работ по техническому диагностированию проводится по достаточно сложным методикам и технологиям и требует специальных средств, а также специально обученного персонала. Поэтому в разработанных в настоящее время сертификационных требованиях к организациям, занимающимся технической эксплуатацией и ремонтом авиационной техники, указывается на необходимость наличия в их составе подразделения, занимающегося технической диагностикой. В соответствии с этими требованиями в составе организаций по ТОиР созданы и функционируют службы (лаборатории, участки, группы) технической диагностики, оснащенные необходимым оборудованием и укомплектованные соответствующим персоналом.

Эти службы на всех этапах эксплуатации авиационной техники решают большой комплекс задач (рис. 1.2) [3]:

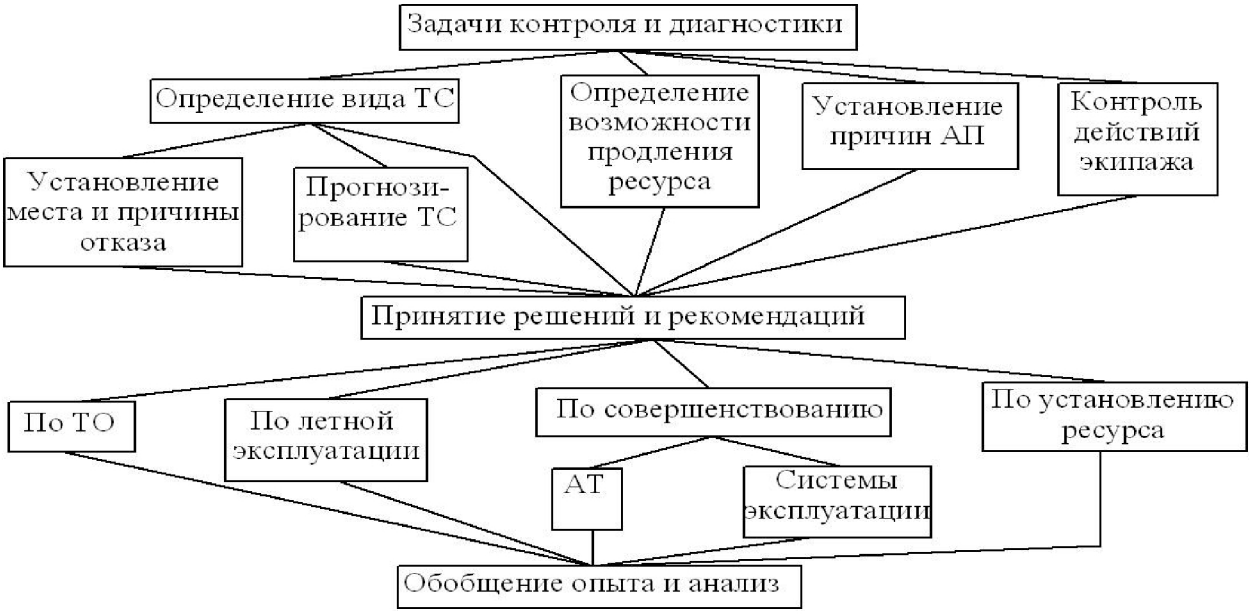


Рисунок 1.2 - Эксплуатационные задачи технической диагностики

- определение вида ТС изделия;

- определение места и причин появления отказов и неисправностей, выдача рекомендаций по их устранению в условиях ТО и ремонта и предотвращению их в дальнейшем;

- прогнозирование ТС изделия на заданный период с целью определения предотказного состояния;

- оценка выработки ресурса с целью установления остаточного ресурса;

- контроль правильности действий экипажа по летной эксплуатации АТ и информирование экипажа об изменениях в техническом состоянии АТ для принятия мер по предотвращению или парированию опасной ситуации;

- установление причин авиационных происшествий или предпосылок к ним;

- накопление статистических материалов для обобщения опыта и совершенствования систем контроля и диагностики, самой АТ и ее системы эксплуатации.

Перечисленные задачи решаются на всех этапах эксплуатации авиационной техники.

Для определения технического состояния авиационной техники используется широкий спектр методов и средств технической диагностики [3, 4, 5], которые используют диагностические параметры различной физической природы. В практике эксплуатации авиационной техники нашли применение следующие методы.

В первую очередь это методы неразрушающего контроля (МНК), а именно: оптико-визуальный, капиллярный, магнитного контроля, вихревых токов, ультразвуковой, радиационный. Эти методы наиболее широко используются в эксплуатации авиационной техники [4, 5, 6, 7, 8, , 10, 11].

Для оценки состояния гидравлических и масленых систем нашел применение *метод диагностирования узлов трения по накоплению продуктов износа в масле* [4, 5, 7, 9, 12]. Из опыта эксплуатации известно, что часть отказов авиационной техники связана с нарушением работы узлов трения из-за недопустимых износов. Процесс разрушения трущихся деталей начинается, как правило, с разрушения поверхностного слоя материала под действием высоких контактных напряжений, что проявляется в виде отрыва частиц материала. Эти частицы уносятся маслом. По их наличию и концентрации можно судить о возникновении и развитии неисправности.

Для оценки состояния высокотемпературных узлов (в частности ГТД) нашли применение *тепловые методы*, основанные на анализе теплового (инфракрасного) излучения элементов, деталей или всего объекта, также относятся к физическим методам. Работоспособное (исправное) изделие имеет определенную картину теплового излучения. Изменение этой картины свидетельствует об изменении режима работы или технического состояния изделия [4, 13, 14]. Однако тепловая диагностика предполагает использование широкого спектра дорогостоящих средств и используется только при доводке двигателей.

Также используются *виброакустические методы* контроля и диагностики, которые основаны на анализе характеристик шума и вибрации изделий [5, 15, 16, 17, 18, 19]. Известно, что характеристики шума и вибрации зависят от технического состояния машины. В процессе эксплуатации происходит изменение технического состояния узлов и деталей объекта диагностики, а также протекающих в нем рабочих процессов. В результате будут меняться и характеристики вибрации и шума.

В практике диагностирования состояния авиационной техники широко используются, так называемые *параметрические методы* основаны на измерении диагностических параметрах, которые напрямую связаны с функциональным назначением объекта, а в ряде случаев непосредственно характеризует его техническое состояние (например: температура газов за турбиной, давление и расход различных жидкостей и газа, КПД и т. п.). Параметрические методы широко применяются при диагностировании авиационной техники, в том числе и авиационных ГТД, что нашло отражение в литературе [3, 4, 5, 9, 20, 21, 22, 23].

Автором работ [24, 25] выполнен сравнительный анализ информативности различных методов. Результатом сравнительного анализа методов диагностики на примере ГТД, в основе которого положены экспертные оценки, полученные с учетом накопленных многолетних статистических данных и обобщенного опыта эксплуатации, является оценка информативности методов (табл.1.2).

Таблица 1.1 Оценка информативности методов диагностики ГТД

№	Методы диагностики ГТД	Оценка (max- 10 баллов)
1	Тепловизионный (инфракрасная	9,5
2	Трибомониторинг (анализ проб авиамасел)	8,5
3	Эндоскопия (фото-видео документирование)	8,0
4	Вибрационный	7,5
5	Термогазодинамическая параметрия	6,0

Как следует из полученных данных, если исключить тепловые методы, которые в настоящее время не получили достаточного распространения в эксплуатации, то на долю методов диагностирования ГТД по вибрационным параметрам приходится большой объем информации об отказах и неисправностях. Поэтому в данном учебном пособии рассматриваются именно эти методы.

Контрольные вопросы к разделу 1.

1. Какие стратегии используются при эксплуатации авиационной техники?
2. Перечислите эксплуатационные задачи технической диагностики?
3. Какие методы наиболее широко применяются при диагностики авиационной техники?
4. Дайте краткую характеристику методам контроля и диагностики авиационной техники.
5. Дайте краткую характеристику методам контроля и диагностики ГТД по виброакустическим параметрам?
6. Дайте сравнительную оценку информативности различных методов контроля и диагностики авиационной техники.

2. Характеристики и методы анализа вибрации

2.1. Характеристики вибрации

В соответствии с классификацией, предложенной в работе [26], под виброакустическими процессами будем понимать собственно вибрацию, акустический шум, пульсации давления, переменные напряжения, поскольку им присущи одинаковые свойства с точки зрения их описания, измерения и анализа.

Виброакустические процессы современной авиационной техники очень сложное по своей структуре явление. Описание свойств этих процессов выполнено в большом числе публикаций [15, 16, 17, 18, 19, 26 и др.]. Одного, прежде чем переходить к изучению этого сложного колебательного процесса, напомним основные понятиями о простейших колебаниях, и в первую очередь о механических колебаниям - вибрации.

Термин вибрация относится только к механическим колебаниям. Вибрацией называется движение точки или механической системы, при котором происходят колебания характеризующих его скалярных величин. Однако не всякие механические колебания называют вибрацией. Этим термином чаще всего пользуются там, где колебания имеют относительно малую амплитуду и не слишком низкую частоту. Например, вибрирует фундамент, корпус газотурбинного двигателя, подшипник, но этот термин едва ли применим к колебаниям физического маятника.

Характер и специфика колебательного процесса во многом определяется свойствами колебательной системы.

Все колебательные системы принято разделять на линейные и нелинейные. В линейных системах связь между её параметрами и параметрами воздействия устанавливается с помощью линейных дифференциальных уравнений. В нелинейных системах эта связь устанавливается с помощью свойств нелинейных дифференциальных уравнений.

Одним из важнейших свойств линейной системы является возможность применения к ним принципа суперпозиции. Он заключается в следующем. Пусть на систему действуют две независимые внешние силы $f_1(t)$ и $f_2(t)$, то есть суммарную внешнюю силу можно представить уравнением

$$f_\Sigma(t) = f_1(t) + f_2(t).$$

Если известно, что при воздействии на систему только силы $f_1(t)$ её отклик описывается функцией $x_1(t)$, а при воздействии только силы $f_2(t)$ – $x_2(t)$. Тогда отклик линейной системы на суммарную силу $f_\Sigma(t)$ можно представить уравнением

$$x_{\Sigma}(t) = x_1(t) + x_2(t)$$

Для нелинейных систем этот принцип не выполняется.

Важнейших признаков классификации систем является число степеней свободы системы. Под числом степеней свободы системы понимают количество независимых параметров, однозначно определяющих положение всех точек системы в пространстве. Различаю системы с конечным числом степеней свободы и системы с бесконечным числом степеней свободы. С математической точки зрения колебания систем с конечным числом степеней свободы описываются обыкновенными дифференциальными уравнениями. Колебания распределительных систем - дифференциальными уравнениями в частных производствах.

Реальные упругие системы являются распределенными системами. В ходе решения практических задач часто проводят замену распределенной массы конечным числом сосредоточенных масс. Такая замена позволяет перейти от рассмотрения распределенной системы к рассмотрению системы с конечным числом степеней свободы, что существенно упрощает процесс теоретического анализа колебаний системы.

Для описания виброакустических процессов необходимо задать закон, определяющий их поведение. Если это вибрация необходимо задать закон колебаний материальной точки и параметрами этого закона. Закон движения определяет форму колебаний во времени.

Различают детерминированные и случайные колебания. К детерминированным относятся колебательные процессы, которые могут быть описаны точными математическими соотношениями. Случайные колебательные процессы случайны по своей природе и описываются не точными математическими уравнениями, а при помощи осредненных статистических характеристик.

Процессы, описывающие детерминированные виброакустические процессы (в том числе и вибрации), могут быть периодическими и непериодическими. В свою очередь периодические процессы можно разделить на гармонические и негармонические. К непериодическим относятся почти периодические и переходные процессы. Негармонические периодические и почти периодические процессы образуют группу полигармонических процессов.

Классификация детерминированных процессов изображена схематически на рис. 2.1. Отметим, что может наблюдаться любая комбинация перечисленных типов, а также тот факт, что приведенная классификация основана на соображениях удобства и её нельзя считать применимой при решении всех возможных задач.

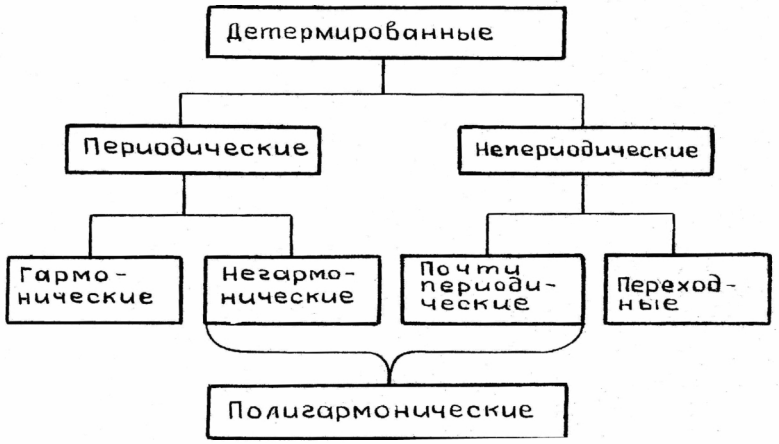


Рисунок 2.1 - Классификация детерминированных колебательных процессов

Простейшим (и наиболее важным) видом периодических колебаний являются гармонические колебания, при которых колеблющаяся величина изменяется во времени по закону синуса или косинуса (рис. 2.2):

$$x(t) = A\sin(\omega t + \varphi) = A\cos(\omega t + \psi) \qquad (2.1)$$

где A, ω, φ, ψ - постоянные параметры.

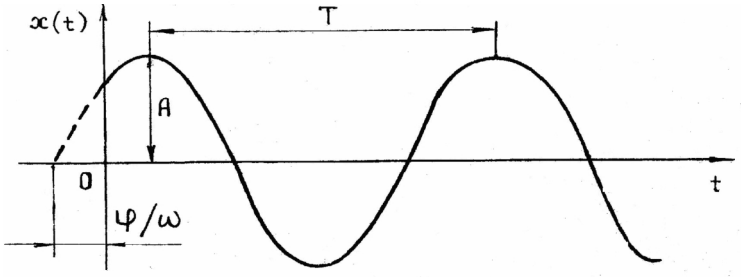


Рисунок 2.2 - Гармонические колебания

Параметр А равен наибольшему значению колеблющейся величины и называется амплитудой гармонических колебаний или просто амплитудой. Постоянный параметр $\varphi(\psi = \varphi - \pi/2)$ называется начальной фазой колебания, а аргумент $\omega t + \varphi$ называется фазой колебаний в момент времени t. Параметр ω является угловой частотой.

Гармонические колебания – периодические, это означает, что по истечении одного или целого числа периодов времени точка приходит к одному и тому же положению. В самом деле,

$$x(t) = A\sin(\omega t + \varphi) = A\sin\left[\omega\left(t + \frac{2\pi}{\omega}\right) + \varphi\right] = A\sin\left[\omega\left(t + \frac{2k\pi}{\omega}\right) + \varphi\right]$$

Полный цикл колебаний совершается за время $T = \dfrac{2\pi}{\omega}$, называемое периодом колебаний. Величина, обратная периоду колебаний, называется

частотой колебаний: $f = \frac{1}{T}$; она определяет число полных колебаний (циклов) в единицу времени. В технике период колебаний обычно измеряется в секундах; частота f , следовательно, имеет размерность $с^{-1}$. Угловая частота колебаний ω связана с величинами f и T соотношением

$$\omega = 2\pi \frac{1}{T} = \frac{2\pi}{T} \qquad (2.2)$$

Она также измеряется в $с^{-1}$. Эта частота равна числу периодов колебаний, которые укладываются на отрезке времени продолжительностью 2π . Необходимо остерегаться смешению частот f и ω. Частоту f обычно измеряют в Герцах (Гц). Для угловой частоты наряду с размерностью $с^{-1}$ часто использует размерность рад/с.

Если гармонический закон описывает перемещение материальной точки $S(t)$,то колебания скорости $V(t)$ и ускорения $W(t)$ точки подчиняются также гармоническому закону с той же частотой. В самом деле, если

$$S(t) = S\sin(\omega t + \varphi)$$

То скорость при колебательном движении

$$V(t) = \frac{d\ s(t)}{dt} \omega s \cos(\omega t + \varphi)$$

а ускорение

$$W(t) = \frac{d^2 s(t)}{dt^2} = -\omega^2 s \sin(\omega t + \varphi)$$

Амплитуды перемещения S, скорости V и ускорение W при гармонических колебаниях связаны между собой соотношениями

$$V = \omega S\ ;\quad W = \omega^2 s = \omega V \qquad (2.3)$$

В технической литературе перемещение, скорость и ускорение при вибрации называют соответственно виброперемещением, виброскоростью и виброускорением. В системе СИ виброперемещение измеряется в метрах (м), виброскорость – в метрах в секунду (м/с), виброускорение – метрах на секунду в квадрате ($м/с^2$). Поскольку амплитуды виброперемещений ГТД имеет порядок долей мм, виброскоростей – десятков мм/с, а виброускорений – десятков $м/с^2$, то на практике используют следующие единицы измерения: для виброперемещений мм или микрометры (мкм), для виброскоростей мм/с, для виброускорений $м/с^2$. Для виброускорений используется также единица измерений $g = \frac{W}{9{,}8}$, то есть отношение величины виброускорения к величине ускорения земного тяготения.

Также величина вибрации может выражаться в относительных единицах – децибелах (дБ). В этом случае уровни виброперемещений, виброскорости и виброускорения определяются следующим образом

$$L_S = 20*\lg\frac{S}{S_{пор}}, \text{ дБ};$$

$$L_V = 20*\lg\frac{V}{V_{пор}}, \text{ дБ};$$

$$L_W = 20*\lg\frac{W}{W_{пор}}, \text{ дБ}.$$

В качестве пороговых значений $S_{пор}, V_{пор}, W_{пор}$ могут приниматься любые значения, однако чаще всего принимаются следующие значения $S_{пор} = 8*10^{-12} м$, $V_{пор} = 5*10^{-8} м/с$, $W_{пор} = 3*10^{-4} м/с^2$.

В общем случае к периодическим относятся такие типы колебательных процессов, которые могут быть описаны функцией времени, точно повторяющей свои значения через одинаковые интервалы времени T

$$x(t) = x(t \pm nT), \quad \text{n=1,2,3…} \qquad (2.4)$$

Негармонические периодические колебания относятся к классу полигармонических колебаний, если состоят из суммы двух или более гармонических колебаний с различными амплитудами, частотами и начальными фазами. Причем, необходимым условием периодичности процесса является тот факт, чтобы частоты всех гармонических составляющих процесса находились в рациональном соотношении. Если отношение частот хотя бы двух каких-либо гармонических составляющих выражается иррациональным числом, то такой полигармонический процесс не будет периодическим.

Учитывая, что основная доля полезной информации полигармонического процесса заключена в параметрах простых гармонических колебаний, составляющих этот сложный процесс, на практике эффективно применять описание процесса не во временной, а в частотной форме. Такое описание основано на разложении Фурье [27]. Смысл его заключается в том, что периодическая функция может быть представлена как множество синусоидальных кривых с гармонически связанными частотами:

$$x(t) = A_0 + \sum_{i=1}^{\infty} A_i \sin(i\omega_1 t + \varphi_i) \qquad (2.5)$$

Каждое слагаемое суммы (3.5), кроме постоянной A_0, является синусоидальным колебанием (гармонической составляющей, гармоникой) с амплитудой A_i, частотой $if_1 = i\omega_1/2\pi$ и начальной фазой φ_i. Частоты слагаемых кратны частоте периодических колебаний $f_1 = 1/T$, то есть i=1,2,3, …, где T- период колебаний. Амплитуды Ai и фазовые углы φ_i определяется по формулам [26].

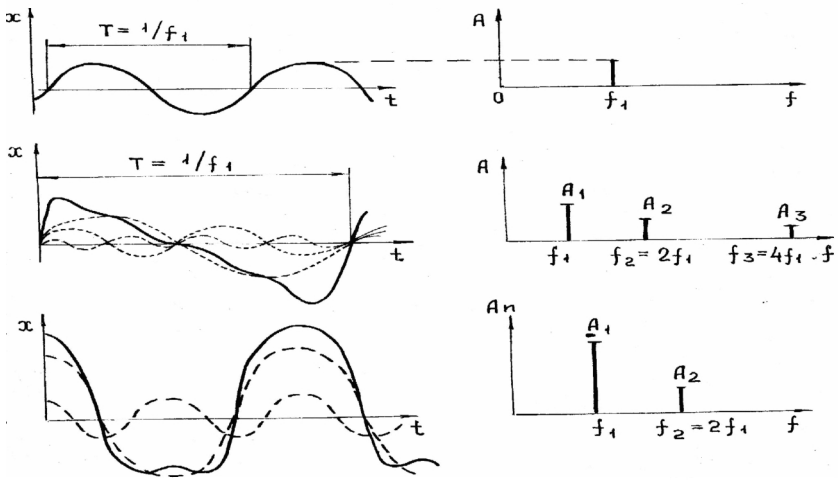
Величина A_0 равна среднему значению функции x(t) за период

$$A_0 = \frac{1}{T}\int_{-T/2}^{T/2} x(t)dt$$

Среднее значение колебательных (виброакустических) процессов обычно равно нулю.

Разложение Фурье позволяет полностью определить сложную периодическую функцию (2.5) в форме совокупностей (спектров) амплитуд A_i и фаз φ_i гармоник с соответствующими частотами f_i, расположенными в порядке возрастания частот, то есть амплитудным и фазовым спектрами. В большинстве практических задач достаточно знать только амплитудный спектр.

Амплитудный спектр – это спектр колебаний, в котором величинами, характеризующими гармоники, являются их амплитудами. Он изображается графически в системе координат «амплитуда – частота» (A-f) в виде совокупности вертикальных отрезков, расположенных в соответствующих точках оси частот. Длина отрезков равна величине соответствующей амплитуды A_i. Такой амплитудный спектр называется дискретным или линейчатым. Спектр периодической функции состоит из равноотстоящих спектральных линий с интервалом f_1, поскольку частоты гармоник находятся в простых кратных соотношениях. На рис. 2.3 в качестве примера спектры различных периодических процессов, включая гармонический (рис. 2.3, а).



а) б)

а- описание во временной и б – в спектральной форме

Рисунок 2.3 - Примеры периодических колебательных процессов и их частотные спектры

Полигармонический процесс будет периодическим только в том случае, если отношения всех возможных пар частот гармонических составляющих процесса представляют собой рациональные числа. Если отношения частот представляют собой нерациональные числа то процесс не будет периодическим.

Такие процессы относятся к почти периодическим и могут быть описаны функцией времени

$$x(t) = \sum_{i=1}^{\infty} A_n \sin(\omega_i t + \varphi_i) \qquad (2.6)$$

Где не все соотношения ω_n / ω_n представляет собой рациональные числа.

Почти периодическому процессу соответствует амплитудный дискретный спектр, аналогичный спектру периодического процесса, с той разницей, что частоты компонент неизмеримый.

Для колебательных процессов наряду со спектральными и временными характеристиками возможно применение других характеристик колебательных процессов: пикового значения $x_{пик}$, среднего абсолютного значения $x_{ср.\ абс}$ и среднеквадратичного значения. Пиковыми значениями колеблющейся величины на рассматриваемом отрезке (0, Т) называются абсолютные значения максимума и минимума этой величины на рассматриваемом отрезке (0,Т):

$$X_{пик+} = \left| \max_{t \in T} x(t) \right| \ ; \ X_{пик-} = \left| \max_{t \in T} x(t) \right| \qquad (2.7)$$

Сумма ($X_{пик+}$+$X_{пик-}$) называется размахом колебаний на отрезке Т.

Пиковые значения колеблющейся величины не учитывают форму процесса и в этом смысле имеют ограниченное применение на практике.

Более эффективными характеристиками процессов, учитывающими форму (состав) колебаний являются следующие осредненные характеристики колебательных процессов:

модуль средневыпрямленного значения

$$X_{ср_{абс}} = \frac{1}{T}\int_0^T |x(t)|dt \qquad (2.8)$$

и среднее квадратичное (эффективное) значение

$$X_{ср_{кв}} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)dt} \qquad (2.9)$$

колеблющейся величины x(t) на отрезке Т. Характеристика $x_{ср.кв.}$ имеет особое значение, так как характеризует энергию колебательного процесса или его среднюю мощность. В приложениях особый интерес представляют средние квадраты $x^2_{ср.кв.}$, которые обычно оказываются пропорциональными энергии процесса или его средней мощности. Если процесс x(t) периодический и его можно представить в виде ряда Фурье (2.5), то применяя формулу (2.9), можно записать

$$x^2_{ср.кв.} = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{\infty} A_i^2 \qquad (2.10)$$

Здесь принято A_0=0.

Для чисто гармонического процесса, заданного в виде (2.1), значения вышеприведенных характеристик составляют:

$x_{пик} = A;\ x_{ср} = 0 \quad x_{ср.абс} = \frac{2}{\pi}A;\ x_{ср.кв} = \frac{1}{\sqrt{2}}A$ (A – амплитуда колебаний).

Как уже указывалось ранее, процессы, соответствующие случайным физическим явлениям, нельзя описать точными математическими соотношениями, поскольку результат каждого наблюдения над процессом невоспроизводим в точности. В связи с этим определение характеристик случайных колебаний основывается на вероятностных (статистических) методах, которые используют такие понятия, как распределение вероятности мгновенных значений процесса в виде плотности вероятности и непрерывные частотные спектры колебаний (вибрации) в виде среднеквадратичных спектральных плотностей (спектральных плотностей мощности) процессов.

В силу особенностей вибрации газотурбинных установок из всего многообразия случайных колебательных процессов выделим узкополосные случайные колебания (вибрации). Общее аналитическое представление узкополосной случайной вибрации имеет вид:

$$x(t) = A(t)\sin[\omega_0 t + \varphi(t)] \qquad (2.11)$$

где A(t) и $\varphi(t)$ - медленно меняющиеся случайные функции по сравнению с функцией $\sin\omega_0 t$

Во временном представлении колебания (2.11) напоминают почти гармонические модулированные колебания (рис. 2.4), поэтому её называют квазигармонической.

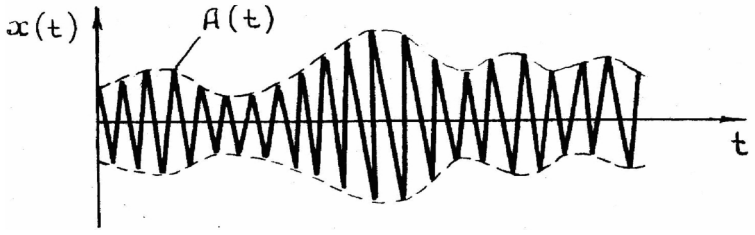


Рисунок 2.4 - Узкополосный колебательный процесс

В изучении непрерывных процессов, таких как случайные колебания, часто оказывается удобным использовать понятие плотности вероятности. С физической точки зрения плотность вероятности можно определить, как вероятность нахождения мгновенных значений колебательной величины $x(t)$ в некотором интервале значений $\Delta x(t)$, разделенную на этот интервал (рис.2.5). В математической формулировке плотность вероятности $f(x)$ на некотором данном уровне мгновенных значений процесса x, определяется выражением:

$$f(x) = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{P[x \lhd x(t) \le x + \Delta x]}{\Delta x} \qquad (2.12)$$

где $P[x \lhd x(t) \le x + \Delta x]$ - вероятность того, что значения x(t) попадают в интервал от x до x+Δx.

Оценку величины $P[x \lhd x(t) \le x + \Delta x]$ для реализации на конечном времени T

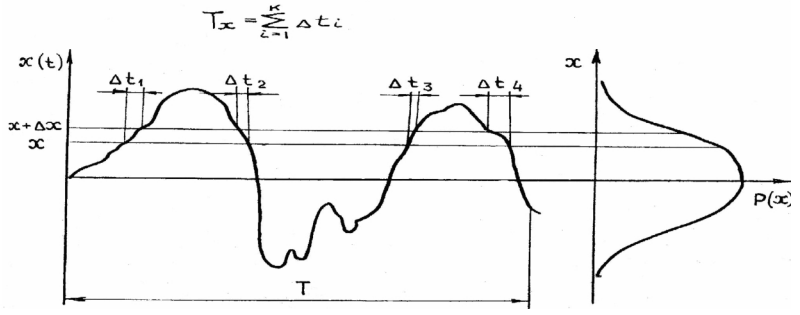
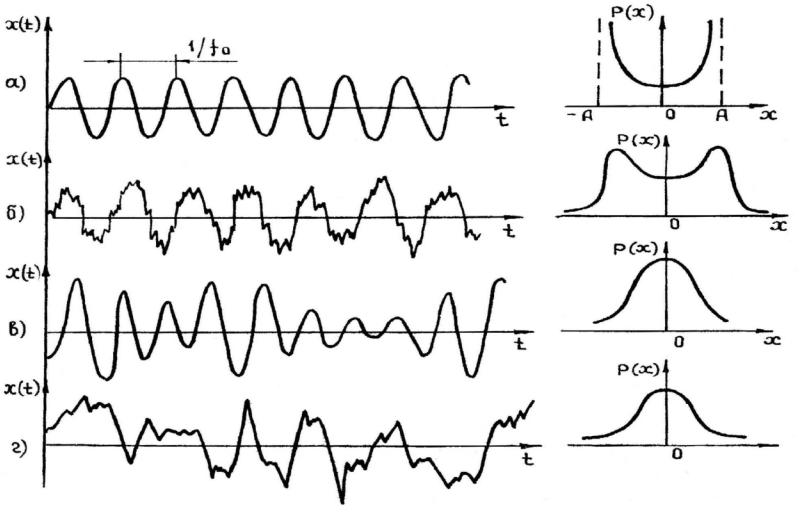


Рисунок 2.5 - К определению плотности вероятности распределения мгновенных значений колебательного процесса

можно найти, вычисляя отношение суммарной продолжительности нахождения процесса в интервале (x, x+Δx) за время наблюдения T ко времени T (см. рис. 2.5). При стремлении T к бесконечности это отношение все точнее описывает вероятность такого события.

Таким образом

$$P[x \lhd x(t) \le x + \Delta x] = \lim_{T \to \infty} \frac{T_x}{T}. \qquad (2.13)$$



а – гармонический процесс: б – сумма гармонического и случайного : в – узкополосный случайный процесс: г – широкополосный случайный процесс:

Рисунок 2.6 - Примеры колебательных процессов и их графики плотности распределений

С учетом выражений (2.12) и (2.13) можно утверждать, что отношение $\frac{T_x}{T}$ является экспериментальной оценкой плотности распределения значений колебательного (виброакустического) процесса.

В качестве примера на рис. 2.14 изображены графики плотности распределения мгновенных значений для четырех видов, часто встречающихся на практике колебательных процессов.

Отметим, что детерминированное гармоническое колебание рассматривается в данном случае как одно из выборочных значений случайного процесса. Из рисунка видно, что плотность вероятности можно использовать, в частности для того, чтобы отличить гармонический процесс от случайного. Вместе с тем, плотность вероятности не дает представление о частотном составе изучаемого виброакустического процесса.

Данные о частотном составе можно получить, используя понятие функции спектральной плотности мощности, которая описывает общую частотную структуру процесса через распределение по частоте (спектральную плотность) дисперсии этого процесса. Дать представление о спектральной плотности мощности можно следующим образом.

Дело в том, что рассмотренные ранее осредненные характеристики детерминированных колебательных процессов (2.8), (2.9) возможно применить и для случайных процессов. Необходимо лишь учесть, что под временем T в отмеченных формулах имеется в виду не период, а длина реализации случайного колебательного процесса. Так, величина квадрата среднеквадратического значения процесса, полученная в соответствии с формулой (2.9)

$$x^2_{ср.кв} = \frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)dt$$

будет характеризовать энергию или среднюю мощность случайного колебательного процесса.

Среднее значение квадрата значений реализации x(t) в узком интервале частот от f до $f + \Delta f (x^2_{ср.кв}\Delta f)$ можно получить, подавая эту реализацию на вход полосового фильтра с узкой полосой пропускания и усредняя возведенную в квадрат функцию на выходе фильтра x(t)Δf. Это осредненное значение квадрата приближается к точному его значению при стремлении T к бесконечности:

$$x^2_{ср.кв}\Delta f = \lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)\Delta f dt \qquad (2.13)$$

При малых значениях Δf спектральную плотность $G_x(f)$ можно определить, пользуясь приближенным равенством

$$G_x(f) \approx \frac{x^2_{ср.кв}\Delta f}{\Delta f} \qquad (2.14)$$

Точное значение получим при стремлении Δf к нулю:

$$G_x(f) = \lim_{\Delta f\to 0}\frac{x_{ср.кв}\Delta f}{\Delta f} = \lim_{\Delta f\to 0}\frac{1}{\Delta f}\left[\lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\int_0^T x^2(f)\Delta f dt\right] \qquad (2.15)$$

Величина $G_x(f)$ – всегда действительная, неотрицательная функция.

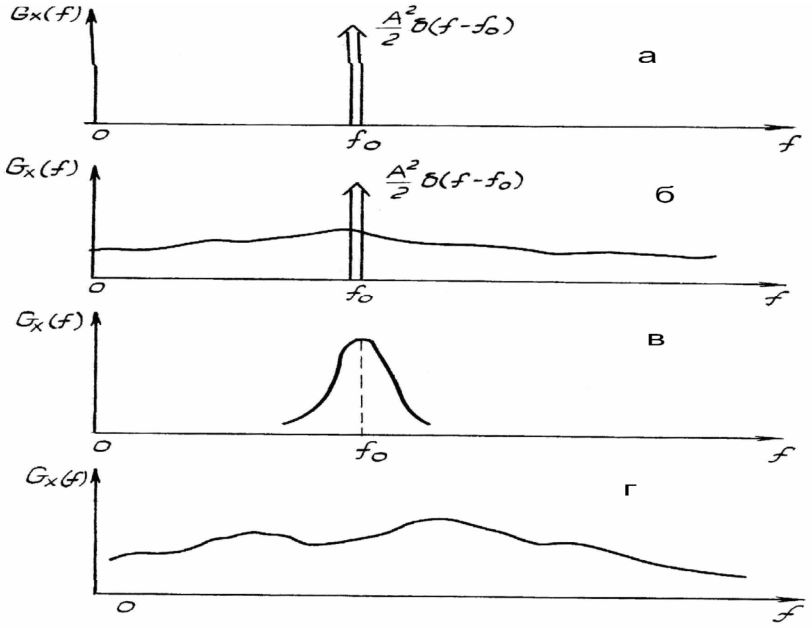
На рис. 2.7 показаны типичные энергетические спектры функций времени, изображенных на рис. 2.6.

Дискретный энергетический спектр гармонического колебания (рис. 2.7,а) выражается формулой

$$G_x(f) = \frac{A^2}{2}\delta(f - f_0) \qquad (2.16)$$

где $\delta(f - f_0)$ - дельта-функция. Это значит, что спектральная плотность гармонического колебания равна бесконечности на частоте этого колебания и нулю при других значениях частоты. Однако интеграл энергетического спектра, взятый в любых пределах, которые включают в себя частоту гармонического колебания, имеет конечное значение, равное среднему значению квадрата, то есть $\frac{A^2}{2}$.

Широкополосному случайному процессу соответствует гладкий и широкий непрерывный спектр (рис. 2.7 г).



а – гармонический процесс; б – сумма гармонического и случайного процессов; в – узкополосный случайный процесс; г – широкополосный случайный процесс

Рисунок 2.7 - Графики спектральных плотностей

Энергетический спектр суммы гармонического колебания и широкополосного случайного процесса равен просто сумме спектров гармонического колебания и случайного процесса, как показано на рис. 2.7 б.

С другой стороны энергетический спектр узкополосного процесса (рис. 2.7 в) содержит, как и в случае гармонического колебания, узкий пик

(отсюда и термин «узкополосный»), но все же он имеет вид гладкой непрерывной кривой, как и спектр случайного процесса.

Контрольные вопросы к разделу 2.1

1. К каким по физической природе колебаниям относится термин «вибрация»?
2. К какому классу систем применим принцип суперпозиции?
3. В чем принципиальное различие детерминированных и случайных колебаний?
4. Что называется гармоникой периодического сигнала? Какими параметрами она характеризуется?
5. Чем отличаются спектры периодического и почти периодического процессов?
6. Как связаны между собой амплитуды виброперемещений, виброскоростей и виброускорений гармонического вибрационного процесса?
7. Что называется амплитудным спектром вибрационного процесса?
8. Как определяется плотность вероятности распределения мгновенных значений стационарного и эргодического колебательного процесса?
9. Какую информацию о случайных колебаниях несет в себе энергетический спектр?
10. Как называются колебания, совершающиеся при отсутствии внешних воздействий?
11. Как называются колебания, возникающие в системе под действием внешних переменных воздействий?
12. Какие составляющие присутствуют в спектре колебательного процесса линейной колебательной системы при полигармоническом возбуждении?

2.2. Методы анализа вибрации

Целью анализа вибрации является получение необходимой информации о характеристиках и параметрах вибрации и выдача на основе этой информации о техническом состоянии ГТД.

Основные виды анализа вибрации включают анализ вибрации во временной области и частотной области (рис. 2.8).

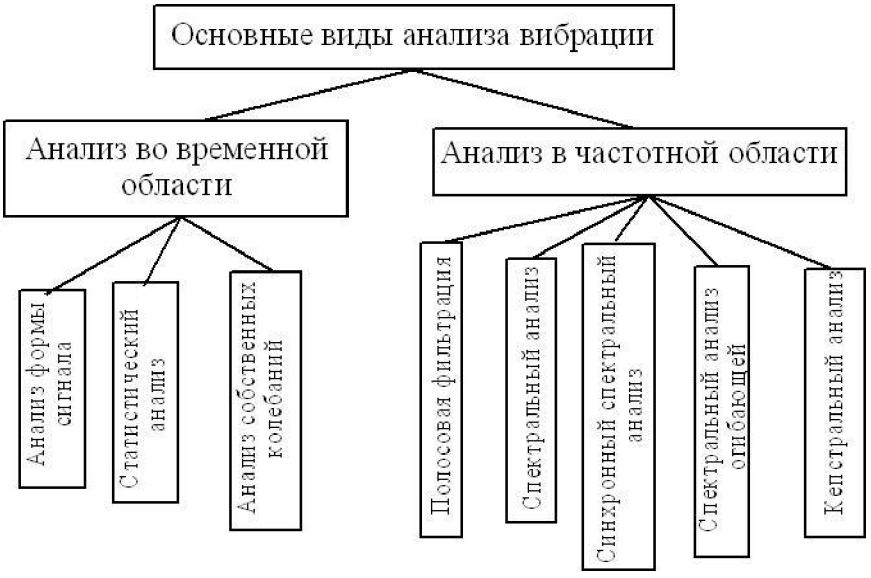


Рисунок 2.8 - Основные виды анализа вибрации

Анализ во временной области чаще всего реализуется в виде анализа формы сигнала, анализа плотности распределения сигнала или анализа затухающих колебаний системы.

Реальный вибрационный сигнал имеет весьма сложную форму, и анализировать его непосредственно достаточно сложно (рис.2.9). Однако, если из широкополосного вибрационного сигнала с помощью полосового частотного фильтра выделить информационный диапазон частот, то форма сигнала становиться пригодной для обнаружения дефектного состояния. На рис. 2.10, взятого из [28], приведен пример изменения временного сигнала вибрации, после выделения информационного диапазона частот, для исправного и дефектного подшипника.

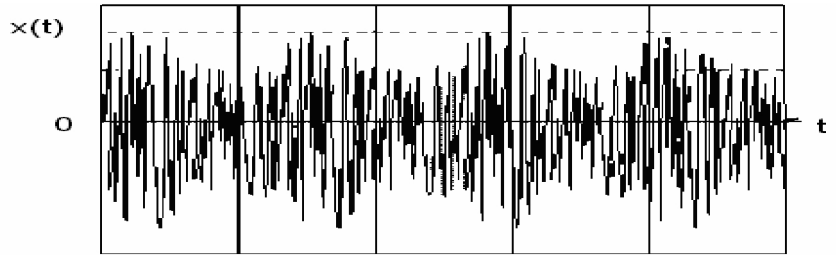


Рисунок 2.9 - Запись временного сигнала высокочастотной вибрации

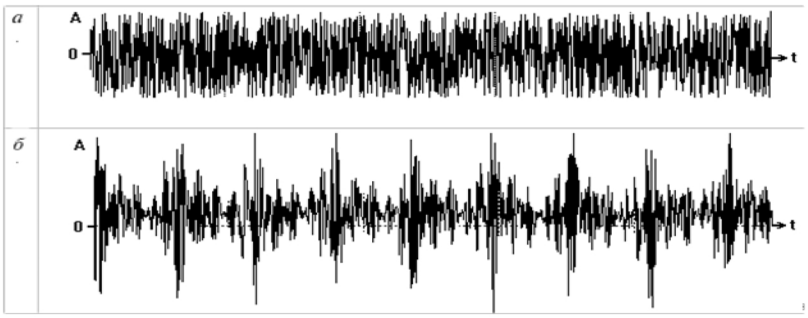


Рисунок 2.10 - Временные сигналы в информационном частотном диапазоне
а) исправный подшипник, б) подшипник с раковиной

Считается, что информативность статистического анализа (анализа плотностей распределения) не велика. Одного как следует из предыдущего материала (рис.2.6), подобный анализ позволяет обнаружить в вибрационном сигнале доминирующих компонент (гармонических или ударных составляющих).

Если рассматривать возможности анализа собственных (свободных) затухающих колебаний, то он позволяет получить диагностическую информацию, которая влияет на частоту собственных колебаний системы и на скорость затухания этих колебаний, т.е. на демпфирующие свойства системы. Или другими словами, если неисправность повлияет на динамические (жесткостные, демпфирующие массовые) характеристики системы [29].

Методы анализа вибрации в частотной области применяются более широко, чем во временной.

Полосовая фильтрация, как правило, используется как предварительный этап анализа вибросигналов, выделения информативных частотных диапазонов. Отфильтрованный сигнал подвергается дальнейшей обработки для получения необходимых характеристик (формы временного сигнала, спектра огибающей и т.п.)

Спектральный анализ наиболее часто применяется для исследования структуры вибрации, как наиболее адекватный способ обнаружения составляющих вибрации. На рис.2.11 изображен спектр вибрации трех роторного двигателя.

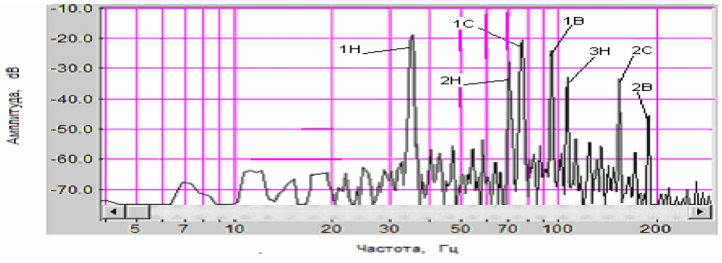


Рисунок 2.11 - Спектр роторной вибрации ГТД

Как видно из спектрограммы ротор низкого давления возбуждает составляющие с частотами $f_{1H} = 35Гц$, $f_{2H} = 70Гц$, $f_{3H} = 105Гц$. На спектре эти составляющие обозначены соответственно 1Н, 2Н, 3Н.

Ротор среднего давления возбуждает составляющие с частотами $f_{1C} = 76Гц$, $f_{2C} = 152Гц$. На спектре эти составляющие обозначены 1С, 2С.

Ротор высокого давления возбуждает составляющие с частотами $f_{1B} = 94Гц$, $f_{2B} = 188Гц$. На спектре эти составляющие обозначены 1В, 2В.

Применение спектрального анализа возможно, если частоты вращения роторов постоянны, однако это не всегда соблюдается. При нестабильной частоте вращения следует применять синхронный спектральный анализ.

Для этого анализа необходимо регистрировать и сигнал вибрации, и сигнал с датчика частоты вращения. При выполнении спектрального анализа каждый из фильтров, используемых для анализа, должен иметь частоту, кратную мгновенной частоте сигнала с датчика частоты вращения. В этом случае сигнал на выходе любого фильтра соответствует той составляющей вибрации, частота которой кратна мгновенной частоте вращения ротора.

В работе [28] показано, что многие дефекты роторных машин приводят изменению мощность вибрационного сигнала в определенных частотных полосах. На этом основании предложено применять спектральный анализ огибающей. Этот метод заключается в следующем.

С помощью полосового фильтра выделяют вибрационный сигнал в информативной частотной полосе. Далее с помощью детектора выделяют огибающую этого сигнала и проводят ее спектральный анализ. На основании проведенных исследований авторы роботы [28] показали, что в спектре огибающей появляются дискретные составляющие, частоты которых соответствуют характерной частот дефекта. Для наглядности приведем пример, представленный в работе [28] (рис. 2.12).

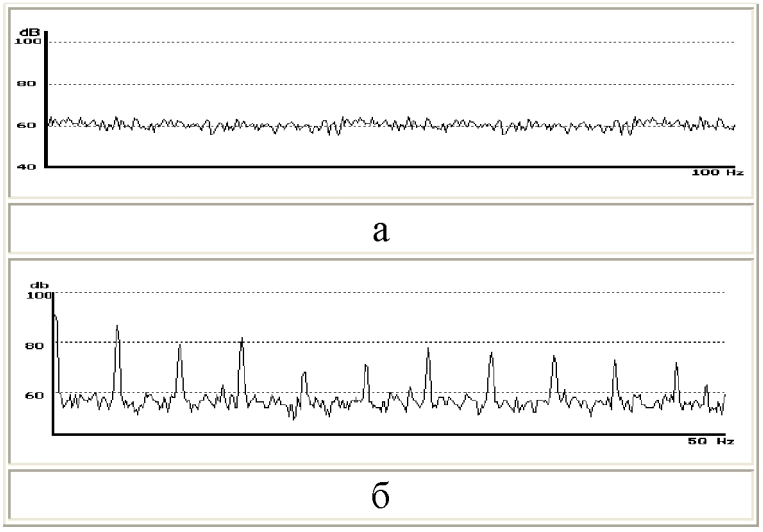


Рисунок 2.12 - Спектры огибающих сигналов высокочастотной вибрации, приведенных на рисунке 2.10.
а) подшипник без дефектов б) подшипник с раковиной

Специфический вид анализа – кепстральный анализ это есть преобразование Фурье от спектра вибросигнала. Таким образом, кепстральный анализ следует применять тогда, когда необходимо выявить периодичность в спектре вибрации.

В последнее время для анализа нестационарных вибрационных процессов применяется так называемое вейвлет-преобразование [30]. Вейвлет-преобразование - это новый способ обработки и исследования сигналов, теория которого разработана совсем недавно, с появлением быстродействующих компьютеров, так как требует большого объема вычислений. Вейвлет можно считать трехмерным спектром, где по оси X - время, по оси Y - частота, а по оси Z - амплитуда гармоники с данной частотой в данный момент времени. Обычно на двухмерной плоскости (на экране, на бумаге) ось Z отображают в виде градаций черного цвета. При этом черный цвет - максимальная амплитуда, а белый - минимальная. Тогда самые интересные места сразу видно по черным пятнам.

Математически результатом вейвлет-преобразования сигнала $f(t)$ является двумерная функция, зависящая от конкретного значения b, который характеризует сдвиг по времени, и масштаба a, который несет информацию о частоте:

$$Wf(a,b) = \frac{1}{a}\int_{-\infty}^{+\infty} f(t)\overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)}\,\mathrm{d}t \quad (a,b \in \mathbf{R}, a>0) \qquad (2.17)$$

Ключевым моментом является выбор функции $\psi(t)$, которая называется вейвлетом. В принципе вейвлетом может быть любая функция, быстро спадающая и стремящаяся к нулю с увеличение времени, а ее среднее значение равно нулю. В настоящее время определен набор базовых вейвлетов, выбор которых зависит от конкретного вида обрабатываемого сигнала.

Поясним на примере принцип вейвлет-преобразования. На рис.2.13,а изображен сигнал во временной области. Видно, что он имеет разную частоту в различные моменты времени. На рис.2.13,б изображены вейвлеты с разной частотой и сдвигом по времени, с помощью которых производится обработка временного сигала, в соответствии с выражением (2.17).

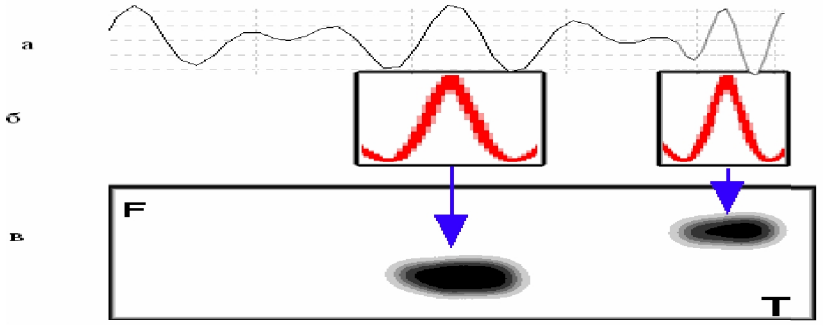


Рисунок 2.13 – Пояснение принципа вейвлет-преобразования
а- временной сигнал, б – вейвлеты с разной частотной и сдвигом по времени, в – модуль вейвлет-преобразования

На рисунке 2.13,в изображен модуль вейвлета, на котором четко видно (темные пятна) появление в сигнале максимумов с определенной частотой в соответствующие моменты времени.

Более наглядно возможности вейвлет-преобразование проиллюстрируем на следующем примере. На рис.2.14,а изображена временная реализация сигнала, состоит из двух синусоид разной частоты. На графике вейвлет-преобразования (рис.2.14,б) мы видим два ярко выраженных хребта на масштабных коэффициентах частот a_1= 0,10 и a_2= 0,14. Но такой, же результат дает и спектр, так что этот пример интересен только для показа связи вейвлет-преобразования со спектром.

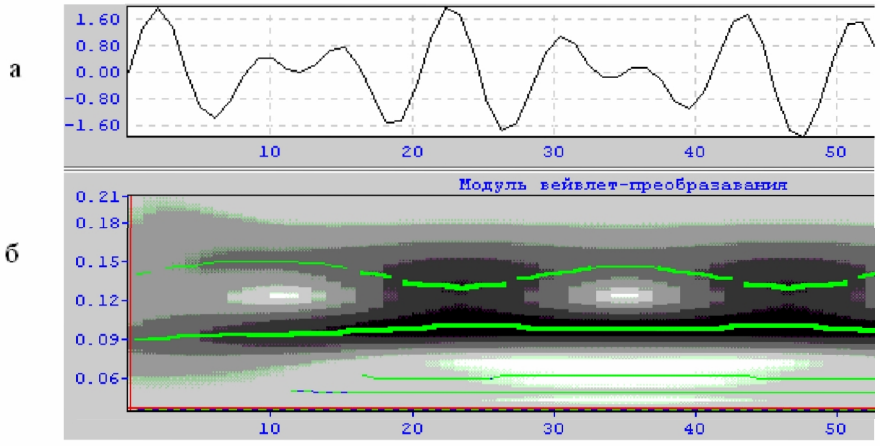
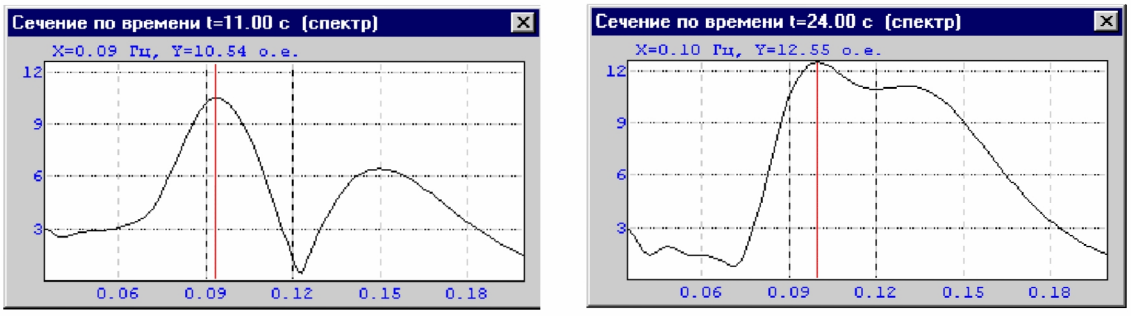


Рисунок 2.14 – Временное представление двухкомпонентного сигнала и его вейвлет-преобразование
а – временное представление двухкомпонентного сигнала,
б – модуль вейвлет-преобразование двухкомпонентного сигнала

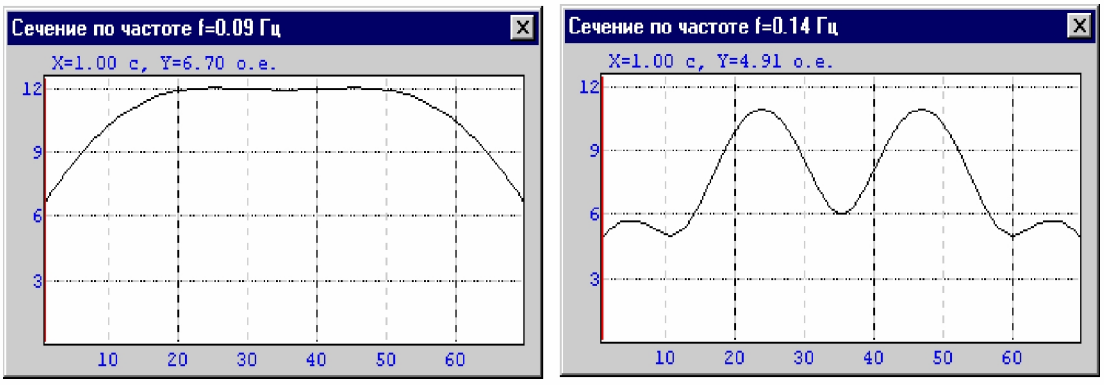
Если взять сечение модуля вейвлет-преобразование по времени, например, в момент времени 11(рис.2.15,а), то увидим спектр сигнала в данный момент времени, где присутствуют ярко выраженными частотными коэффициентами 0,10 и 0,15. В другом сечении, для момента времени 24 (рис.2.15,б), - эти составляющих несколько сместились – 0,11 и 0,13.



а б

Рисунок 2.15 – Сечения модуля вейвлет-преобразование для различных моментов времени
а - сечение модуля вейвлет-преобразование для момента времени 11,
б - сечение модуля вейвлет-преобразование для момента времени 24

Если же производить сечение модуля вейвлет-преобразования не по времени, а по частоте, то можно оценить, как изменяется составляющая с выбранной частотой в зависимости от времени.



а б

Рисунок 2.16 – Сечения модуля вейвлет-преобразование для различных частот

а- сечение модуля вейвлет-преобразование для частотного коэффициента 0,09,

б- сечение модуля вейвлет-преобразование для частотного коэффициента 0,14

Сечение по частоте 0,09 (рис. 2.16,а) показывает, что составляющая сигнала с этой частотой она сначала увеличивалась, затем оставалась постоянной и потом уменьшалась. В тоже время составляющая с частотой 0,14 со временем изменялась значительно.

Приведенный пример показывает возможности вейвлет-преобразования для исследования нестационарных сигналов, которые затухают во времени или (и) меняют свою частоту. Такими сигналами могут быть вибрационные процессы, возбуждаемые ударными силами, в том числе и затухающие свободные колебания механических конструкций, когда надо оценить изменение частоты вибрации, и изменение демпфирования в системе. Вейвлет-преобразование свободных колебаний конструкции позволит автоматически выявить собственные частоты конструкции. Анализ сечений модуля вейвлет-преобразования на этих частотах позволит определить степень уменьшения амплитуды свободных колебаний в зависимости от времени, то есть оценит демпфирование в системе на этих частотах.

Все перечисленные виды анализа в настоящее время реализуются с помощью специализированных цифровых приборов или с помощью универсальных систем, созданных на базе ПВЭМ с использованием специализированного программного обеспечения.

Контрольные вопросы к разделу 1.2.

13. Какие виды анализа во временной области Вы знаете?
14. Какие виды анализа в частотной области Вы знаете?

15. Какие характеристики вибрации можно оценить при ее анализе во временной области?
16. Какую информацию можно получить при статистическом анализе вибрации?
17. Когда следует применять спектральный анализ вибрации?
18. Какую информацию можно получить при синхронном спектральном анализе вибрации?
19. Когда следует применять спектральный анализ огибающей?
20. Когда применяется кепстральный анализ?
21. Что такое вейвлет-преобразование?
22. Какую информацию можно получить при вейвлет-преобразовании вибрации?

3. Источники и причины возбуждения вибрации изделий авиационной техники

Вибрация изделий АТ – это их реакция на действие приложенных возбуждающих сил. Величина и характер реакции зависит от свойств возбуждающих сил (их числа, величины, характера, физической сущности возбуждения, места и способа приложения) и от свойств АТ как колебательной системы.

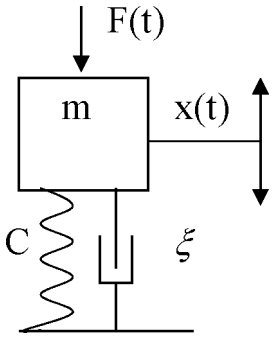
По физической сущности, вызывающих ее явлений различают вибрацию механического, аэро и гидродинамического, акустического происхождения и тому подобное. Современные авиационные конструкции это сложные динамические системы, имеющие сплошной спектр вибрации с отдельными дискретными составляющими, обусловленными конкретными источниками возбуждения механического и аэродинамического происхождения. Изучение вибрации включает анализ частот и уровня дискретных составляющих, определение их принадлежности к определенным агрегатам (источникам вибрации), установление причин возбуждения и закономерности изменения параметров вибрации. Привязка к источникам вибрации определила существующую в настоящее время классификацию вибрации. Различают «роторную», «лопаточную», «зубцовую», «подшипниковую» и тому подобное вибрацию [26]. Каждая из названных видов вибрации имеет свою специфику и особенности. Кроме того свойства вибрации существенно зависят от динамических характеристик авиационной техники как колебательной системы. Поэтому в данном разделе выполнен анализ изделий авиационной техники как объекта вибрационной диагностики и рассмотрены причины и характер проявления вибрации от различных источников.

3.1. Авиационная техника как объект вибрационной диагностики

Вибрационное (колебательное) поведение технических систем (в том числе и изделий авиационной техники) описывается, как правило, дифференциальным уравнением (системой уравнений), у которого (как правило) в правой части находится аналитическое выражение, определяющее зависимость возмущающих сил от времени[15, 16, 17, 18]. В левую часть этого уравнения (системы уравнений) помещены производные по времени перемещений точек механизма с коэффициентами, характеризующими инерционные (массовые), упругие (жесткостные) и демпфирующие (рассеивающие) свойства этого механизма. Отсюда следует, что анализ вибрационных процессов для целей диагностики позволяет выявить такие неисправности, которые приводят к изменению действующих на механизм возмущающих сил или к изменению инерционных, жесткостных и демпфирующих свойств этого механизма (например, разбалансировку роторов, нарушение соосности роторов, возникновение трещин,

неисправности подшипниковых узлов и т.п.). Поясним это на простейшем примере.

Представим диагностируемый механизм в виде простой одно массовой колебательной системы (рис.3.1).



F(t) - возмущающая внешняя сила;
m - масса системы;
C - коэффициент жесткости системы;
ξ - коэффициент демпфирования в системе;
x(t)- перемещение центра масс по действием возмущающей силы.

Рисунок 3.1- Простейшая одно массовая колебательная система

Колебания центра масс этой системы описываются следующим дифференциальным уравнением:

$$m \cdot x''(t) + \xi \cdot x'(t) + C \cdot x(t) = F(t). \qquad (3.1)$$

Общее решение этого уравнения, описывающее зависимость перемещения центра масс от времени, записывается в следующем виде:

$$x(t) = x_{CB}(t) + x_B(t), \qquad (3.2)$$

где $x_{CB}(t)$ - определяет свободные колебания цента масс, а $x_B(t)$ - вынужденные.

Для того чтобы в ходе решения уравнения (3.1) получить конкретные аналитические зависимости от времени свободных и вынужденных колебаний, необходимо определить в конкретном аналитическом виде зависимость от времени возмущающей силы [15, 27]. При изучении вибрационных процессов чаще всего используется представление как самих колебаний, так и действующих сил в виде ряда Фурье. Поэтому примем, что возмущающая сила, действующая на систему, является гармонической (т. е. $F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t)$, где F_0 - амплитуда возмущающей силы, ω - частота возмущающей силы). С учетом этого выражение (3.1) можно переписать в виде

$$m x''(t) + \xi \cdot x'(t) + C \cdot x(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t). \qquad (3.3)$$

Решая это уравнение, получим, что свободные колебания являются затухающими и определяются выражением

$$x_{CB}(t) = \frac{F_0}{C} \cdot \ell^{-\frac{\xi}{2 \cdot m} \cdot t} \cdot \sin(\omega_1 t), \qquad (3.4)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 + \xi^2 / m^2}$ - частота свободных колебаний;

$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}}$ - собственная частота колебаний системы.

Необходимо отметить, что в реальных системах m >> h, поэтому свободные колебания механических систем совершаются с частотой, практически равной собственной частоте системы (т.е. $\omega_1 \approx \omega_0$). Воспроизвести свободные колебания в реальных условиях можно путем тестового воздействия на объект коротким импульсом возмущающей силы, то есть ударом.

При возбуждении системы (см. рис. 3.1) ударом она будет совершать свободные колебания с частотой, равной собственной частоте системы. Амплитуда колебаний будет зависеть от соотношения между амплитудой силы и жесткостью системы. Скорость затухания колебаний будет определяться величиной соотношения демпфирования и массы в системе. Отсюда следует, что обнаружить неисправность объекта путем анализа его свободных колебаний можно в том случае, если эта неисправность вызовет изменение частоты свободных колебаний или скорости их затухания. Или, другими словами, если неисправность повлияет на динамические (жесткостные, демпфирующие, массовые) характеристики системы.

Если поведение системы описывается уравнением (3.3) и на нее постоянно действует гармоническая сила, то через определенный интервал времени свободные колебания затухнут, и система будет совершать только вынужденные колебания. Эти колебания будут также гармоническими, а их аналитическая зависимость определяется выражением

$$x_B(t) = X_0 \sin(\omega t), \qquad (3.5)$$

где X_0 - амплитуда вынужденных колебаний; ω - частота вынужденных колебаний.

Частота вынужденных колебаний равна частоте возбуждающей силы, а амплитуда колебаний зависит от амплитуды возбуждающей силы и коэффициента динамичности β:

$$X_0 = F_0 \beta. \qquad (3.6)$$

Коэффициент динамичности зависит только от характеристик системы и для нашего случая определяется следующим соотношением:

$$\beta = \frac{1}{m \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 \cdot \frac{\xi^2}{m^2} \cdot \omega^2}} \qquad (3.7)$$

Максимальное значение коэффициент динамичности принимает при равенстве частоты возбуждающей силы собственной частоте системы: $\omega = \omega_0$. Такое явление называется *резонансом*, и говорят, что система совершает *резонансные колебания*. Как следует из соотношения (3.7), амплитуда резонансных колебаний зависит от величины возбуждающей силы и демпфирующих свойств системы.

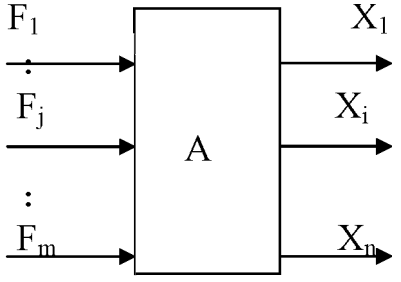
Приведенные соотношения свидетельствуют о том, что диагностика объектов путем анализа вынужденных колебаний возможна в том случае, если неисправности вызывают изменение возбуждающей силы (ее величины или частоты) или изменение динамических свойств самого объекта (массы, жесткости, демпфирования).

Представленные выше зависимости выходного сигнала (колебаний) описывают только одно техническое состояние механизма (исправное), для получения описаний неисправных состояний необходимо установить зависимости между параметрами силы (входным воздействием) и дефектами или зависимости между массой, жесткостью, демпфированием и дефектами, то есть для вибрационной диагностики характерно задание неявных моделей.

Реальные механизмы обладают ∞ числом собственных форм и частот колебаний, для их диагностирования по вибрационным параметрам на практике можно применить следующий приём [18]. Для каждой собственной формы и частоты колебаний реального механизма устанавливается соответствие с гипотетической одно массовой системой, и реальный механизм рассматривается как набор одно массовых систем. Любые механизмы с определёнными допущениями можно представить набором одно массовых систем. Сложное входное возмущение можно представить в виде ряда Фурье, что позволяет анализировать реакцию механизма на отдельное гармоническое возмущение.

При таком подходе основная задача - это правильно определить основные (определяющие) собственные формы и частоты диагностируемого механизма. Исправное техническое состояние будет описываться характерными только для исправного объекта амплитудно-частотным составом возмущающей силы и динамическими свойствами (инерционными, жесткостными, демпфирующими) выбранных определяющих форм колебаний. Для задания неисправных технических состояний необходимо установить зависимости амплитудно-частотного состава возмущающей силы и динамических свойств определяющих форм колебаний от конкретных неисправностей механизма.

При более общем подходе реальную механическую (колебательную) систему можно представить как многомерную систему с m входами и n выходами (рис. 3.2).



F_j - внешняя возмущающая сила, действующая на j-й вход системы;
X_i - перемещение механической системы на i-м выходе.

Рисунок 3.2 - Упрощенное представление диагностируемого объекта в виде многомерной колебательной системы

В этом систему дифференциальных уравнений с n степенями свободы, описывающие колебания (вибрацию) сложного механизма, можно записать следующим образом

$$[M]\cdot[X'']+[H]\cdot[X']+[C]\cdot[X]=[F] \quad . \qquad (3.8)$$

Если система имеет n уравнений, то симметричные матрицы [M], [H], [C] имеют размерность $n \times n$ и описывают соответствующие инерционные, демпфирующие и жесткостные свойства системы, а векторы [X] и [F] имеют размерность n и описывают координаты системы и возмущающие силы. При диагностировании на работающем механизме возмущающие силы и динамические характеристики, на которые и влияют неисправности, являются ненаблюдаемыми параметрами, вид и глубина дефекта определяются только по выходным, вибрационным сигналам, т.е. косвенным образом. Отметим, что и в этом случае диагностическая модель является неявной, что характерно для задач вибрационной диагностики.

В линейной постановке, уравнение связи вектора возмущающих сил $\mathbf{F}(t)=\{F_1(t),\ldots, F_m(t)\}$ и вектора вибрационных сигналов $\mathbf{X}(t)=\{X_1(t),\ldots, X_n(t)\}$ можно записать в операторном виде

$$\mathbf{X}(t)=A\mathbf{F}(t),$$

где A – оператор системы (диагностируемого объекта).

Вибрационный сигнал в одной из точек измерения, являющейся суперпозицией воздействия m возмущающих сил, можно выразить через интеграл Дюамеля [16]

$$X_i(t)=\sum_{j=1}^{m} x_{ij}(t)=\sum_{j=1}^{m}\int_0^{\infty} h_{ij}(\tau)g_j(t-\tau)d\tau \,,$$

где $g_j(t)$ - силовое воздействие на j-м входе, $h_{ij}(t)$ - импульсная переходная функция системы, характеризующая отклик i-го выхода на единичное воздействие, приложенное к j- му входу.

При переходе в частотную область спектральная плотность мощности (см. раздел 2) $S_{Xi}(\omega)$ вибрации на i – м выходе определяется выражением

$$S_{Xi}(\omega)=\sum_{j=1}^{m}|H_{ij}(\omega)|^2 S_{F_j}(\omega), \qquad (3.8^*)$$

где ω - круговая частота, $S_{Fj}(\omega)$ - спектр мощности возбуждающей силы на j – ом входе, $H_{ij}(\omega)$ - комплексная передаточная функция системы, связанная с импульсной переходной функцией следующим образом

$$H(\omega)=\int_0^{\infty} h(t)e^{-i\omega t}dt$$

Из выражения (3.8*) и вышеизложенного следует:

- если дефекты связаны с изменением динамических характеристик системы, то они отразятся в изменении передаточной функции системы и их можно выявить путем анализа свободных колебаний (вибрации) системы;

- если дефекты связаны с изменением спектров сил, действующих в системе, то их можно выявить только путем анализа вынужденных колебаний (вибрации) на работающем механизме.

Поскольку спектральное представление вибрации более наглядно, поэтому рассмотрение причин и характера вибрации, различного происхождения, будем вести в частотной области, то есть будем использовать спектральные модели вибрации.

Контрольные вопросы к разделу 3.1

1. Приведите классификацию вибрации по физической сущности вызывающих ее явлений.
2. Приведите классификацию вибрации по источникам ее вызывающим.
3. Какие модели используются при диагностировании по вибрационным параметрам?
4. Какие неисправности выявляются при анализе свободных колебаний?
5. Какие неисправности выявляются при анализе вынужденных колебаний?
6. Как связаны спектры возбуждающих сил и спектр вибрации?

3.2. Роторная вибрация ГТД

Само название отражает источник этой вибрации ГТД – ротор. Основной причиной роторной вибрации является дисбаланс, который может иметь механическую, аэродинамическую и тепловую природу [15, 17, 18, 19, 26, 31, 32].

Возникновение механического дисбаланса достаточно хорошо описано в литературе. Механический дисбаланс вращающего ротора способствует появлению периодических центробежных сил и моментов, которые порождают вибрацию ГТД. При несовпадении центра тяжести вращающегося ротора с его осью вращения возникает неуравновешенная массовая сила (статическая неуравновешенность)

$$P_м = d_{ст} \frac{\omega^2}{q},$$

где $d_{СТ}$ – статический дисбаланс; q – ускорение свободного падения.

При отличии от нуля сумма моментов массовых сил относительно центра тяжести ротора возникает неуравновешенный момент (динамическая неуравновешенность)

$$M = d_q \frac{\omega^2}{q},$$

где d_q – динамический дисбаланс.

Причины механической неуравновешенности ротора весьма разнообразны: дефекты материала (несплошности, рыхлоты, раковины); дефекты конструкции (несимметрия масс из-за наличия шпонок, шплинтов, отверстий); дефекты изготовления (разностенность полых деталей, отклонения размеров); дефекты сборки (смещение осей стыкуемых деталей, биения от натяга по шпонкам, несимметрия болтовых соединений); эксплуатационные причины (ослабление соединений, коррозия, износ). Массовый дисбаланс чаще всего вызывают вибрацию с частотой, равной частоте вращения ротора f_p($f=f_p$).

Однако существует ряд причин, которые вызывают появление как гармоник с целочисленной кратностью, так и с дробной кратностью. В первую очередь это связано с наличием демпферов, которые в принципе являются нелинейными.

Таким образом, вибрацию ГТД, возбуждаемую отдельным ротором, имеющим массовую неуравновешенность, можно описать выражением [17, 18, 26]

$$x(t) = \sum_{\kappa=1/m}^{n} A_\kappa cos(\kappa \cdot \omega_{p_i} t) \qquad (3.9)$$

где $A_к$ – амплитуда К-й гармоники ротора;

К – кратность (порядок) гармоники;

n и m – целые положительные числа;

$\omega_p = 2\pi f_p$ - угловая частота вращения ротора.

Наиболее интенсивная составляющая этого ряда – первая роторная гармоника, частота которой рана частоте вращения ротора. Интенсивность высших гармоник для бездефектного агрегата убывает с увеличением К, а субгармонические колебания (К<1) редко достигают существенного значения. Схематизированный спектр вибрации, возбуждаемой отдельным ротором, представлен на рис. 3.3.

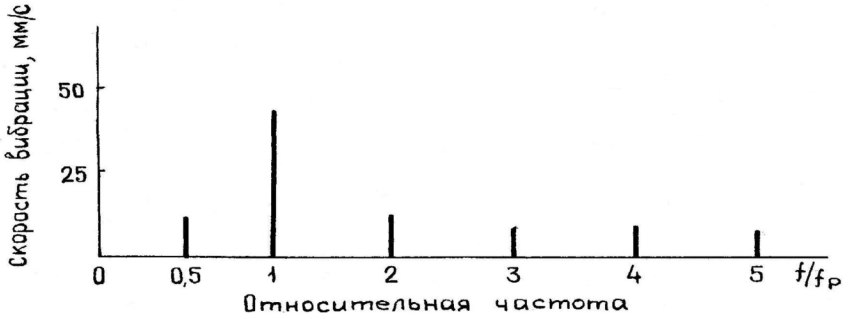


Рисунок 3.3 – Схематизированный спектр роторной вибрации

Уровень первой роторной гармоники зависит от величины дисбаланса, от положения критической частоты вращения по отношению к рабочему диапазону частот и от степени демпфирования колебаний.

Критические частоты вращения могут бать ниже рабочей частоты, выше нее или находится в рабочем диапазоне частот вращения. Большинство современных ГТД выполняются с гибкими роторами, поэтому критические частоты наблюдаются в рабочем диапазоне частот вращения роторов. При отсутствии специальных демпферов вибрация на критической частоте усиливается в десятки раз.

В многороторных двигателях каждый ротор генерирует вибрацию, определяемую по формуле (3.9). Суммарная вибрация является результатом наложения вибрации, возбуждаемой отдельными роторами.

Кроме массового дисбаланса, роторная вибрация может быть обусловлена наличием аэродинамического и теплового дисбалансов [19, 26, 31, 32].

Аэродинамический дисбаланс обусловлен различием в величине тяги (подъемной силы) диаметрально расположенных лопастей винта или вентилятора (рис.3.4).

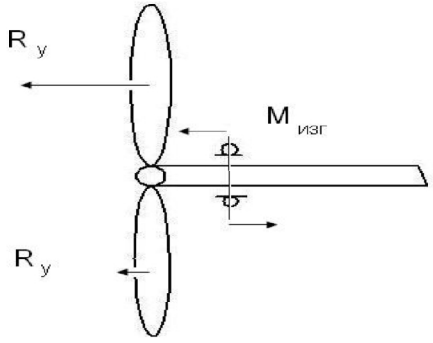


Рисунок 3.4 – К причинам образования аэродинамического дисбаланса

Различие в аэродинамических силах лопастей винта или лопаток вентилятора, диаметрально расположенных, приводит к появлению изгибающего момента на валу ротора двигателя. Этот изгибающий момент воспринимается динамической системой ротор-корпус двигателя также как и массовая динамическая неуравновешенность. Структура вибрации от аэродинамического дисбаланса в диапазоне роторных частот будет такой же, как и от механического.

Практикой эксплуатации двигателей с большой степенью двухконтурности установлено, что в ряде случаев аэродинамический дисбаланс является основной причиной повышенной вибрации. Поэтому потребовалась разработка метода, позволяющего определить, что является причиной повышенной вибрации – массовый или аэродинамический дисбаланс.

К эксплуатационным причинам появления дисбаланса относится так называемый тепловой дисбаланс, который связан с деформацией ротора из-за неравномерного нагрева или остывания. Теловой дисбаланс проявляется следующим образом. После останова двигателя его ротор остывает неравномерно. Как правило, в нижней части двигателя расположены агрегаты, поэтому отвод тепла затруднен. В результате верхняя часть ротора остывает быстрее, чем нижняя, что вызывает термический прогиб ротора. Если перед запуском двигателя не обеспечить выравнивание поля температур, то этот термический прогиб может вызвать существенное увеличение вибрации.

В практике вибрационной доводки многороторных ГТД известны случаи, когда повышение роторной вибрации было связано с взаимным влиянием (синхронизацией) роторов [33, 34]. Для выявления причин повышения вибрации в этих случаях приходилось привлекать другие параметры, в частности линии скольжения роторов. Более подробно о причинах повышения роторной вибрации и методах их диагностирования изложено в разделе 6.

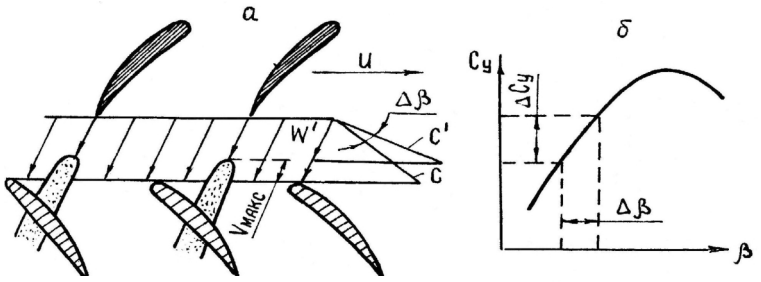
Контрольные вопросы к разделу 3.2

1. Укажите причины появление вибрации с частотой, равной частоте вращения ротора.
2. Перечислите дефекты материала, конструкции и эксплуатационные причины, вызывающие дисбаланс ротора.
3. Укажите причины появления высших гармоник роторной вибрации.
4. Укажите причины появления субгармоник ротора.
5. Какая гармоника роторной вибрации имеет максимальную величину?
6. Что такое аэродинамический дисбаланс?
7. Что такое тепловой дисбаланс?

3.3. Вибрация ГТД аэродинамического происхождения

Вибрация корпуса ГТД, возбуждаемая его лопаточными узлами, по физической природе относится к вибрации аэродинамического происхождения и её возникновение связано с воздействием переменных аэродинамических сил на лопатки рабочих и статорных решеток [18, 35]. Эти силы появляются в результате взаимодействия решеток с газовым потоком, имеющим окружную неравномерность параметров (давления, величины и направления скорости). Окружная неравномерность потока вызывается, главным образом, аэродинамическими решетками, ребрами, стойками и тому подобное. Для первых ступеней компрессоров ГТД (например, для вентилятора) важное значение имеет также неравномерность потока на входе в двигатель.

Имеющиеся данные [35] указывают на то, что основной причиной корпусной вибрации от лопаточных узлов является взаимодействие кромочных следов за рабочей решеткой с последующими статорными лопатками (рис. 3.5). При этом взаимодействии появляются переменные (импульсные) силы на статорных лопатках.



а – изменение скорости потока за рабочими лопатками:
б – изменение коэффициента подъемной силы:
Рисунок 3.5 - Появление импульсов подъёмной силы

Приближенно появление импульсов силы объясняется следующим образом. При работе лопатки в равномерном потоке подъемная сила профиля определяется соотношением

$$R = \frac{1}{2} C_y \rho c^2 \cdot b \qquad (3.10)$$

где C_y – коэффициент подъемной силы;

ρ - плотность воздуха;

c – скорость набегающего потока;

b – хорда профиля.

В кромочном следе за рабочей лопаткой происходит уменьшение относительной скорости на величину V_{max} (рис. 3.5, а). Это вызывает изменение величины и направления абсолютной скорости С потока, обтекающего статорную лопатку. Считается, что изменение величины скорости С невелико, а изменение ее направления вызывает увеличение угла

атаки на величину $\Delta\beta$ и, следовательно, коэффициенты подъемной силы на величину ΔC_y (рис. 3.5, б). В результате аэродинамическая сила получает приращение

$$\Delta R = \frac{1}{2}\rho b c^2 \Delta C_y \qquad (3.11)$$

При вращении рабочего колеса статорная лопатка периодически попадает в зону кромочного следа за каждой рабочей лопаткой. Таким образом, кромочные следы за рабочей решеткой вызывают при её вращении на каждой статорной лопатке последовательность импульсов аэродинамической силы. Вызванные импульсными аэродинамическими силами колебания распространяются по статору, соответствующим образом преобразуются и формируют вибрацию в точке измерения.

Если геометрические аэродинамические характеристики рабочих лопаток будут одинаковы («идеальная ступень»), то будут одинаковыми и кромочные следы за лопатками. Следовательно, будут одинаковыми и импульсы аэродинамической силы на статорных лопатках. На каждой статорной лопатке за один оборот ротора будут возникать одинаковые импульсные силы, число которых равно числу рабочих лопаток Z_p (рис. 3.6). Спектр такой последовательности содержит только составляющие с частотами, кратными числу рабочих лопаток $f = i \cdot Z_{pe} \cdot f_p$ (рис. 3.6). Поэтому можно утверждать, что в спектре вибрации, возбуждаемой «идеальной ступенью», будут наблюдаться только составляющие с частотами $f = i \cdot Z_p \cdot f_p$, которые называются лопаточными

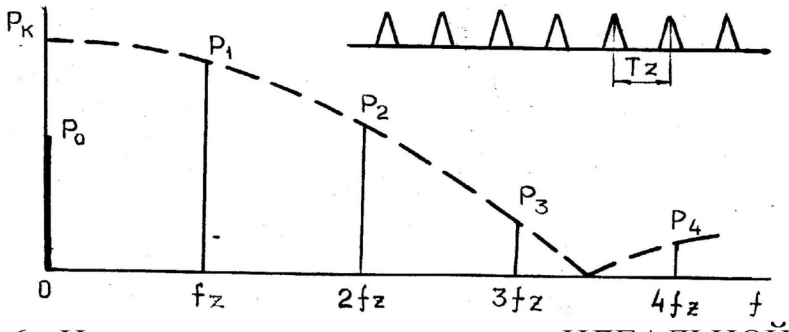


Рисунок 3.6 - Импульсы силы и спектр для «ИДЕАЛЬНОЙ СТУПЕНИ»

В реальных условиях геометрические и аэродинамические характеристики рабочих лопаток отличаются. Это отличие может быть обусловлено, во-первых, разбросом параметров в пределах технологических допусков, во-вторых, возможностью появления в эксплуатации повреждений рабочих лопаток (сколы, забоины, вмятины, обрывы, износ). В этом случае импульсы аэродинамической силы отличаются (рис. 3.7).

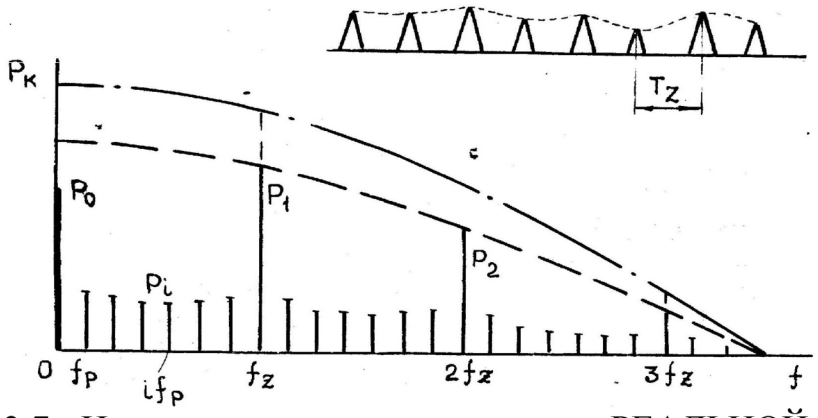


Рисунок 3.7 - Импульсные силы и спектр для «РЕАЛЬНОЙ СТУПЕНИ»

Спектр такой последовательности содержит не только основные лопаточные составляющие, но и дополнительные составляющие с частотами, кратными частоте вращения ротора $f = i \cdot f_p$ (рис. 3.7). Поэтому в спектре вибрации в реальных условиях наблюдаются как лопаточные составляющие, так и дополнительные во всем частотном диапазоне. Поскольку в двигателе на каждом роторе имеются несколько ступеней компрессора и турбины, то суммарная вибрация аэродинамического происхождения является результатом наложения вибрации от отдельных ступеней.

Для отдельной ступени, имеющей Z_{pe} рабочих лопаток и вращающейся с частотой ω_p, выражение для вибрации можно представит в виде

$$x_e(t) = \sum_{i=0}^{N} A_{ei} \cdot \sin(i \cdot Z_{pe} \cdot \omega_p + \varphi_{ei}) + \sum_{\substack{i=0 \\ i \neq iZ_{pe}}}^{M} a_{ei} \cdot \sin(i \cdot \omega_p + \psi_{ei}), \qquad (3.12)$$

где N и M – соответственно число лопаточных и дополнительных составляющих;

A_{ei} и a_{ei} – амплитуды лопаточных и дополнительных составляющих;

$\varphi_{ei} u \psi_{ei}$ - фазы.

Для отдельного ротора, имеющего L_K ступеней и вращающегося с частотой ω_{PK}, выражение для суммарной вибрации имеет вид

$$x_к(t) = \sum_{i=0}^{L_K} \left[\sum_{i=0}^{N} A_{ei} \sin(i \cdot Z_{pe} \cdot \omega_{pk} + \varphi_{ei}) + \sum_{\substack{i=o \\ i \neq iZ_{pe}}}^{M} a_{ei} \sin(i \cdot \omega_{pk} + \psi_{ei} \right] \qquad (3.13)$$

Для двигателя с К роторами суммарная вибрация от лопаточных узлов может быть представлена выражением

$$x_к(t) = \sum_{K=1}^{K} \left[\sum_{i=0}^{L_K} \left[\sum_{i=0}^{N} A_{ei} \sin(i \cdot Z_{pe} \cdot \omega_{pk} + \varphi_{ei}) + \sum_{\substack{i=o \\ i \neq iZ_{pe} \cdot i}}^{M} a_{ei} \sin(i \cdot \omega_{pk} + \psi_{ei} \right] \right] \qquad (3.14)$$

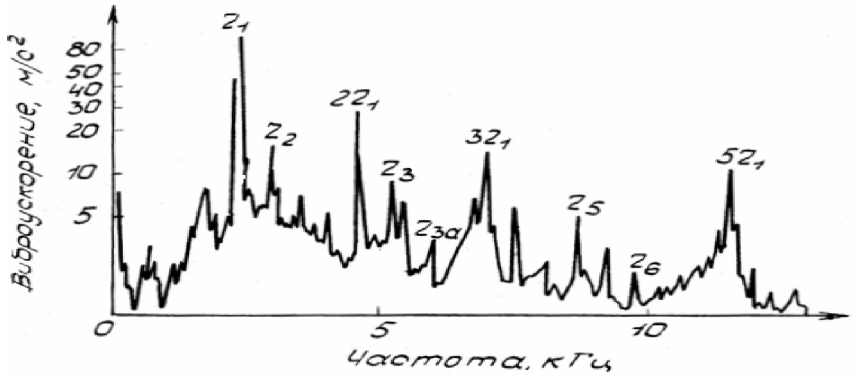
Из этих соотношений следует, что вибрация корпуса ГТД, возбуждаемая лопаточными узлами, имеет очень сложную структуру. Спектр этой вибрации также сложен. Уровень дополнительных составляющих

вибрации. Причем максимальную по интенсивности вибрацию возбуждают крупногабаритные ступени (вентилятор, первые ступени компрессоров, последние ступени турбин). Поэтому в спектре аэродинамической вибрации в первую очередь следует ожидать появление составляющих, возбуждаемых именно этими узлами.

При рассмотрении свойств реальной вибрации лопаточных узлов следует существенно турболизацию потока при его движении по газовоздушному тракту и в межлопаточных каналах. Данное явление приводит к нарушению регулярности потока и появлению в вибрации случайной компоненты. Поэтому особенность реальной вибрации аэродинамического происхождения проявляется в «размытости» дискретных составляющих спектра и в наличии высокого уровня вибрационного шума в широком диапазоне частот.

Высокий уровень шума приводит к тому, что в спектре реальной вибрации часть дискретных составляющих не удается выделить из шума. В качестве примера на рис. 3.8 приведен спектр высокочастотной корпусной вибрации двигателя НК-8.

Более подробно о диагностировании лопаточных узлов изложено в разделе 6.



Z_i - обозначения составляющих от соответствующих ступеней

Рисунок 3.8 - Спектр высокочастотной вибрации двигателя НК-8

Контрольные вопросы к разделу 3.3

1. Классифицируйте вибрацию лопаточных узлов с точки зрения физики явлений, возбуждающих её.
2. Укажите основную причину возбуждения вибрации лопаточных узлов.
3. Какие составляющие присутствуют в спектре идеальной ступени, и с какими частотами?
4. Какие составляющие присутствуют в спектре реальной ступени, и с какими частотами?
5. Укажите причину появления в спектре лопаточных узлов вибрационного шума.

3.4. Вибрация, возбуждаемая процессами в газовоздушном тракте ГТД

К этому виду вибрации относятся колебания, обусловленные вращающимися срывом в компрессоре, вибрационным горением в камере сгорания, акустическими колебаниями объемов газа.

При появлении вращающегося срыва в компрессоре возбуждается низкочастотная вибрация корпуса ГТД.

В зависимости от условий [18, 19, 36] может возникать одна или несколько зон срывного обтекания лопаток. Зоны срыва перемещаются в сторону вращения ротора с некоторым отставанием. В результате частота вибрации, возбуждаемой вращающимся срывом, не имеет жесткой связи с частотой вращения ротора. Частота вибрации корпуса при развитом срыве составляет $f_{ср}$ = (0,3-0,6). Уровень этой вибрации в ряде случаев может быть соизмерим с уровнем роторной вибрации.

Появление срывных колебаний указывает на возможность появления помпажа. Это обстоятельство используют для диагностирования и предупреждения помпажа. Кроме того, вращающийся срыв приводит к появлению больших динамических напряжений в неподвижный и вращающихся лопатках компрессора.

Процесс горения в некоторых случаях может стать источником сильной вибрации. Вибрационное горение возникает в результате взаимодействия процесса горения с акустической колебательной системой и является автоколебательными процессом [26]. В газовом объеме камеры сгорания, переходного патрубка и газоходов могут возбуждаться собственные продольные и поперечные (тангенсальные и радиальные) колебания, частоты которых прямо пропорциональны местной скорости звука и обратно пропорциональны длине. Вибрационное горение объясняется возникновением переменного теплоподвода вследствие зависимости полноты сгорания от коэффициента избытка воздуха и скорости потока воздуха перед зоной горения. Наиболее вероятно возникновение вибрационного горения при очень «богатых» и очень «бедных» смесях.

В настоящее время вибрационное горение ГТД изучено недостаточно. Имеющиеся данные указывают на то, что общий диапазон частот лежит в пределах примерно 50 …5000 Гц, при этом продольные колебания характеризуются самыми низкими частотами, а радиальные – самыми высокими. Состав вибрации, вызванный горением, сложен, амплитуды всех ее компонент нестабильны. При неблагоприятных условиях ее интенсивность может превышать интенсивность роторной вибрации. Отличительная особенность вибрации, возбуждаемой горением, - отсутствие строгой кратности частоте вращения ротора.

Контрольные вопросы к разделу 3.4

1. Чему равна частота вибрации, возбуждаемая развитым вращающимся срывом?

3.5. Вибрация подшипниковых узлов

Подшипники качения нашли широкое применение в агрегатах и узлах изделий авиационной техники. Они используются в топливных, мысленных и гидравлических насосах, электродвигателях, генераторах, турбохолодильниках и конечно в опорах ГТД используются подшипники качения. Вибрация, возникающая при работе подшипников качения, имеет достаточно сложную структуру и определяется большим числом факторов [15, 16]. Она является следствием геометрических погрешностей изготовления и сборки, зазоров и переменной податливости элементов подшипника.

Разностенность внутреннего кольца подшипника приводит к вибрации с частотой первой гармоники ротора ($f=f_p$), овальность – с частотой второй гармоники ($f=2f_p$).

Среди основных погрешностей изготовления, определяющих структуру вибрации, следует также назвать волнистость дорожек качения, овальность, гранность и разноразмерность тел качения, искажение формы сепаратора и его неуравновешенность. Эти отклонения геометрии подшипника приводят к появлению дискретных составляющих спектра, частоты которых определяются параметрами погрешности и размерами подшипника. Формулы для определения частот этих вибраций широко известны [15]. Например, вследствие волнистости возникают вибрации с частотой

$$f = (1 \pm \frac{d_ш}{D_o} \cos\beta) \cdot \frac{Z_ш \cdot Z_b}{2_b} \quad (3.15),$$

где $d_ш$ – диаметр шариков;

D_o – диаметр окружности происходящей через центры тел качения

β - угол контакта;

$Z_ш$ - число шариков;

Z_b - число волн на дорожке;

b – наибольший общий делитель между числами $Z_ш$ и Z_b

Знак «+» берется при волнистости по наружному кольцу, знак «-» - по внутреннему.

Гранность тел качения обуславливает вибрацию с частотой

$$f = (1 \pm \frac{d^2_ш}{D^2_o} \cos\beta) \cdot \frac{D_o}{d_ш} \frac{Z_ш \cdot Z_г}{2_b} f_p \quad (3.16)$$

где $Z_г$ – число граней, неуравновешенность сепаратора.

$$f = (1 - \frac{d_ш}{D_o} \cos\beta) \cdot \frac{f_p}{2} \quad (3.17)$$

Вибрация, возникающая вследствие упругих деформаций внешней обоймы, создаваемых телами качения, и переменной контактной податливости из-за неравномерности распределения нагрузки на тела

качения, имеет основную частоту, равную частоте прокатывания тел качения по внешнему кольцу

$$f = (1 - \frac{d_ш}{D_o}\cos\beta) \cdot \frac{Z_ш f_p}{2} \qquad (3.18)$$

При монтаже и силовом нагружении подшипника могут появиться перекосы, измениться зазоры, что приводит к усилению неравномерности распределения нагрузки между телами качения. Это вызывает усиление вибрации с указанными частотами, а также и появление спектральных составляющих с кратными частотами

$$f = i(1 - \frac{d_ш}{D_o}\cos\beta) \cdot \frac{Z_ш f_p}{2} \qquad (3.19).$$

Трение, имеющееся в подшипнике, способствует образованию широкополосного вибрационного шума. Этот шум усиливается при возникновении повышенных зазоров из-за соударения тел качения и ротора, а также при развитии неисправностей.

Таким образом, спектр вибрации, возбуждаемой подшипником качения, содержит дискретные частотные составляющие, уровень которых на 20 … 30 дБ превышает непрерывный вибрационный шум самого подшипника. Диапазон частот вибрации подшипника зависит от числа тел качения, размеров и качества изготовления подшипника.

Следует отметить, что вибрация подшипников опор ГТД носит в основном локальный характер из-за малой интенсивности и большого числа высокочастотных составляющих, фильтрующихся свойств конструкций двигателя и практически неразличимых в месте расположения штатных вибропреобразователей. Локализации подшипниковой вибрации способствует также применение упругих и упруго демпферных опор.

Контрольные вопросы к разделу 3.5

1. Перечислите причины, следствием которых является вибрация подшипников качения.
2. Перечислите погрешности изготовления, определяющие структуру вибрации подшипника качения.
3. Какие параметры подшипников качения влияют на частотный состав возбуждаемой ими вибрации?

3.6. Вибрация зубчатых передач

Зубчатые передачи имеются на любом типе ГТД в системе приводов агрегатов. Природа вибрации, генерируемой зубчатыми передачами. рассмотрена в работах [15…19]. Вибрация этого вида имеет плотный дискретный спектр с относительно большой интенсивностью некоторых составляющих (до 100 g и более). Эту вибрацию в основном рассматривают как вибродиагностический сигнал, несущий информацию о динамических нагрузках различных элементов двигателя от этого вида вибрации, и как сигнал, характеризующий техническое состояние зубчатой передачи.

Одна из причин вибрации зубчатых передач – массовая неуравновешенность зубчатых колес, порождающая вибрацию с частотами вращения каждого колеса и кратными гармониками (f=if$_p$ где =1,2,3…).

Кроме данной вибрации возникает вибрация, обусловленная взаимодействием зубьев. В этом данная вибрация похожа на лопаточную. При работе зацепления каждый зуб повергается периодическому силовому воздействию, приводящему к возникновению вибрации с частотой пересопряжения зубьев («зубцовые» составляющие):

$$f_z = i \cdot Z_3 f_{p3k} \qquad (3.20)$$

где Z_3 – число зубьев соответствующего зубчатого колеса;

f_{p3k} – частота вращения зубчатого колеса.

В процессе контакта перемещение зубьев относительно друг друга сопровождается трением качения и скольжения большой интенсивности. Силы трения возбуждают широкополосный вибрационный шум.

Важную роль в возбуждении вибрации зубчатых передач играют кинематические погрешности изготовления, деформации, возникающие в процессе работы, неисправности, появляющиеся в процессе эксплуатации.

Кинематические погрешности отдельного зубчатого колеса обусловлены в основном дефектами зуборезного оборудования, дефектами доводочного оборудования и дефектами термической обработки. К монтажным дефектам, которые определяют суммарную кинематическую (циклическую) погрешность пары, относятся перекос осей, отклонение межцентрового расстояния. Возможны и коструктивные дефекты, вызывающие изменение циклической погрешности, например, недостаточная жесткость опор зубчатой передачи, переменная жесткость обода и др.

Циклическая погрешность каждой пары сопряженных колес может быть охарактеризована спектром, который определяется разложением циклической погрешности в ряд Фурье. Спектр возбуждаемой вибрации соответствует спектру циклической погрешности по частоте и амплитуде. Частоты соответствующих составляющих вибрации определяется с учетом частоты вращения зубчатых колес. В спектре вибрации, обусловленной

погрешностью изготовления, наиболее существенны составляющие, вызванные накопленными ошибкам длительного механизма. Частоты вибрации соответственно равны

$$f = i \cdot f_{p3k}$$

$$f = i \cdot Z_g f_{p3k} \qquad (3.21)$$

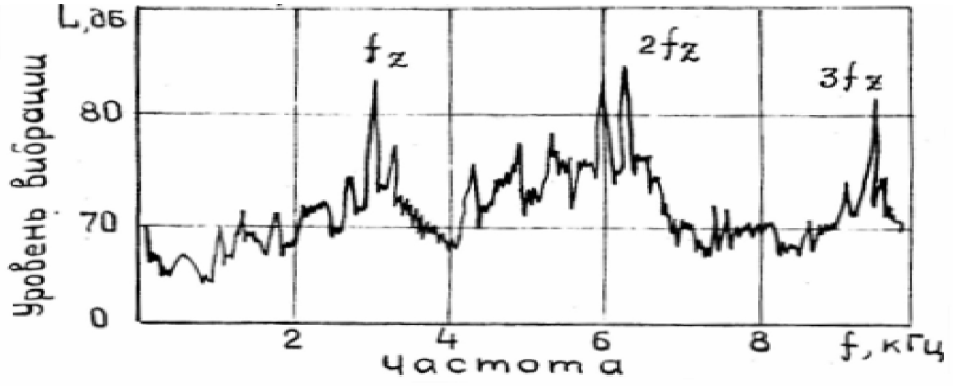
где Z_g - число зубцов длительного колеса.

Возникающие в эксплуатации дефекты приводят к изменению циклической погрешности, то есть к изменению интенсивности различных составляющих спектра и вибрационного шума, а также к возникновению новых составляющих спектра. Например, при интенсивном изнашивании, выкрашивании или поломке зуба появляются «боковые» частоты $f = (Z_3 \pm 1) f_{p3k}$

В некоторых зубчатых зацеплениях (например, в зацеплениях приводов агрегатов) из-за малых передаваемых нагрузок может возникнуть режим соударения зубьев, который приводит к размыванию дискретных составляющих, а также к появлению комбинационных частот типа

$$f = (Z_3 \pm i) f_{p3k} \qquad (3.22)$$

Интенсивность вибрации зубчатых передач возрастает с увеличением передаваемой нагрузки и с увеличением частоты вращения возможна работа зубчатой передачи в режиме размыкания. Возникающие при этом интенсивные удары возбуждают собственные и резонансные колебания колес и корпусов, которые могут в несколько раз повысить общую интенсивность вибрации. Спектр реальной вибрации зубчатых передач непрерывный с отдельными выделяющимися составляющими рассмотренного выше происхождения (рис. 3.9).



f_Z – зубцовая составляющая

Рисунок 3.9 - Спектр вибрации ступени коробок привода двигателя

Контрольные вопросы к разделу 3.6

1. Чему равна частота вибрации, возбуждаемой массовой неуравновешенностью зубчатого колеса?
2. Чему кратна частота, возбуждаемая периодическим силовым воздействием между зубьями зацепления?
3. Укажите наиболее существенные составляющие в спектре вибрации, обусловленной погрешностями зубчатой передачи, чему кратны их частоты.
4. Что происходит с интенсивностью вибрации зубчатой передачи при увеличении передаваемой нагрузки и частоте вращения?

3.7. Идентификация характеристик вибрационных процессов

Обобщением результатов экспериментальных исследования и теоретического моделирования спектральных характеристик вибрации, различного происхождения, является синтезированный спектр вибрации конкретного агрегата или узла изделия авиационной техники. Этот синтезированный спектр является базой для выявления причин и источников вибрации, а также для диагностирования технического состояния. На рис. 3.10 изображен синтезированный спектр вибрации двухроторного двигателя.

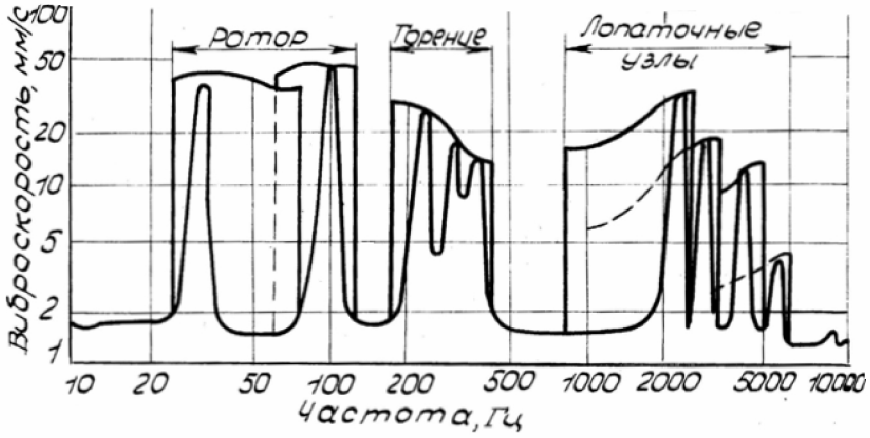


Рисунок 3.10 - Синтезированный спектр вибрации ГТД

В спектральном представлении легко иллюстрируется связь частот и амплитуд возбуждающих сил и вызванной ими вибрации (реакции системы на эти силы). В линейной системе каждая составляющая силы возбуждает вибрацию с той же частотой, а амплитуда вибрации пропорциональна амплитуде силы, умноженной на соответствующее значение коэффициента динамичности (выражения (3.6)). Поэтому в спектре вибрации будут присутствовать составляющие с теми же частотами, что и в спектре возбуждающих сил. Спектр вибрации будет отличаться от спектра сил только соотношением амплитуд между отдельными составляющими. Таким образом, по спектру вибрации можно выявлять источники и причины вибрации. Следовательно, знание спектра вибрации (ее амплитудно-частотного состава) позволяет определять источники и причины повышенной вибрации, а также выявлять различие в структуре вибрации для исправных и неисправных технических систем, то есть решать задачи диагностики.

Для идентификации спектров вибрации, то есть установления соответствия между составляющими спектра сил и спектра вибрации, необходимо знание особенностей возбуждения вибрации от различных источников, в которых действуют возбуждающие силы различной физической природы. Поэтому выше были рассмотрены особенности возбуждения вибрации от некоторых источников.

Классификация по узлам-источникам удобна для идентификации вибрации. Напомним, что различают роторную вибрацию, зубцовую, винтовую, подшипниковую, вентиляторную и т.д. Классификация по конструктивным узлам позволяет непосредственно связать вибрацию с ее источником и создает возможность прогнозирования частотной структуры вибрации с учетом их конструкции и особенностью работы. При такой классификации порядок (номер) составляющей вибрации k определяется как отношение частоты составляющей вибрации f к частоте вращения возбуждающего ее узла $f_{вр}$

$$k = \frac{f}{f_{вр}} \quad . \qquad (3.23)$$

Исходной информацией для идентификации вибрации являются ее спектры, полученные экспериментальным путем, данные о кинематической схеме ГТД и режимах его работы.

Вибрация идентифицируется, т.е. устанавливается ее происхождение, путем сравнения частот локальных максимумов экспериментальных спектров f^* и расчетных частот f. Расчетные значения частот вычисляются на основе наличия жесткой функциональной связи между частотами вращения узлов-источников и частотами возбуждаемой ими вибрации $f = kf_{вр}$, $k = 1,2,3,...$. Если порядок составляющей k близок к ожидаемому расчетному значению, то за источник вибрации принимается соответствующий узел.

Контрольные вопросы к разделу 3.7.

1. Что такое синтезированный спектр вибрации?
2. Опишите синтезированный спектр вибрации авиационного ГТД?
3. Каким образов производится идентификация источников вибрации?

4. Средства измерения и анализа вибрации

4.1. Средства измерения вибрации

Измерение виброакустических процессов представляет собой сложный процесс, реализация которого требует определенного набора методов и средств. Выбор методов и средств измерения определяется задачами измерений и отражается на точности и достоверности их результатов. В настоящее время накоплен большой опыт по измерению и анализу виброакустических процессов, обобщение которого нашло отражение в ряде работ [15, 20 26, 37, 38]. Как следует из этих работ методология и практическая реализация процесса измерения виброакустических процессов практически не зависит от его физической природы (вибрации, акустический шум и т.д.). Отличие заключается в первичных преобразователях (датчиках). Поскольку вибрационные процессы являются важнейшими, то рассматривать методологию и средства измерения будем на примере вибрации. С последними достижениями в этой области можно познакомиться на сайте [39].

Измерение вибрации авиационной техники есть процесс получения информации о вибрационном поле ее конструкции. Эта информация снимается с работающего изделия в виде некоторой совокупности колебательных процессов, а результат выдается в виде некоторых характеристик структуры и интенсивности колебаний. Снятие информации с изделия, её функциональные преобразования, и представление в удобном виде осуществляется системой измерения в соответствии с задачами измерений.

При определении требования к измерительной системе вибрации её следует рассматривать как единую физическую систему, преобразующую входной сигнал (вибрацию) в выходной (измеряемые характеристики и параметры). Поэтому измерительная система обычно содержит ряд элементов, включенных последовательно. В ней имеются элемент, осуществляющий съем информации с объекта (первичный преобразователь или датчик), элементы, осуществляющие функциональное преобразование входного сигнала в соответствии с задачами измерений, элементы, осуществляющие регистрацию результатов измерений.

Система измерений вибрации, чаще всего, содержит следующие элементы (рис. 4.1). Датчик вибрации (вибропреобразователь) Д преобразует механические колебания (вибрацию) x(t) в электрические $U_1(t)$. Входной преобразователь $ВП_р$ осуществляет согласование электрического сигнала $U_1(t)$ датчика с последующими устройствами и различные линейные преобразования (фильтрацию, интегрирование, дифференцирование). Линейный усилитель У обеспечивает усиление сигнала после входного преобразователя $U_2(t)$ до величины, необходимой для выполнения

функциональных преобразований и регистрации. Функциональный преобразователь $ФП_р$ осуществляет получение и вычисление необходимых характеристик и параметров. Регистратор Р служит для отображения результатов измерения.

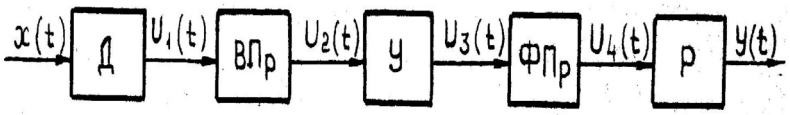


Рисунок 4.1 - Структурная схема измерения вибрации

К измерительным системам предъявляются весьма разнообразные требования в зависимости от задач измерений. Среди всего многообразия этих требований можно выделить ряд общих. Одним из общих требований является многоканальность системы, поскольку информация о вибрации снимается с нескольких точек изделия. Из условий безопасности вытекает требование дистанционности. Расстояние от датчиков до регистраторов может исчисляться десятками и сотнями метров.

При измерениях вибрации требуют, чтобы форма вибрации не искажалась. Для этого необходимо, чтобы частотная характеристик K(f) измерительной системы была равномерной (плоской) во всем необходимом частотном диапазоне вибрации

$$K(f)=\text{const} \quad \text{при } f_H<f<f_B$$

где f_H и f_B - соответственно нижняя и верхняя частоты диапазона измерения вибрации.

Амплитудная характеристика канала должна быть линейной в пределах измеряемых значений амплитуд вибрации.

Элементы измерительной системы следует рассматривать как линейные. При последовательном включении линейных звеньев частотная характеристика всей системы определяется как произведение характеристик отдельных звеньев

$$K_{\Sigma}(f) = \prod_{i=1}^{N} K_i(f) \qquad (4.1)$$

Это указывает на возможность взаимной компенсации частотных характеристик звеньев для получения плоской характеристики всей системы.

Поэтому при создании системы измерений в соответствии с решаемыми задачами следует знать характеристики отдельных составляющих эту систему звеньев.

Успешное решение задач измерения вибрации в значительной степени зависит от выбора типа вибропреобразователя. Выбор типа вибропреобразователя определяет (особенно для высокочастотных измерений) информативность вибрационного сигнала, достоверность и точность измерения параметров вибрации в рабочем диапазоне частот. При измерении вибрации используются вибропреобразователи различных конструкций и принципа действия. Это пьезоэлектрические,

тензорезисторные, пьезорезисторные, индукционные, индуктивные, вихретоковые и емкостные вибропреобразователи [15, 37, 39].

Вибропреобразователи должны удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечить линейную зависимость между уровнем измеряемого параметра вибрации и выходным электрическим сигналом в заданном диапазоне частот;
- иметь малую зависимость выходного сигнала от изменения окружающих условий;
- иметь малую чувствительность к помехам;
- обладать малыми размерами весом.

В зависимости от того, какому параметру вибрации пропорционален выходной электрический сигнал датчика (виброперемещению, виброскорости, виброускорению), датчики классифицируются как датчики виброперемещения, виброскорости, виброускорения.

Примером датчиков виброперемещений являются вихретоковые преобразователи. Эти датчики чаще всего используются для измерения виброперемещений вала относительно корпуса.

Вихретоковый преобразователь представляет собой металлический зонд с диэлектрическим наконечником на конце (рис.4.2). В торце диэлектрического наконечника находится катушка индуктивности. Электрическая система обеспечивает возбуждение высокочастотных колебаний в катушке, в результате чего возникает электромагнитное поле, которое взаимодействует с материалом контролируемого объекта (вала). Если материал обладает электропроводностью, на его поверхности наводятся вихревые токи, которые, в свою очередь, изменяют параметры катушки - ее активное и индуктивное сопротивление. Параметры, меняются при изменении зазора между контролируемым объектом и торцом датчика. Электрическая система преобразует эти изменения в электрический сигнал, осуществляет его линеаризацию и масштабирование.

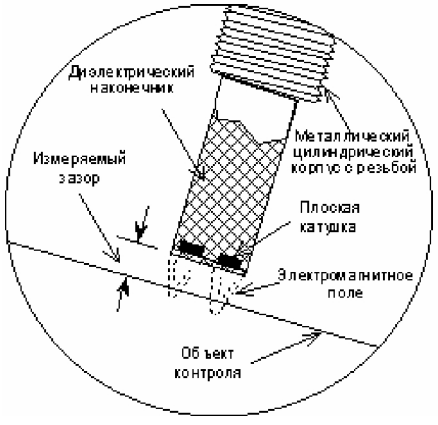


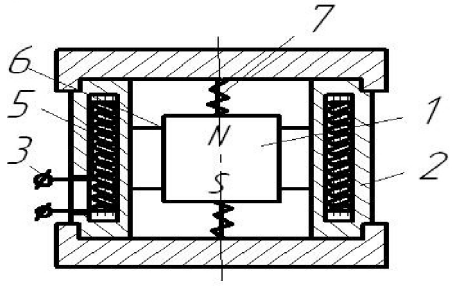
Рисунок 4.2 - Конструктивная схема вихретокового преобразователя

Вихретоковые датчики обладают хорошим частотным откликом (реакция на изменение расстояния между торцом пробника и объектом контроля). Обычно частотный диапазон составляет 0 - 10000 Гц. При этом неравномерность амплитудно-частотной характеристики не превышает 0,5 дБ.

Примером практического применения датчиков виброперемещений является использование их в системах контроля радиального и осевого зазоров в радиальных и упорных подшипниках скольжения центробежных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов.

Примером датчиков, измеряющих непосредственно виброскорость, являются индукционные датчики. Одно время эти датчики широко использовались в бортовой аппаратуре контроля вибрации ГТД.

Эти датчики являются датчиками генераторного типа, принцип работы этих датчиков заключается в следующем. В корпусе индукционного датчика на пружинах подвешена сейсмомасса (постоянный магнит) (рис.4.3). В корпусе датчика установлена катушка индуктивности. При постановке датчика на вибрирующий объект корпус с катушкой и сейсмомасса начинают перемещаться относительно друг друга. В результате этого перемещения на катушку индуктивности начинает действовать переменное магнитное поле, которое наводит ЭДС в индукционной катушке. Величина ЭДС пропорциональна виброскорости.



1 -сейсмомасса; 2 — корпус; 3 — выводы; 5 — катушка индуктивности; 6 — шарниры подвески; 7 — пружины.

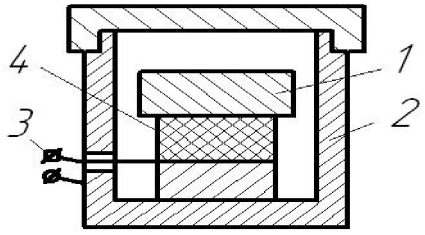
Рисунок 4.3 - Схема индукционного датчика виброскорости

Преимуществом этих датчиков является большая величина выходного сигнала, которая составляет при уровне виброскорости 10 мм/с (что вполне реально для ГТД) около 100 милливольт. Существенным недостатком этих датчиков является наличие подвижной системы, которая снижает надежность этих датчиков и ограничивает их время безотказной работы примерно до 300 часов.

В настоящее время наиболее широко для измерения вибрационных процессов применяются пьезоэлектрические вибропреобразователи, которые по своим характеристикам превосходят все другие типы вибропреобразователей. Они имеют достаточно высокую чувствительность, широкий частотный и динамический диапазоны измерений, относительно небольшие размеры и массу, высокую термостойкость и вибропрочность.

Номенклатура пьезоэлектрические вибропреобразователи, выпускаемых отечественной и зарубежной промышленностью, весьма широка [39]. Например, в качестве штатных вибропреобразователей систем бортового контроля вибрации авиационных ГТД и приводных двигателей ГПА используются пьезоэлектрические датчики МВ-04, имеющие рабочий диапазон частот до 15000Гц и чувствительность примерно 4мв на 9,8 м/с^2.

В пьезоэлектрических преобразователях используется пьезоэффект, то есть появление ЭДС в пьезокристале при его деформации. Принцип действия датчика следующий (рис. 4.4).

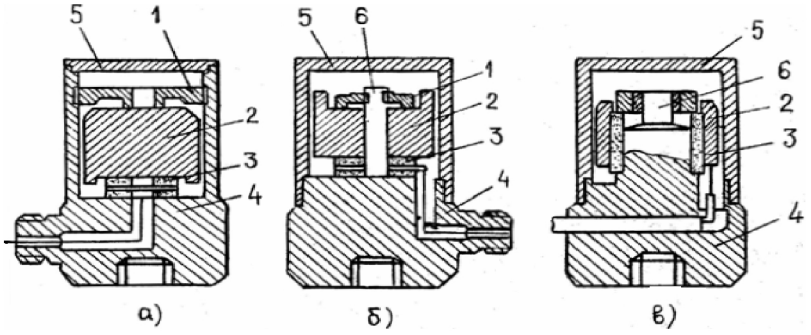


1 -сейсмомасса; 2 — корпус; 3 — выводы; 4 — пьезоэлемент; 5

Рисунок 4.4 - Схема пьезоэлектрического датчика виброускорений

В пьезоэлектрическом датчике при его перемещении на сейсмомассу действует инерционная сила, которая, передаваясь на пьезоэлемент, вызывает его деформацию. При этом в кристалле возникает заряд, величина которого пропорциональна деформации кристалла, и, как следствие, массе и виброускорению.

Конструктивно эти преобразователи могут выполняться по-разному, что будет определять их характеристики. На рис. 4.5 приведены три различные конструкции пьезоэлектрических вибропреобразователей, где используется пьезоэффект, возникающий при деформации сжатия-растяжения пьезоэлемента (рис. 4.5, а и б) и при деформации сдвига (рис. 4.5, в). Кроме того конструкции отличаются способом соединения сейсмомассы и пьезоэлемента.



1-пружина, 2-сейсмомасса, 3-пьезоэлемент, 4- основание, 5-крышка, 6-ось.

Рисунок 4.5 - Примеры конструктивного исполнения пьезоэлектрических вибропреобразователей

Конструктивное исполнение подобных датчиков в первую очередь влияет на частотный диапазон измерений. Это объясняется следующим. В общем случае пьезоэлектрический вибропреобразователь можно представить как колебательную систему с одной степенью свободы. Демпфирование и жесткость в этой системе определяется жесткостью и демпфированием в пьезоэлементе. В результате вибропреобразователь имеет собственную (резонансную) частоту, которая определяет верхнюю границу рабочего диапазона частот. Поскольку демпфирование в пьезоэлементе мало, а жесткость его велика, вибропреобразователи имеют высокую резонансную частоту и, как следствие, широкий диапазон частот. Тем не менее в зависимости от принятой конструктивной схемы резонансная частота датчика, а следовательно и диапазон измеряемых частот, будут разные.

На диапазон измеряемых частот будет влиять и способ крепления датчика на объекте. На рис. 4.6, а показано как смещается резонансная частота в зависимости от способа установки датчика на объекте. На рис. 4.6, б приведена обобщенная типовая частотная характеристика промышленного акселерометра, на которой выделен рабочий частотный диапазон f_1-f_2, определенный уровнями ±3 дБ.

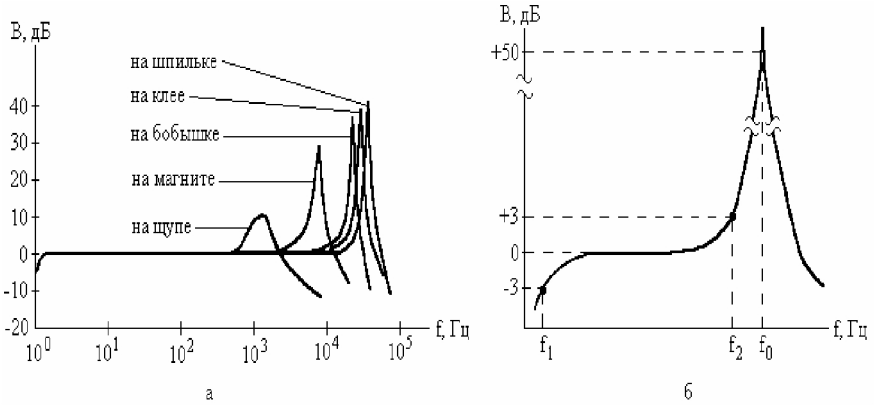


Рисунок 4.6 - Частотные характеристики датчика.

Главный недостаток пьезоэлектрических вибропреобразователей – их высокое выходное сопротивление, из-за которого предъявляются повышенные требования к помехоустойчивости и изоляционным характеристикам соединительных кабелей и входных цепей усилительно-преобразующей аппаратуры. Для обеспечения этих требований непосредственно за вибропреобразователем устанавливаются согласующие устройства, которые необходимы ля усиления маломощного сигнала от датчика и устранения влияния различного рода помех.

Все многообразие применяемых согласующих устройств можно разделить на две группы: усилители напряжения и усилители заряда.

Усилители напряжения просто реализуются аппаратурно, но имеют высокое входное сопротивление и поэтому их следует располагать недалеко (1 … 5 м) от вибропреобразователя. При увеличении длины соединительного кабеля падает чувствительность и наблюдается «завал» частотной

характеристики в низкочастотной области, увеличивается значение частоты f_1 (рис.4.6,б) .

Согласующие устройства, выполненные на базе усилителя заряда, не чувствительны к длине соединительного кабеля, имеют широкий динамический диапазон и обеспечивают необходимую равномерность частотной характеристики в области инфранизких частот. К недостаткам этих устройств следует отнести сложность их схем.

В настоящее время для устранения этого недостатка пьезоэлектрических вибропреобразователей изготавливаются преобразователи со встроенным усилителем. Однако эти преобразователи имеют увеличенные габариты и требуют постороннего источника питания.

В зависимости от задач измерений в виброизмерительных системах, использующих пьезоэлектрические вибропреобразователи, могут использоваться интегрирующие устройства (интеграторы).

Дело в том, что сигнал пьезоэлектрического датчика пропорционален виброускорению. После однократного интегрирования сигнала вибропреобразователя выходной сигал интегратора пропорционален виброскорости, а после двукратного интегрирования выходной сигнал пропорционален виброперемещению. Чаще используют однократное интегрирование сигнала с пьезоэлектрического вибропреобразователей, при котором происходит выравнивание чувствительности к низкочастотным и высокочастотным составляющим вибрации в широком диапазоне частот. Кроме того, нормы вибрации для ГТД, с которыми производится сравнение измеренных параметров, задаются в виброскорости.

Частотная фильтрация в системах измерения вибрации осуществляется с целью отделения полезного сигнала от помех различного происхождения. К помехам относят собственные шумы аппаратуры, наводки на входных цепях и соединительных кабелях, а также вибросигналы, генерируемые неисследуемыми источниками вибрации и поэтому не содержащие полезной информации.

Для частотной фильтрации применяют фильтры верхних и нижних частот, полосовые и узкополосные фильтры с различными центральными частотами. Основным требованием, предъявляемые к фильтрам, являются требования по высокой избирательности и линейности амплитудной характеристики.

Ранее наиболее широкое применение получили аналоговые активные фильтры, построенные на операционных усилителях и полупроводниковых элементах. Эти фильтры, как правило, имеют высокую избирательность и небольшие размеры.

В последнее время все более широкое применение находят цифровые фильтры, которые имеют ряд преимуществ перед аналоговыми. Цифровые фильтры обладают большой точностью задания характеристик и гибкостью реализации. К недостаткам цифровых фильтров следует отнести

необходимость квантования процесса, что приводит к дополнительным методическим погрешностям.

Тип применяемого в системе измерения функционального преобразователя зависит от решаемых с помощью этой системы задач. В качестве функциональных преобразователей в системах измерения могут использоваться детектирующие и усредняющие устройства для определения таких параметров как средний модуль процесса, среднеквадратическое значение процесса и т.п., а также всевозможные специальные устройства для вычисления, например, таких характеристик как спектр, плотность распределения и т.п.

Контрольные вопросы к разделу 4.1.

23. Перечислите основные составляющие звенья виброизмерительной аппаратуры.
24. Какому параметру вибрации пропорционален выходной сигнал пьезоэлектрического вибропреобразователя?
25. Какому параметру вибрации пропорционален выходной сигнал пьезоэлектрического вибропреобразователя после его однократного интегрирования?
26. Какому параметру вибрации пропорционален выходной сигнал пьезоэлектрического вибропреобразователя после его двух кратного однократного интегрирования?
27. Какие требования предъявляются к амплитудно-частотной характеристике канала измерения вибрации?
28. Какие требования предъявляются к амплитудной характеристике канала измерения вибрации?
29. Как влияет способ крепления датчика вибрации на верхнею частоту диапазона измерений вибрации?

4.2. Средства анализа вибрации

Целью анализа вибрации является получение необходимой информации о характеристиках и параметрах вибрации и выдача на основе этой информации о техническом состоянии авиационных конструкций и систем авиационной техники.

Все многообразие виброизмерительной аппаратуры, предназначенной для решения задач анализа вибрации, в зависимости от специфики этих задач, принято разделять на три группы: контрольно-сигнальную, универсальную измерительную и специальные вибродиагностические приборы и системы.

Контрольная аппаратура применяется на стадии эксплуатации машин. Она отличается относительной простотой.

На рис. 4.7. приведены структурные схемы наиболее часто применяемой на практике контрольно-сигнальной аппаратуры.

Наиболее простое схемное решение имеет аппаратура для контроля уровня виброускорения (рис. 4.7, а). Сигнал a(t) с пьезоэлектрического вибропреобразователя «В», пропорциональный ускорению, по кабелю поступает в согласующее устройство «СУ». В качестве согласующего устройства используются усилители напряжения или заряда. С согласующего устройства сигнал поступает на полосовой фильтр «ПФ», ограничивающий рабочий диапазон частот для измерения. Выход полосового фильтра подключен к детектору «Д» и далее к усредняющему устройству «УУ». С помощью детектора и усредняющего устройства осуществляется вычисление среднего квадратичного (если детектор квадратичный) или среднего модуля (если детектор линейный) процесса. Усредняющее устройство подключено к индикатору и пороговому устройству, соединенному с сигнальной лампочкой «Л». Проверка и калибровка аппаратуры осуществляется встроенным калибровочным генератором «КГ».

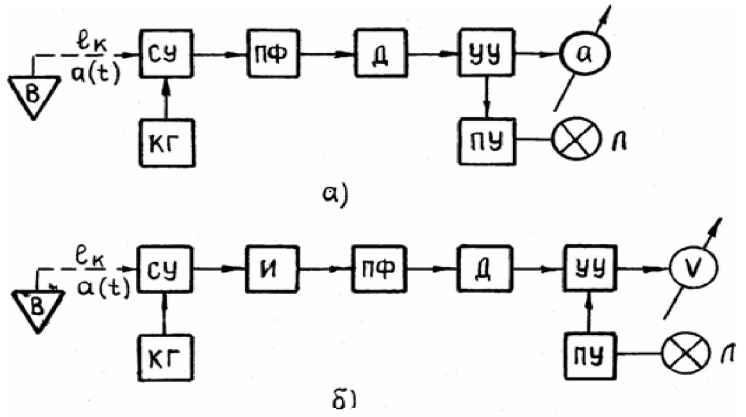


Рисунок 4.7 - Структурные схемы контрольно-сигнальной виброаппаратуры

Структурная схема аппаратуры для контроля виброскорости отличается от ранее описанной только тем, что между согласующим устройством и полосовым фильтром включен интегратор «И» (рис.4.7,б). Структурная

схема штатной аппаратуры предназначенной для контроля вибрации ГТД, соответствует рис. 4.7, б.

Отсчет показаний осуществляется по стрелочному или цифровому индикатору. Сигнализация о превышении допустимых значений параметров вибрации осуществляется с помощью одной или двух сигнальных лампочек, подключенных к пороговому устройству, настроенному на предупредительный или аварийный уровни.

На стадиях проектирования и доводки машин применяется универсальная виброизмерительная аппаратура, имеющая широкие частотный и динамический диапазоны – измерений. Эта аппаратура позволяет менять требуемый диапазон измерений, проводить регистрацию вибрации на накопитель, получить информацию о параметрах вибрации в темпе испытаний.

Входные цепи универсальной системы не отличаются от ранее приведенных. Но после согласующего устройства включены управляемые фильтры нижних (ФНЧ) и верхних (ФВЧ) частот. После ФНЧ и ФВЧ могут включаться один или два интегратора, позволяющие проводить измерения виброскорости и виброперемещения. В зависимости от режима измерений сигнал может поступать либо на накопитель, либо на функциональный преобразователь для получения интересующих характеристик вибрации. Как следует из приведенного краткого описания, такие системы имеют очень широкие возможности.

К третьей группе относятся диагностические приборы, которые применяются на ранней стадии развития дефектов деталей и узлов машин. Как правило, в этих приборах реализуются весьма сложные функциональные преобразования вибрации. Поэтому сами приборы достаточно специфичны и сложны.

Одним из примеров универсальной системы на базе ПВЭМ является многоканальный синхронный регистратор и анализатор вибросигналов Атлант-8 [40].

Многоканальный синхронный регистратор и анализатор вибросигналов Атлант-8 позволяет: вести синхронную регистрацию, обработку и анализ сигналов с различных датчиков; создавать и «вести» базы данных по зарегистрированным сигналам; решать практические задачи диагностики состояния оборудования «на месте измерения и регистрации» при помощи встроенного в компьютер программного обеспечения.

Встроенное программное обеспечение позволяет проводить следующую обработку зарегистрированных сигналов [41]:

◊ Осуществлять просмотр сигнала во временной области (рис. 4.8) и производить переходы между виброускорением, виброскоростью и виброперемещением;

◊ контролировать изменения параметров при пуске и выбеге оборудования практически на любом интервале времени, определять критические резонансные частоты оборудования;

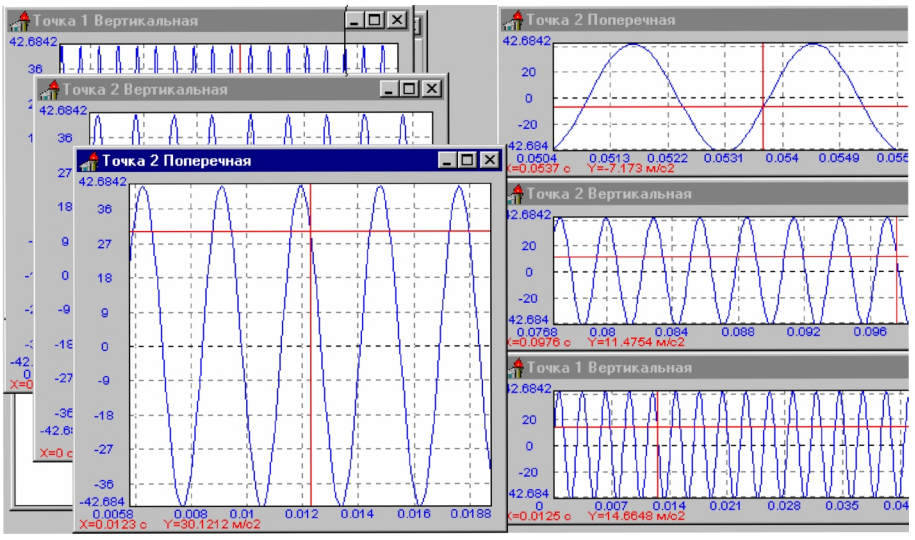


Рисунок 4.8- Возможности Атлант-8 по представлению сигнала во временной области

◊преобразовывать сигналы из временной области в частотную (рис.4.9), для чего применяются процедуры БПФ или частотной фильтрации;

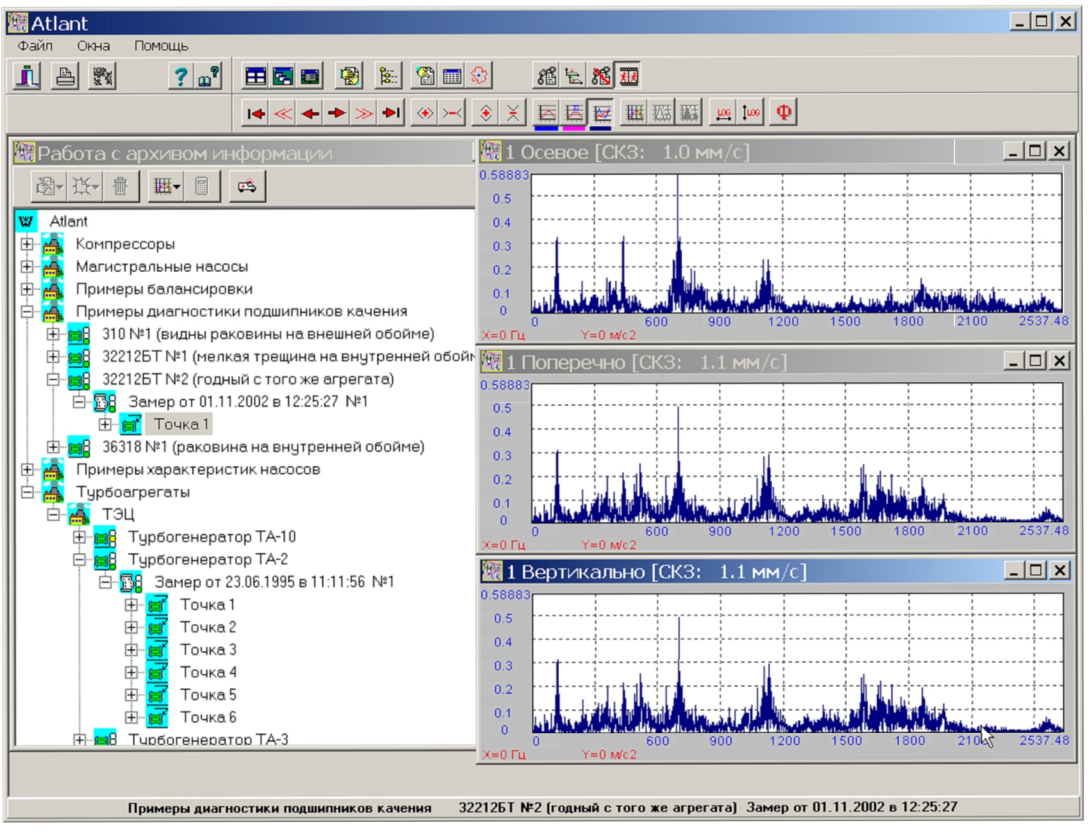


Рисунок 4.9- Возможности Атлант-8 по представлению сигнала в частотной области

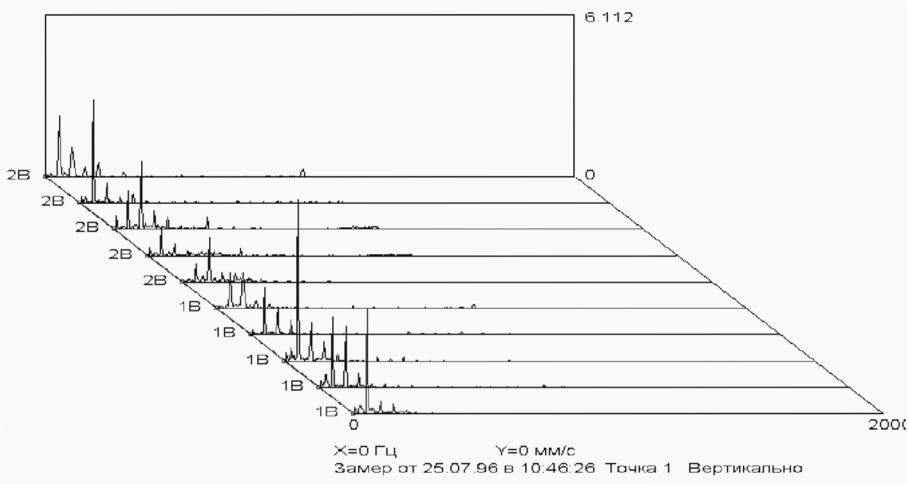


Рисунок 4.10- Возможности Атлант-8 по представлению сигнала в частотной области в виде каскада спектров (1в, 2в – точки измерения)

◊ выполнять специальные преобразования, такие, как расчет взаимных спектров, кепстров, вейвлет-преобразование (рис.4.11) и т. д.

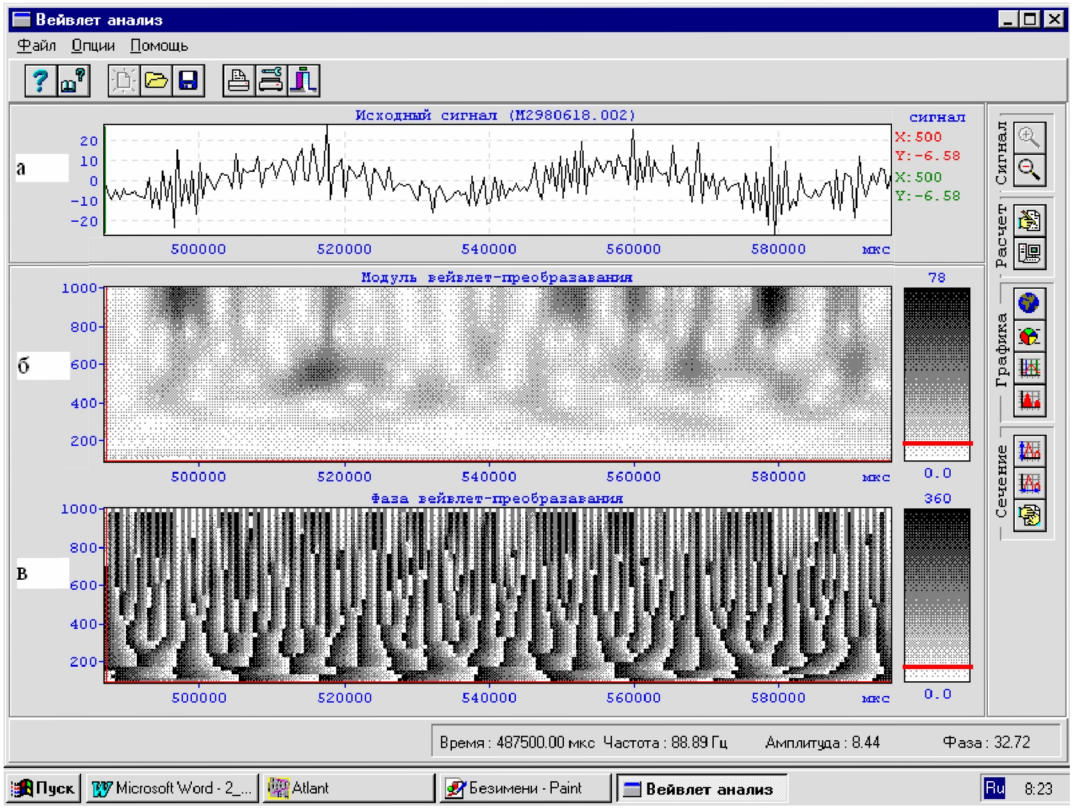


Рисунок 4.11- Возможности Атлант-8 по представлению сигнала после вейвлет-преобразования
а- временной сигнал, б- модуль вейвлета, в- фаза вейвлета

Для удобства работы в состав ПО включены уже готовые экспертные вибродиагностические системы позволяющие:

- вести автоматизированную диагностику технического состояния и поиска дефектов вращающегося оборудования по спектрам вибросигналов
- проводить раннюю диагностику дефектов состояния и монтажа подшипников качения по спектрам огибающей вибросигнала.

В состав экспертно - диагностического программного обеспечения входит:

- ПО “Паллада+”, предназначенная для оценки технического состояния и диагностики дефектов различного вращающегося оборудования по спектрам вибросигналов;
- ПО “Ариадна”, предназначенная для ранней диагностики подшипников качения по спектрам огибающей вибросигнала
- ПО “Диана”, предназначенная для проведения балансировки и успокоения роторов механизмов в собственных подшипниках.
- ПО “Паллада” – язык написания диагностических правил.

В заключение следует отметить, что восьмиканальный синхронный регистратор- анализатор вибросигналов Атлант-8 является современным прибором, предназначенным для решения наиболее сложных задач в вибрационной диагностике состояния оборудования.

Контрольные вопросы к разделу 3.2.

30. Перечислите основные составляющие звенья контрольно-сигнальной виброизмерительной аппаратуры.
31. Для каких целей используется универсальные системы анализа вибрации?
32. На какой аппаратной базе в настоящее время реализуется создание универсальных систем анализа вибрации?
33. Дайте краткую информацию о технических возможностях анализатор вибросигналов Атлант-8?
34. В каком виде представляет Атлант-8 временную реализацию вибрации?
35. В каком виде представляет Атлант-8 спектры вибрации?
36. В каком виде представляет Атлант-8 вейвлет-преобразование вибрации?

5. Контроль вибрации

Контроль вибрации технических систем, в том числе и ГТД, проводится с целью определения соответствия ее величины установленным нормам. Для ГТД контроль вибрации является обязательным условием сертификации. В настоящее время все современные ВС оснащены бортовой штатной аппаратурой вибрации. Значение норм вибрации для различного оборудования, устанавливается соответствующими нормативными документами [42]. Для ГТД гражданских ВС нормы устанавливаются соответствующим ГОСТом [43], а также рядом отраслевых документов.

5.1. Назначение и принципы штатного бортового контроля вибрации

Штатная виброизмерительная аппаратура, применяемая в настоящее время на различных ВС, предназначена, прежде всего, для контроля роторной вибрации. Это связано с тем, что, во-первых, ротор представляет собой один из основных и жизненно важных узлов двигателя и его исправность во многом определяет надежность всей силовой установки. Во-вторых, ротор является основным источником вибрации, в значительной степени определяющим вибрационное состояние всего ГТД. Величина роторной вибрации дает возможность оценить не только состояние самого ротора, но и двигателя с опорами (подвеской) в целом.

Особенности контроля роторной вибрации ГТД связаны, прежде всего, с диапазоном рабочих частот вращения роторов f_p . При этом необходимо с помощью аппаратурных средств из общей вибрации двигателя выделить вибрацию с частотой, равной частоте вращения одного из роторов. Здесь также имеется определенная специфика.

Так для ТВД характерно то, что частота вращения ротора турбокомпрессора (ТК) на рабочих режимах практически не изменяется или изменяется в достаточно узком диапазоне значений. В этом случае вибрацию с частотой вращения ротора ТК относительно просто выделить, используя узкополосный электрический фильтр с полосой пропускания частот Δf (рис. 5.1,а).

Такой фильтр пропускает только те составляющие вибрации, частоты которых попадают в полосу пропускания, а остальные подавляет. Примером применения данного способа фильтрации может служить аппаратура ИВ-41, обеспечивающая измерение вибрации двигателей АИ-24, АИ-20К.

Для ТРД характерен значительный диапазон изменения частот вращения роторов с изменением режима работы двигателя. В этом случае выделение вибрации ротора обеспечивается полосовым фильтром, полоса пропускания которого перекрывает весь диапазон изменения частоты вращения ротора

(рис. 5.1,б). Нижняя частота полосы пропускания f_H выбирается при этом ниже частоты вращения ротора на режиме малого газа (f_{MI}), а верхняя f_B— выше частоты вращения на максимальном режиме (f_{MAK}).

Для контроля вибрации двухроторных ГТД полоса пропускания фильтра обычно перекрывает весь диапазон изменения частот вращения роторов НД и ВД (рис. 5.1,в), причем $f_H < f_{MI}^{НД}$ и $f_B > f_{MAK}^{ВД}$. По этому принципу построена, например, штатная аппаратура ИВ-154 контроля вибрации двигателей НК-8-2У.

У трехкаскадных турбовентиляторных ГТД диапазон частот вращения вентилятора существенно ниже частот, вращения роторов СД и ВД. В случае, когда диапазоны частот вращения роторов не перекрываются, возможно, применение аппаратуры с несколькими (например, с двумя) полосовыми фильтрами (рис. 5.1,г). При этом один фильтр, имеющий полосу пропускания Δf_1, обеспечивает пропускание составляющих вибрации с частотой вращения ротора вентилятора, а второй, имеющий полосу пропускания Δf_2 — пропускание вибрации роторов турбокомпрессора. По такому принципу осуществляется работа аппаратуры контроля вибрации двигателя Д-36. При этом повышается достоверность контроля двигателя в целом и имеется возможность оценки технического состояния отдельного ротора.

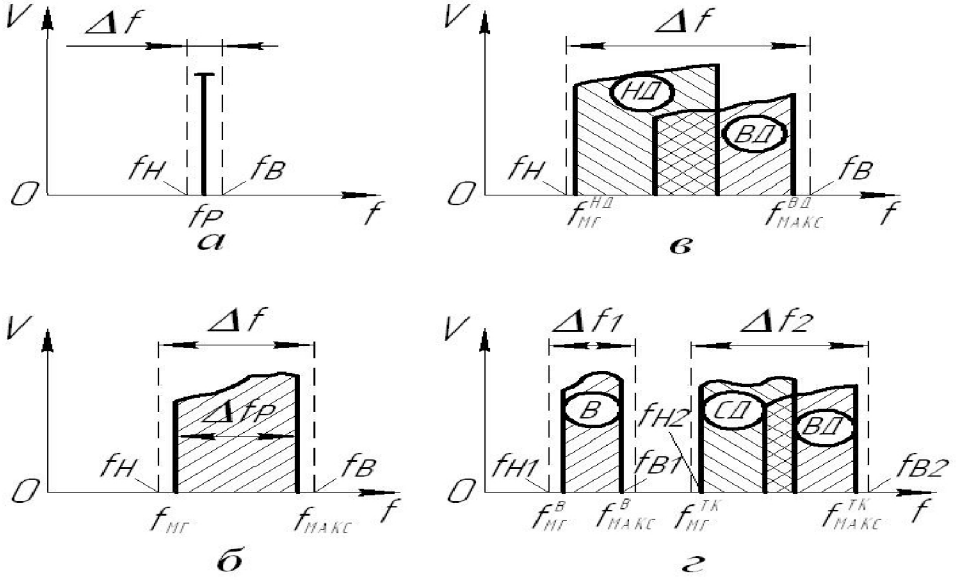


Рисунок 5.1 - Частотные полосы пропускания бортовой аппаратуры измерения вибрации для различных, типов ГТД: а — ТВД; б — одноротрный ТРД, в — двухроторный ТРДД; г — трехвальный турбовентиляторный двигатель.

В аппаратуре контроля вибрации двигателя ПС-90 реализован принцип синхронного спектрального анализа, что позволяет вести контроль за уровнем вибрации каждого ротора отдельно.

При реализации рассмотренных выше схем бортового контроля используются разнообразные аппаратурные средства. Как правило, бортовая аппаратура контроля вибрации ГТД содержит один или несколько вибропреобразователей, электронный блок, световую сигнализацию превышения уровня вибрации и стрелочный указатель величины вибрации. Схема канала виброконтроля с одним датчиком изображена на рис.5.2.

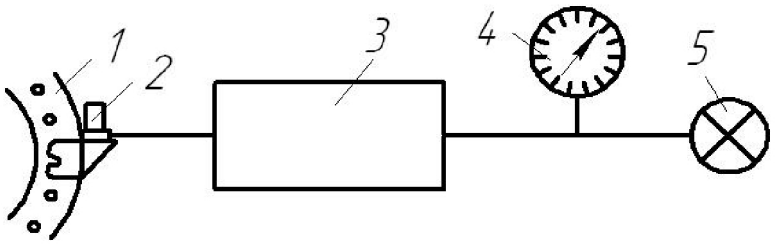


Рисунок 5.2 - Структурная схема бортовой аппаратуры вибрации:

1 — двигатель; 2 — датчик вибрации; 3 — электронный блок;
4 — стрелочный указатель; 5 — сигнальная лампа

Вибропреобразователь (датчик) предназначен для преобразования механических колебаний двигателя в электрический сигнал. Датчики устанавливаются на силовых элементах наружного корпуса двигателя (корпус передней опоры, разделительный корпус, задняя подвеска).

В электронном блоке сигнал от датчика усиливается, производится его частотная фильтрация, вычисление параметра, характеризующего величину вибрации, и вывод сигнала, пропорционального величине вибрации, на стрелочный указатель, а также формируется управляющий сигнал при достижении вибрации предельного уровня.

Стрелочный указатель служит для отсчета величины (уровня) вибрации. На указателе расположен многопозиционный переключатель, обеспечивающий подключения любого из датчиков к показывающему прибору.

Бортовая виброаппаратура снабжена сигнализирующим устройством, которое выдает сигнал при достижении уровнем вибрации предельного значения. Сигнализация о достижении предельного уровня вибрации выводится на приборную доску и выполняется в виде светового табло красного цвета с надписью «Опасная вибрация» или «Вибрация велика».

Предельные значения вибрационных параметров для различных типов ГТД составляют 50...90 мм/с и 100...200 мм/с для трансмиссий вертолетов. Работоспособность двигателя контролируется путем сравнения текущего

значения уровня вибрации с предельно допустимым. Достоверность результатов такого контроля невысока в силу влияния случайных погрешностей. Для ее повышения часто используют контроль по двум уровням (первый является предупредительным, а второй — предельным). Выбор значений предельного и предупредительного уровней производится с учетом случайного разброса значений параметра вибрации [19]:

$$\Delta_1 \geq K_1 \widetilde{V}\ ;\ \Delta_2 \geq K_2 \widetilde{V}.$$

где Δ_1 и Δ_2 — соответственно предупредительный и предельный уровни вибрационного параметра; K_1 и K_2 — коэффициенты соответствующих уровней; $\widetilde{V}$ — среднеквадратическое значение уровня вибрации для данного типа ГТД.

Контроль состояния ГТД по предельным уровням вибрации обладает относительно малой чувствительностью к дефектам. Опыт эксплуатации показывает, что при некоторых дефектах ротора (обрыв части лопатки, износ лопаток) параметр - вибрации не достигает предельного уровня, а двигатель снимается с эксплуатации по данным других контрольных систем (осмотр проточной части; температура газов и т.п.).

Контрольные вопросы к разделу 5.1

1. Укажите назначение контроля вибрации.
2. Укажите источники, вибрацию которого оценивает штатная бортовая аппаратура.
3. Опишите структуру штатной бортовой аппаратуры вибрации.
4. В чем особенности контроля вибрации ТВД?
5. В чем особенности контроля вибрации двигателя ПС-90?
6. В чем особенности контроля вибрации двигателя Д-36?
7. Укажите, у какой штатной аппаратуры полоса пропускания полосового фильтра больше: для контроля вибрации многорежимной или однорежимной роторной машины.
8. Укажите диапазон предельных значений вибрации для авиационных ГТД.

5.2. Контроль изменения технического состояния ГТД по показаниям бортовой аппаратуры контроля вибрации.

Эффективность использования бортовых виброизмерительных систем можно существенно повысить путем анализа тенденции изменения уровня вибрации по наработке. Для реализации этого метода необходимо организовать регистрацию и обработку данных об уровне вибрации с построением графиков его изменения по наработке двигателя. Одной из распространенных форм регистрации уровня вибрации является заполнение экипажем специальной карты. В настоящее время подобная регистрация возможна и с использованием МСРП. Регистрация уровня вибрации производится в горизонтальном полете на установившемся режиме работы двигателя, а также на земле на наиболее характерных режимах работы двигателя.

В основу данного метода диагностирования положен анализ тенденций изменения (тренд) уровня вибрации двигателя и его сопоставление с эталонными, полученными на основе обобщения опыта эксплуатации двигателей данного типа.

Следует отметить, что изменения уровня вибрации могут быть обусловлены не только изменением технического состояния ГТД. Например, отказы виброизмерительной аппаратуры могут проявиться в виде резкого снижения или увеличения, появления разброса или отдельных выбросов уровня вибрации. Кроме того, скачкообразные изменения уровня вибрации могут произойти и в результате проведения работ по техническому обслуживанию, например, при замене и регулировке виброаппаратуры, съеме и перестановке двигателей, регулировке скольжения роторов; смене режима работы ГТД, на котором проводилась регистрация вибрации, и т. д. Поэтому при выполнении работ, которые могут повлиять на показание виброаппаратуры, в специальном журнале делаются отметки с указанием даты проведения работ и их характера. Для устранения ошибок связанных с отказами виброаппаратуры, периодически контролируется ее исправность.

Анализ тенденции изменения уровня вибрации и выявление неисправностей проводится на основе сопоставления следующих величин: текущего уровня вибрации; статистических характеристик случайного процесса изменения уровня вибрации конкретного двигателя; прогнозируемых характеристик случайного процесса изменения уровня вибрации.

Определение статистических характеристик процесса основывается на следующем. Совокупность регистрируемых значений уровня вибрации конкретного двигателя рассматривается как выборка значений случайного дискретного процесса, имеющего нормальное распределение со средним значением m и дисперсией D. Диапазон статистически возможных уровней

вибрации, т. е. диапазон, в который укладываются значения уровней вибрации с вероятностью $P_{g1}=1-g_1$ (где g_1 — уровень значимости), определится следующими выражениями [27, 44]:

$$V^B = m + U_{1-g_1} \cdot \sqrt{D}$$

$$V^H = m - U_{1-g_1} \cdot \sqrt{D}, \qquad (5.1)$$

где V^B и V^H — верхняя и нижняя границы диапазона статистически возможных уровней вибрации;

U_{1-g_1} — односторонний квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности $P_{g1} = 1 - g_1$

Выражения (5.1) справедливы в случае, если известны точные теоретические значения m и D. На практике по n значениям экспериментальных данных вычисляются оценки среднего значения вибрации $\overline{V_n}$ и дисперсии S_n^2:

$$\overline{V_n} = \frac{\sum_{i=1}^{n} V_i}{n} \qquad (5.2а)$$

$$S_n^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(V_i - \overline{V_n}\right)^2}{n-1} \qquad (5.2б)$$

где V_i — текущие значения уровня вибрации.

Так как оценки среднего значения $\overline{V_n}$ и дисперсии S_n^2 определяются по выборке случайных величин V_i, то эти оценки сами являются случайными величинами, значения которых имеют разброс и укладываются в некоторый диапазон. Ширина этого диапазона зависит от объема экспериментальных данных n и характеризуется доверительным интервалом и доверительной вероятностью [27, 44].

Доверительный интервал для математического ожидания, т. е. интервал, в который попадает истинное значение т с выбранной доверительной вероятностью $P_{\overline{V}}$, определяется соотношением

$$\overline{V_n} - t\sqrt{\frac{S_n^2}{n}} \le m \le \overline{V_n} + t\sqrt{\frac{S_n^2}{n}} \qquad (5.3)$$

Где t — квантиль распределения Стьюдента, соответствующий доверительной вероятности $P_{\overline{V}}$ и числу степеней свободы r = n. Доверительный интервал для дисперсии определяется соотношением

$$\frac{S_n^2(n-1)}{\chi^2_{1-P_g}} \le D \le \frac{S_n^2(n-1)}{\chi^2_{1-P_g}} \qquad (5.4)$$

где χ^2 — квантиль χ^2 - распределения, соответствующий доверительной вероятности P_g при числе степеней свободы r = n— 1.

Разброс оценок среднего и дисперсии следует учитывать при определении верхней и нижней границ диапазона возможных уровней вибрации. Поэтому при расчете по экспериментальным данным верхней границы V_n^{*B} в формулу (5.1) необходимо подставить максимальные значения оценок среднего и дисперсии (величины правых границ доверительных интервалов), при расчете нижней границы — минимальное значение среднего и максимальное значение дисперсии.

Выражение для верхней границы имеет вид

$$V_n^{*B} = \left[\overline{V}_n + t\sqrt{\frac{S_n^2}{n}}\right] + U_{1-g_1}\sqrt{\frac{S_n^2(n-1)}{\chi^2}}$$

После соответствующих преобразований

$$V_n^{*B} = \overline{V}_n + K_n\sqrt{S_n^2} \qquad (5.5)$$

Аналогично выражение для нижней границы диапазона статистически возможных уровней вибрации запишется в виде

$$V_n^{*H} = \overline{V}_n - K_n\sqrt{S_n^2} \qquad (5.6)$$

K_n — толерантный коэффициент, который с учетом доверительных интервалов для среднего значения и дисперсии определяется по выражению

$$K_n = \frac{t}{\sqrt{n}} + U_{1-g_1}\sqrt{\frac{n-1}{\chi^2}} \qquad (5.7)$$

Диапазон статистически возможных уровней вибрации, верхняя и нижняя границы которого определяются по выражениям (5.5) и (5.6), характеризует область разброса значений регистрируемого уровня вибрации данного двигателя относительно его среднего значения в зависимости от наработки (числа измерений) в эксплуатации.

Изменение статистических характеристик V_n^{*B} и V_n^{*H} по мере увеличения числа измерений п подчиняется общим законам статистики, что позволяет вести прогнозирование значений этих характеристик. Дело в том, что при неизменном техническом состоянии двигателя диапазон статистически возможных значений уровней вибрации должен уменьшаться, т. е. значение

верхней границы V_n^{*B} должно уменьшаться, а нижней V_n^{*H} — увеличиваться. Прогнозируемое значение границы вычисляется путем прибавления к значению V_n^{*B} (или V_n^{*H}) некоторой добавки. Величина добавки зависит от интервала прогнозирования (на сколько измерений вперед проводится прогнозирование) и от стабильности статистических свойств самого процесса вибрации.

Для прогноза изменения диапазона статистически возможных значений уровня вибрации достаточно спрогнозировать изменение одной из его границ. Чаще прогнозируют изменение верхней границы. Прогнозирование верхней границы диапазона статистически возможных уровней вибрации двигателя проводится методом экспоненциального сглаживания [19]. Прогнозируемое на одно измерение вперед (т. е. на один запуск или полет) значение верхней границы возможных уровней вибрации V_{n+1}^{*np} после проведения ,п измерений определяется следующим образом:

$$V_{n+1}^{*np} = a_0(n) + a_1(n) \quad (5.8)$$

где $a_0(n)$ и $a_1(n)$ вычисляется по рекуррентным зависимостям:

$$a_0(n) = V_n^{*B} + (1-\alpha)^2\left[V_{(n-1)+1}^{*np} - V_n^{*B}\right] \quad (5.9)$$

$$a_1(n) = a_1(n-1) - \alpha^2\left[V_{(n-1)+1}^{*np} - V_n^{*B}\right] \quad (5.10)$$

где α - постоянная сглаживания, принимающая значения от 0,05 до 0,2;

$V_{(n-1)+1}^{*np}$ — спрогнозированное на одно измерение значение верхней границы, полученное по n—1 измерениям, т. е. при предыдущем прогнозе.

Опыт контроля вибрации двигателей различных типов показал, что признаками, указывающими на появление неисправности или на возможность наступления неисправности при дальнейшей работе, могут служить:

1) выход (превышение) текущего уровня вибрации за предельно допустимое значение (норму) [V] (рис. 5.3,а);

2) выход (превышение) текущего уровня вибрации за диапазон статистически возможных для данного двигателя уровней (рис.5.3,б);

3) выход текущего уровня вибрации за нижнюю границу диапазона статистически возможной для данного двигателя вибрации (рис. 5.3,в);

4) превышение спрогнозированного значения верхней границы диапазона над текущим значением верхней границы диапазона статистически возможных уровней вибрации (рис. 5.3,г).

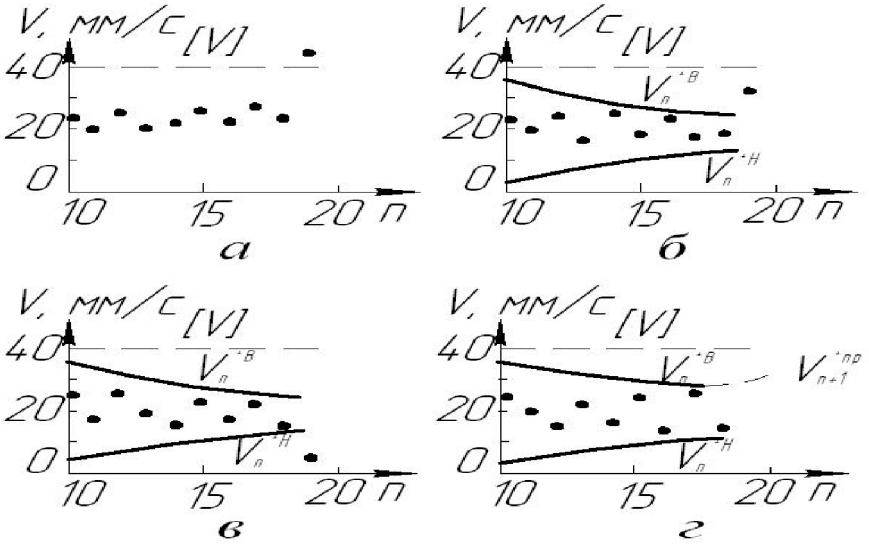


Рисунок 5.3 - Зависимости уровня вибрации V от номера измерения п при изменении технического состояния двигателя: а — превышение предельного уровня; б — выход за верхнюю границу; в—выход за нижнюю границу; г — превышение спрогнозированного значения верхней границы

Накопленный в эксплуатации опыт позволил связать появление одного из перечисленных признаков с дефектом или неисправностью двигателя.

Соответствие вибрационных признаков дефектам и неисправностям двигателя показано в табл.5.1

Таблица 5.1 Вибродиагностические признаки и соответствующие им дефекты

Диагностический признак	Характер изменения вибрации	Дефект, неисправность
Превышение нормы	«Скачок» вибрации	Разрушение элементов ротора (обрыв лопаток, болтов и т. п.). Трещины дисков, крупные повреждения рабочих лопаток
Превышение верхней границы диапазона статистически возможных уровней	«Скачок», «Ускоренный тренд»	Разрушение элементов ротора, нарушение соединений ротора, трещины элементов ротора, небольшие повреждения (забоины, загибы) рабочих лопаток
Выход за нижнюю границу диапазона статистически возможных уровней	«Разброс», «Скачок» вниз	Разбандажирование лопаток вентилятора, трещины дисков ротора, разрушение элементов ротора
Превышение спрогнозированного значения верхней границы диапазона статистически возможных уровней	«Тренд»	Изнашивание деталей ротора (рабочих лопаток, лабиринтных уплотнений, подшипников)

На изложенных выше принципах базируются действующие в настоящее время методики оценки технического состояния ГТД по регистрируемым бортовой аппаратурой параметрам вибрации [19]. Порядок контроля ГТД по параметрам вибрации следующий (рис. 5.4).

1. Проводится контроль работоспособности ГТД. На этом этапе сопоставляется измеренное значение вибрации V_n с предельно допустимым уровнем $[V]$. Условие работоспособности имеет вид

$$V_n < [V] \qquad (5.11)$$

В случае невыполнения условия работоспособности (т. е $V_n \geq [V]$) эксплуатация двигателя прекращается до выяснения причин повышения вибрации. Если условие выполняется, то переходят к диагностированию с использованием статистических характеристик вибрации.

2. Проводится сравнение измеренного значения вибрации с границами статистически возможных уровней вибрации. Условие нахождения двигателя в исправном состоянии записывается в виде

$$V_n^{*H} \leq V_n \leq V_n^{*B} \qquad (5.12)$$

В случае нарушения этого условия, т. е. выхода величины измеренного уровня вибрации из диапазона статистически возможных уровней (неисправность), двигатель берется под особый контроль. В этом случае проводится комплекс диагностических проверок другими методами с целью определения технического состояния двигателя и выявления дефектов. Если условие (5.12) выполняется, то переходят к этапу прогнозирования характеристик вибрации V_{n+1}^{*np}.

3.Производится сравнение спрогнозированного значения V_{n+1}^{*np} со значением верхней границы V_n^{*B}.

Условие исправной работы двигателя на интервале прогнозирования (т. е. в следующем цикле эксплуатации) имеет вид

$$V_{n+1}^{*np} < V_n^{*B} \qquad (5.13)$$

При нарушении этого условия, т. е. когда прогноз указывает на возможность расширения диапазона, статистически возможных уровней вибрации, двигатель берется под особый контроль и подвергается дополнительным диагностическим проверкам. В случае выполнения условия (5.13) продолжается нормальная эксплуатация двигателя до очередной проверки.

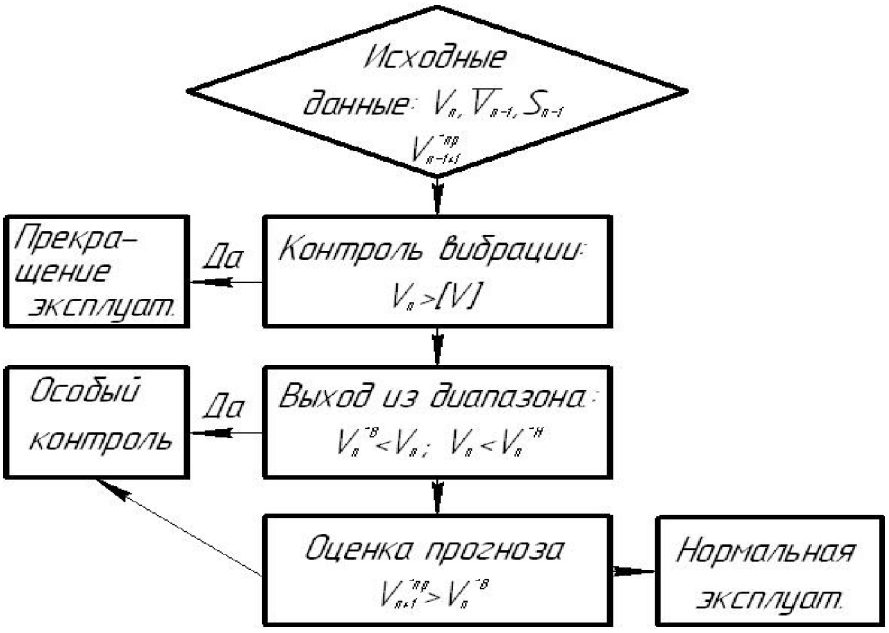


Рисунок 5.4 - Алгоритм постановки технического диагноза

Контрольные вопросы к разделу 5.2.

9. Как определяется диапазон статистически возможных значений вибрации?
10. Объясните принцип прогнозирования вибрации.
11. Какой характер может иметь изменение вибрации по наработке?
12. Какие величины сравниваются при анализе тенденции изменения вибрации по наработке?
13. Укажите связь между характером изменения вибрации и неисправностями ГТД.
14. Опишите алгоритм контроля вибрации по показаниям штатной аппаратуры.

6. Диагностирование систем и конструкций авиационной техники по вибрационным параметрам

6.1 Диагностирование причин изменения роторной вибрации

Изменение роторной вибрации может быть обнаружено как в эксплуатации, так и при стендовых испытаниях и может быть вызвано различными причинами. Поэтому действия по выявлению этих причин должны быть адекватны.

В эксплуатации контроль вибрации проводится с помощью штатной бортовой аппаратуры. Как отмечалось в разделе 5.1 штатная аппаратура (кроме двигателя ПС-90) измеряет вибрацию не от отдельного ротора, а позволяет оценить интенсивность суммарной вибрации от нескольких роторов. Поэтому, если обнаружено изменение вибрации по штатной аппаратуре, то на первом этапе необходимо определить, с изменением вибрации какого ротора связано изменение показаний штатной аппаратуры.

Определить ротор, вибрация которого явилась причиной изменения показаний штатной аппаратуры, следует путем проведения спектрального анализа в диапазоне частот, соответствующего роторной вибрации. Затем проводится идентификация выявленных спектральных составляющих, то есть устанавливается принадлежность каждой выявленной составляющей соответствующему ротору. Эта принадлежность устанавливается путем вычисления отношения частоты составляющих к частотам вращения роторов (см. раздел 3.7). После идентификации составляющих определяется их амплитуда и сравнивается с нормами [43]. Таким путем будет определен источник изменения показаний штатной аппаратуры.

Как было показано в разделе 3.2, причиной изменения вибрации отдельного ротора могут быть механический (массовый), аэродинамический или тепловой дисбалансы. Способы устранения этих дисбалансов различны. Поэтому, прежде чем начинать борьбу с повышенной роторной вибрацией, необходимо определиться с причиной ее повышения.

Механический (массовый) дисбаланс

Этот тип дисбаланса является самой распространенной причиной повышенной роторной вибрации различного оборудования, в том числе, и авиационных ГТД. Эти причины известны и достаточно хорошо изучены, а также известны способы устранения дисбаланса [31]. Массовый дисбаланс подразделяется на статический и динамический. Для авиационных ГТД более характерен динамический.

Основными, чаще всего встречающимися, признаками механического дисбаланса являются следующие:

- Амплитуда первой роторной гармоники ротора, имеющего механический дисбаланс, существенно (3-7 раз) превышает остальные роторные гармоники этого ротора;
- Подобная картина по соотношению роторных гармоник наблюдается во всех радиальных направлениях измерения вибрации (вертикальном и поперечном);
- Амплитуда первой роторной гармоники в осевом направлении гораздо меньше;
- Соотношение между роторными гармониками, характерное для механического дисбаланса, обычно наблюдается на всех опорах ротора;
- При изменении частоты вращения ротора амплитуда первой роторной гармоники интенсивно возрастает (практически пропорционально квадрату частоты вращения ротора).

Определить тип дисбаланса (статический или динамический) можно путем измерения роторной вибрации на двух опорах ротора. В случае статического дисбаланса, первые роторные гармоники, измеренные на различных опорах, будут синфазные. В случае динамического дисбаланса, первые роторные гармоники, измеренные на различных опорах, будут противофазные.

Тепловой дисбаланс

Характер спектра и соотношения роторных гармоник для этого вида дисбаланса аналогичен классическому случаю механического дисбаланса. Однако, характерной особенностью этого дисбаланса является его нестабильность. Поэтому вибрация, возбуждаемая тепловым дисбалансом, будет существенно зависеть от технологических приемов прогрева двигателя перед выходом на высокие частоты вращения, охлаждения двигателя перед остановом и после, перед повторным запуском.

Для диагностики этой причины повышенной роторной вибрации необходимо проследить изменение вибрации в процессе запуска и прогрева двигателя. Если контролировать фазу вибрации, то возможно определения области локальной температурной деформации ротора.

Аэродинамический дисбаланс

Этот вид дисбаланса сначала был выявлен у винтов [26], а затем оказалось, что он может быть причиной повышенной вибрации для ГТД с большеразмерными вентиляторами [32]. Проявление этого дисбаланса в области роторных составляющих вибрации не отличается от классического механического. Поэтому попытки разработать метод диагностики аэродинамического дисбаланса на основе измерения роторных вибраций не дал результата [45].

Рассмотренные в разделе 3.2 физические основы возбуждения вибрации аэродинамического происхождения и предложенная импульсная модель позволили решить задачу разработки метода диагностики аэродинамического дисбаланса на базе анализа спектра в районе высокочастотных лопаточных составляющих [46].

Дело в том, что аэродинамический дисбаланс вентилятора возникает как результат неоднородности аэродинамических характеристик рабочих лопаток вентилятора. Эта неоднородность может быть описана некоторым законом, в том числе, и с помощью разложения в ряд Фурье. Причем, если рассматривать закон изменения этой неоднородности по окружности колеса, то для того, чтобы аэродинамический дисбаланс сказался на величину вибрации, в этом законе должна быть ярко выражена первая гармоника. При наличии в неоднородности аэродинамических характеристик, ярко выраженной первой гармоники, кромочные следы за рабочим лопатками будут промодулированы по амплитуде и частоте. В этом случае в спектре высокочастотной вибрации вентилятора, рядом с лопаточной составляющей с частотой $f_B = Z_B \cdot f_P$ (где f_B - частота лопаточной составляющей, Z_B - число рабочих лопаток, f_P - частота вращения ротора вентилятора) появятся дополнительные составляющие с частотам $f_Д = Z_B \cdot f_P \pm f_p$.

Поскольку реальные решетки рабочих колес вентиляторов имеют неоднородность аэродинамических характеристик, обусловленную изготовлением, сборкой, влиянием сил, действующих на лопатки в эксплуатационных условиях, то в этой неоднородности естественно присутствует и первая гармоника. Однако, если ее величина не велика, то и величина дополнительных (боковых) составляющих не велика. Если величина первой гармоники неоднородности велика (т.е. есть влияние аэродинамического дисбаланса на величину роторной вибрации), то и величина боковых составляющих существенна.

На рис.6.1 представлен спектр высокочастотной вентиляторной вибрации. На рис.6.1,а спектр соответствует двигателю, у которого влияние дисбаланса на роторную вибрацию не было обнаружено. В то же время спектр, представленный на рис.6.1,б соответствует двигателю, у которого влияние дисбаланса на роторную вибрацию было обнаружено.

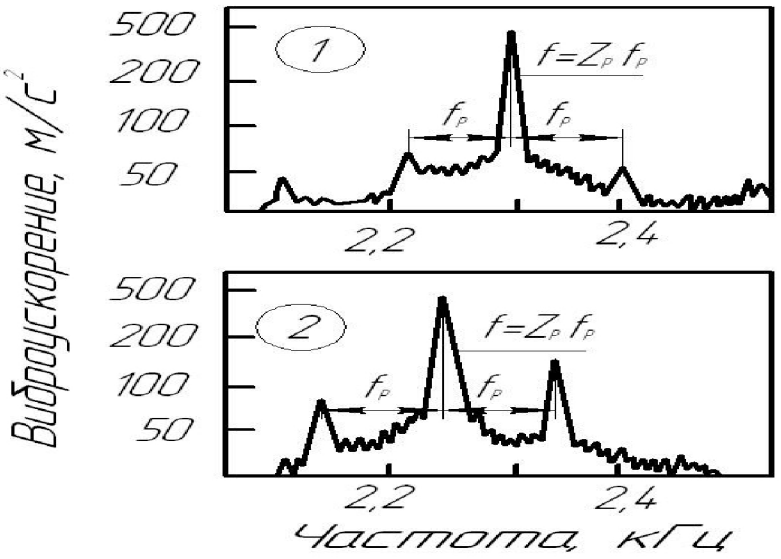


Рисунок 6.1 - Спектр вибрации в районе лопаточной составляющей
а - аэродинамический дисбаланс отсутствует,
б - аэродинамический дисбаланс присутствует

Использование особенностей скольжения роторов для прогнозирования вибрационного состояния ГТД

Для одного из типов трех роторного двигателя большой размерности было обнаружено, что отдельные экземпляры имеют склонность к забросу вибрации на переходных режимах [33, 34]. Попытка исключить случаи повышенной вибрации в эксплуатации путем простого ужесточения стендовых норм на вибрацию привели к недопустимому числу отбраковки исправных двигателей, для которых склонность к забросу отсутствовала.

Формирование других признаков, с помощью которых можно выявить двигатели склонные к забросам вибрации, потребовало изучения особенностей возбуждения колебаний в системе "ротор-корпус" двигателя. В первую очередь оценить вероятность возбуждения резонансных колебаний, что возможно на основе сопоставления спектра вибрационных процессов и частотных характеристик системы.

Исследования спектров роторной вибрации позволило выявить следующие характерные особенности ее спектрального состава:

- уровень первой гармоники, возбуждаемой ротором НД, как правило, является наибольшим по сравнению с гармониками роторов СД и ВД, при этом на долю НД приходится около 70% энергии вибрационных процессов;
- наличие в спектрах составляющих с дробной кратностью по отношению к частотам первых гармоник роторов НД, СД и ВД (сугармоник) с достаточной для их идентификации амплитудой;
- совпадение частот первой гармоники НД (1НД) и половинной гармоники ВД (1/2ВД) на режиме $0{,}7N_e$, а также частот гармоник

1/2СД и 1НД на режиме "Малый газ", что может быть причиной резкого увеличения уровня этих составляющих вибрации на соответствующих режимах.

Упругая система "роторы-корпус" исследуемого двигателя (по данным разработчика) обладает широким и сложным спектром собственных форм колебаний. Анализ имеющихся данных о собственных формах и частотах двигателя свидетельствует о возможности возбуждения резонансных колебаний по пяти формам как гармониками так и субгармониками. Особо следует отметить, что отдельные формы могут возбуждаться совместным действием гармоники 1НД и субгармоник других роторов. В последнем случае будет соблюдаться целочисленная кратность частот вращения роторов при прохождении ротором НД соответствующей собственной частоты, что и имело место в ряде случаев.

В технике известны случаи, когда для нескольких роторов, установленных в колебательной системе и вращающихся с кратными частотами, при определенных условиях развиваются такие сложные процессы как синхронизация частот вращения, поддержание и подтормаживание вращения. Поэтому была экспериментально исследована динамика набора и сброса частот вращения роторов НД и ВД двигателя на режимах приемистости и сброса. В результате было обнаружено, что для роторов ВД угловое ускорение оставалось постоянным как на приемистости, так и на сбросе оборотов. Для ротора НД угловое ускорение изменялось.

В связи с этим были проанализированы линии скольжения ротора ВД (зависимость частоты вращения ротора ВД от частоты вращения ротора НД) для группы двигателей, часть из которых была снята с эксплуатации по дефекту "Повышенная вибрация". Усредненные линии скольжения для исправных двигателей представлены на рис.6.2, а для дефектных - на рис.6.3.

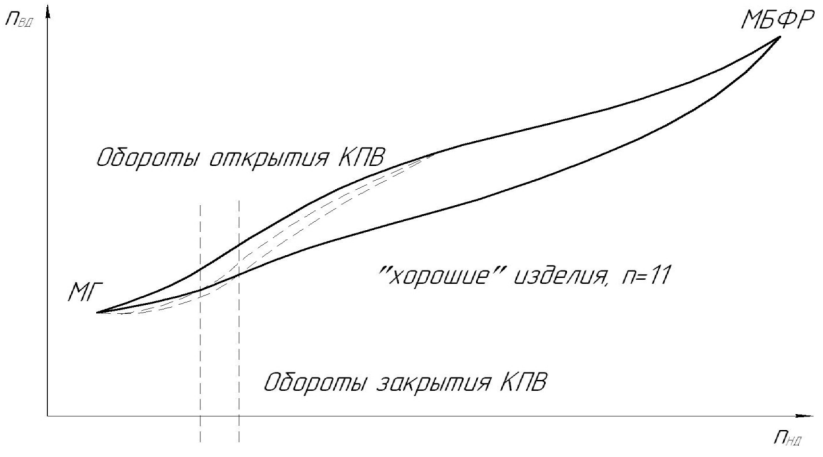


Рисунок 6.2 - Линии скольжения роторов НД и ВД для двигателей, не имевших замечания

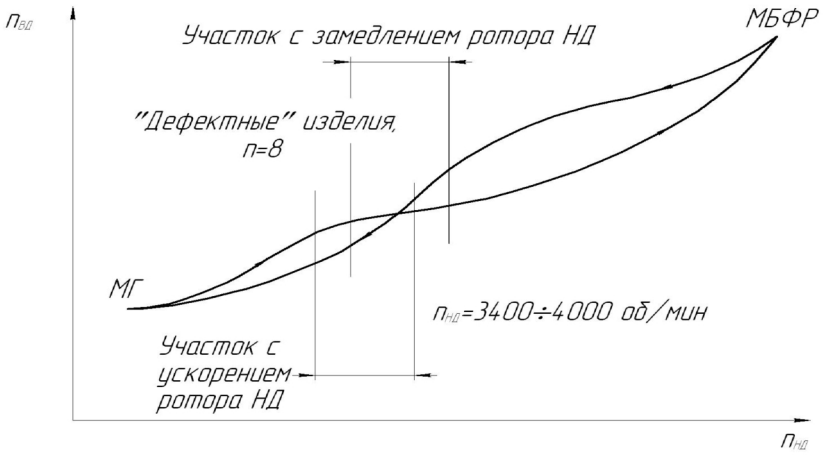


Рисунок 6.3 - Линии скольжения роторов НД и ВД для двигателей с замечаниями

Рассмотрение этих линий скольжения позволяет выделить следующие характерные особенности:

-исправные двигатели в своем большинстве не имеют точек пересечения линий скольжения на режимах приемистости и сброса;

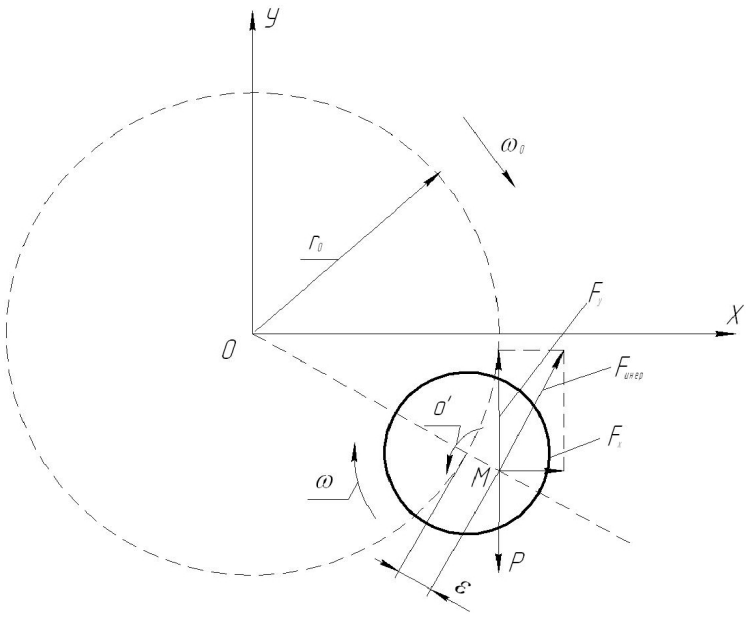
-в тех случаях, когда точка пересечения все же есть, то она совпадает с моментом открытия или закрытия клапанов воздуха;

-линии скольжения дефектных двигателей имеют точку пересечения ветвей приемистости и сброса.

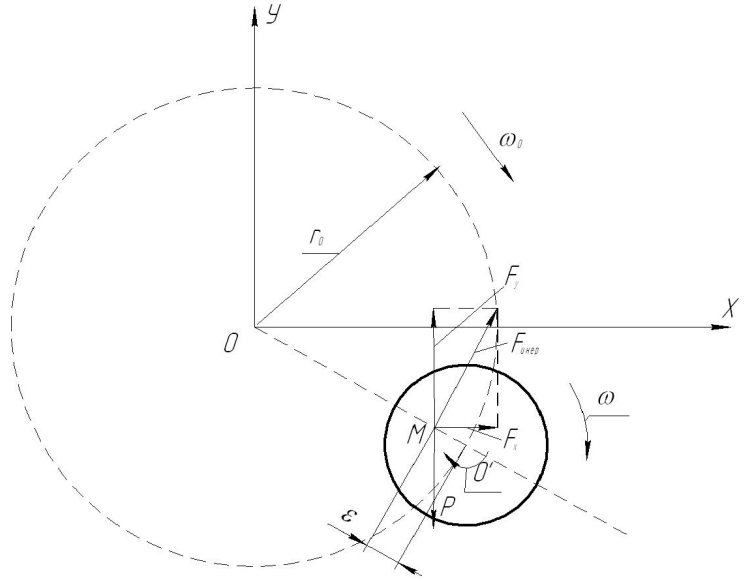
Таким образом, наличие точек пересечения на линиях скольжения дефектных двигателей свидетельствует об определенных аномалиях в динамике набора и сброса оборотов роторами и ее возможной связи с уровнем вибрации.

Качественное объяснение такой взаимосвязи можно получить, рассматривая прецессионное движение ротора на двух опорах.

Рассмотрим ротор массой m, вращающийся с частотой ω и совершающий прецессионное движение с частотой ω под действием избыточного крутящего момента M_1 и вибрационного момента M_2 (рис. 6.4).



а



б

а - дорезонансная область , б - зарезонансная область

Рисунок 6.4 - Силы действующие на ротор при прецессионном движении

Величина момента M_1 равна разности крутящего момента турбины и момента сопротивления. Момент M_2, обусловлен колебаниями ротора и равен

$$M_2 = F_{ин} \cdot r_0 = m\varepsilon\omega_0 r_0 \cos(\omega_0 - \omega)t \qquad (6.1)$$

где

- $F_{ин}$ - инерционная сила, обусловленная ускоренным движением центра масс ротора;

- r_0 - радиус круговой траектории;

- ε - эксцентриситет ротора.

С учетом выражения (6.1) уравнение динамики ротора принимает вид:

$$J_P\beta = M_1(\beta) \pm M_2 \qquad (6.2)$$

где

- J_P - момент инерции ротора;

- β - угловое ускорение.

В уравнении (6.2) знак "-" соответствует дорезонансной области $(\omega<\omega_0)$, а знак "+" - зарезонансной $(\omega>\omega_0)$, так как в. дорезонансной области момент M_2 направлен против избыточного момента $M_1(\beta)$, а в зарезонансной области направление действия моментов M_2 и $M_1(\beta)$ совпадают (см. рис. 6.4 а и б). Поэтому, при увеличении частоты ω в дорезонансной области происходит подтормаживание ротора, а в зарезонансной - разгон за счет изменения направления вектора M_2. Очевидно, что при сбросе оборотов при подходе к резонансу темп падения оборотов будет замедляться, а после прохода резонанса - увеличиваться, в результате чего может произойти пересечение линий скольжения при приемистости и сбросе.

Таким образом, одним из возможных признаков потенциальной предрасположенности двигателя к повышенной вибрации в эксплуатации является наличие точки пересечения ветвей линий скольжения, свидетельствующее об аномалии в динамике роторной системы, которая при неблагоприятном сочетании внешних условий и режимных факторов приводит к резкому росту вибрации.

Контрольные вопросы к разделу 6.1

1. Что необходимо сделать, чтобы определить источник повышенных показаний штатной аппаратуры?
2. Укажите основные признаки наличия механического дисбаланса.
3. Укажите причины появления теплового дисбаланса.
4. Укажите основные признаки наличия теплового дисбаланса.
5. Что является причиной появления аэродинамического дисбаланса?
6. Укажите основные признаки наличия аэродинамического дисбаланса.
7. В чем заключаются особенности линий скольжения роторов у двигателей, склонных к забросам вибрации?
8. За счет, каких сил и моментов происходит подтормаживание и разгон ротора с большим прогибом при наборе и сбросе оборотов?

6.2. Диагностирование лопаточных узлов

При диагностике дефектов лопаточных узлов и неустойчивых режимом их работы применяются методы прямого спектра, спектра огибающей, кепстра.

Такой подход объясняется следующим.

Как следует из раздела 3.3 при появлении дефектов лопаток, изменяется структура поля кромочных следов, структура импульсов аэродинамических сил на статорных лопатках и, как следствие, структура вибрации, возбуждаемой соответствующей ступенью. Поскольку неоднородность поля скоростей (кромочных следов) можно описать с помощью ряда Фурье, то основная частота разложения в ряд будет кратна окружности рабочего колеса. Поэтому при дефектах рабочих лопаток в спектре вибрации появятся частотные составляющие, с частотами, кратными частоте вращения ротора, которые будут располагаться практически по всей частотной оси.

При появлении дефекта типа боя колеса будет происходить модуляция поля кромочных следов. Частота модуляции будет равна частоте вращения ротора. Поэтом при подобном дефекте в районе лопаточной составляющей с частотой $f_Л = Z_Л \cdot f_P$ (где $Z_Л$ - число рабочих лопаток рабочего колеса) будут наблюдаться боковые составляющие с частотами $f_Б = Z_Л \cdot f_P \pm f_P$, что похоже на проявление аэродинамического дисбаланса.

В таблице 6.1 приведены некоторые информационные частоты дефектов лопаточных узлов.

Таблица 6.1 Информационные частоты спектров вибрации и её огибающей для идентификации дефектов лопаточных узлов

№	ВИД ДЕФЕКТА	ИНФОРМАЦИОННЫЕ ЧАСТОТЫ	
		СПЕКТР ВИБРАЦИИ	СПЕКТР ОГИБАЮЩЕЙ
1	БОЙ КОЛЕСА	$kf_{вр}$	$f_{вр}$, $kf_Л \pm f_{вр}$
2	АВТОКОЛЕБАНИЯ КОЛЕСА	$kf_{вр}/2$, $kf_{вр}/3$	$kf_{вр}/2$, $kf_{вр}/3$
3	ДЕФЕКТЫ ЛОПАСТЕЙ	$kf_{вр}$	$kf_{вр}$

Соответственно на рис 6.5 приведен спектр огибающей вибрации многоступенчатого компрессора, имеющего бой рабочего колеса, на рис. 6.6 приведен спектр огибающей вибрации компрессора с дефектом лопастей.

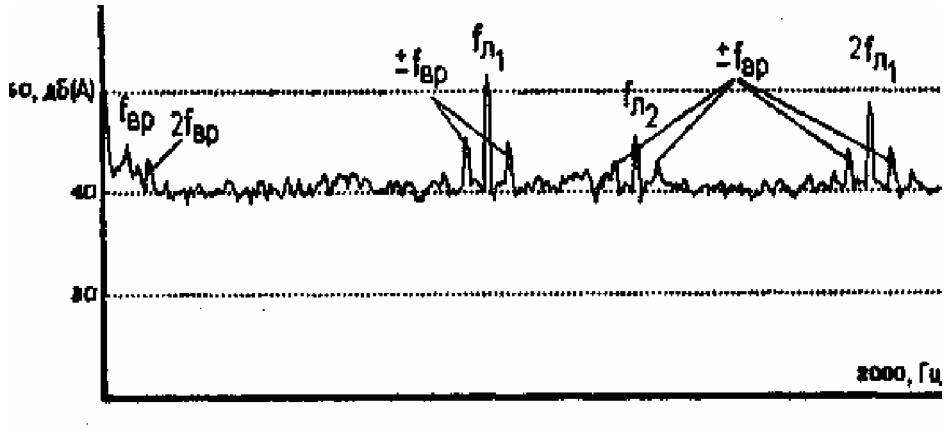


Рисунок 6.5 - Спектр огибающей вибрации компрессора с боем колеса

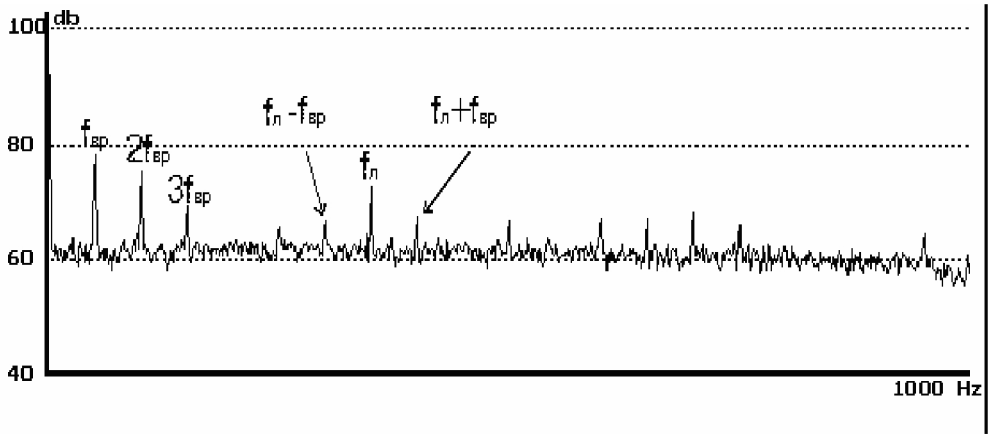


Рисунок 6.6- Спектр огибающей вибрации с дефектом лопастей

fвр - частота вращения рабочего колеса, fл - лопастная частота.

Особо необходимо выделить процессы диагностирования неустойчивых режимов работы компрессоров. Применение подобных методов актуально при отработке новых двигателей и их компрессоров на газодинамическую устойчивость. В работах [36, 47] показана возможность создания методов обнаружения как срывных, так предсрывных режимов работы компрессоров. Следует отметить, что в этих работах указывается на большую информативность измерения акустических процессов (пульсаций давления) по отношению к вибрации при диагностики срывных и предсрывных режимов.

В работе [36] экспериментальным путем установлено, что при работе компрессора в режиме вращающегося срыва в спектрах виброакустических

процессов в районе лопаточных составляющих с частотами $f_Л = Z_Л \cdot f_Р$ появляются боковые составляющие с частотами

$$f_Б = Z_Л \cdot f_Р \pm k f_{ср},$$

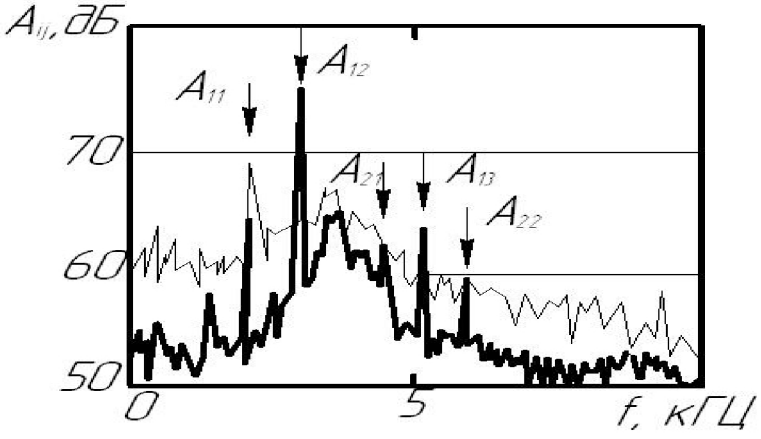
где $f_{ср}$ - частота вращения зон срыва, k - количество зон срыва.

Объяснение появления этих составляющих следующее. При работе компрессора на режиме вращающегося срыва зоны срыва модулируют поле кромочных следов частотой, равной частоте вращения зон, умноженной на количество зон. В результате взаимодействия этого промодулированного поля кромочных следов со статорной решеткой в спектре виброакустического процесса и появляются боковые составляющие с указанными выше частотами.

Использование импульсной модели возбуждения вибрации лопаточных узлов оказалось весьма плодотворной для объяснения и понимания результатов, полученных при разработке методов диагностики предсрывных режимов работы.

В ходе отработки газодинамической устойчивости (ГДУ) компрессора производились записи пульсаций давления в газовоздушном тракте с последующим анализом их спектрального состава. Запись и анализ спектрального состава проводился при разных значениях запаса газодинамической устойчивости $\Delta K_У$.

На рис.6.7 показано сравнение спектра пульсаций давления в районе лопаточных составляющих на двух режимах: расчетном и с запасом газодинамической устойчивости $\Delta K_У = 2\%$ [47].



- расчетный режим работы, - режим работы на границе ГДУ

A_{ij} - амплитуда i -й лопаточной составляющей от j -го колеса

Рисунок 6.7 - Влияние режима работы вентилятора ТРДД на спектр пульсаций давления

Как следует из рисунка, при приближении к границе ГДУ возрастает шумовая составляющая спектра в районе лопаточных составляющих. Кроме того, существенно уменьшаются вторые гармоники лопаточных составляющих (соответственно A_{21} и A_{22}).

Такая трансформация спектра объясняется следующим. При приближении к границе ГДУ происходит ухудшение условий обтекания лопаток. В потоке увеличивается турбулентная составляющая, что и объясняет возрастание шумовой составляющей спектра.

Кроме того, турбулизация потока вызывает сглаживание переднего и заднего фронтов кромочных следов. Уменьшается скважность импульсов и поле становится более «синусоидальным». Это и обуславливает уменьшение высших гармоник лопаточных составляющих.

Контрольные вопросы к разделу 6.2

9. Какие частотные составляющие появляются в спектре огибающей вибрации при дефектах лопаточных узлов?
10. Какие диагностические признаки наличия развитого вращающего срыва в компрессоре вы знаете?
11. Какие диагностические признаки предсрывного состояния компрессора вы знаете?

6.3. Диагностирование подшипниковых узлов

В настоящее время в вибродиагностике используются, по крайней мере, четыре метода оценки технического состояния подшипников качения, которые обычно называют следующим образом:

- метод ПИК-фактора;
- метод прямого спектра;
- метод спектра огибающей;
- метод ударных импульсов.

Метод пик-фактора заключается в следующем.

При появлении дефектов в подшипнике качения, в его вибросигнале начнут появляться отдельные, короткие амплитудные пики, соответствующие моментам соударения дефектов. В дальнейшем, с развитием дефекта, сначала увеличиваются амплитуды пиков, потом постепенно увеличивается и их количество.

Если производить измерение среднеквадратичного значения уровня (СКЗ) вибрации и пикового значения (ПИК) то при развитии дефекта они будут изменяться так, как показано на рис. 6.8

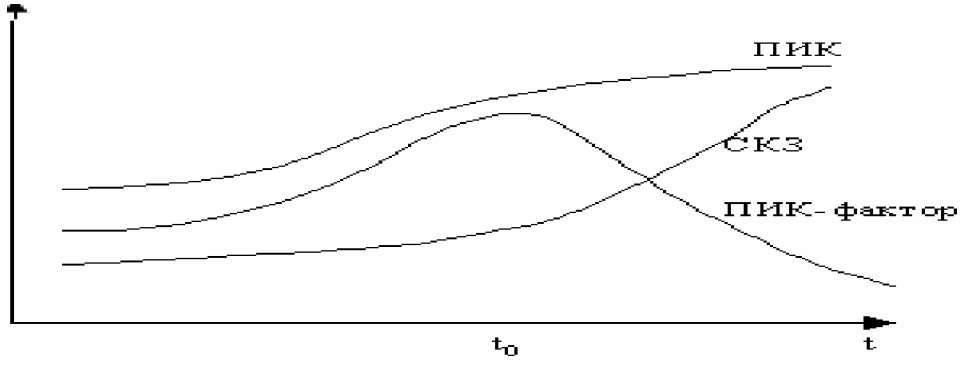


Рисунок 6.8 - Пояснения к методу ПИК-фактора

Сами по себе функции ПИК и СКЗ малоинформативные для диагностики, вследствие своей монотонности. Но отношение ПИК/СКЗ, называемое ПИК - фактором, уже представляет значительный интерес, поскольку эта функция из-за временного сдвига между ПИК и СКЗ, имеет явно выраженный максимум на временной оси. На этом и основывается метод ПИК-фактора.

Недостатком этого метода является необходимость постановки датчика вблизи подшипника, так другие узлы будут создавать помехи. Поэтому и использовать метод, в первую очередь, целесообразно тогда, когда датчик можно расположить близко к подшипнику и сама кинематика механизма проста.

Метод прямого спектра заключается в следующем.

Вибрационный сигнал анализируется узкополосным спектроанализатором и по частотному составу спектра, как это объяснялось в

разделе 4.2 можно идентифицировать возникновение и развитие дефектов подшипника. Причём дефекту на каждом из элементов подшипника (тела качения, дорожки, сепаратор) соответствуют свои частоты, которые однозначно просчитываются в зависимости от кинематики подшипника и скорости его вращения [15]. Наличие той или иной дискретной составляющей в спектре сигнала говорит о возникновении соответствующего дефекта подшипника, а амплитуда этой составляющей – о глубине дефекта. Следует отметить, что многие дефекты в спектре проявляются в виде не одной частотной составляющей, а нескольких.

Среди достоинств метода следует выделить два:

- достаточно высокая помехозащищенность;
- информативность метода существенно выше, чем по методу ПИК-фактора.

К сожалению метод достаточно дорогостоящий и кроме того он малочувствителен к зарождающимся и слабым дефектам.

Несмотря на эти недостатки, метод используется достаточно широко, особенно в среде профессиональных специалистов и даёт хорошие результаты.

Метод спектра огибающей схож с методом прямого спектра, но спектральное преобразование производят не над самим сигналом, а над его огибающей. Существенных успехов в применении этого метода для диагностики различного оборудования, в том числе и подшипников, добилась фирма ВАСТ [28, 48].

Метод также требует знание информативных частот. Принцип расчета этих частот рассматривался в разделе 3.5, более подробно с расчетом этих частот можно познакомиться в работах, упомянутых в [15]. В таблице 6.2 приведены некоторые информативные частоты.

Таблица 6.2 Информативные частоты спектра огибающей вибрации

№	ВИД ДЕФЕКТА	ЧАСТОТЫ ПРИЗНАКОВ
1	ИЗНОС НАРУЖНОГО КОЛЬЦА	$f_н$
2	РАКОВИНЫ, ТРЕЩИНЫ НА НАРУЖНОМ КОЛЬЦЕ	$kf_н$
3	ИЗНОС ВНУТРЕННЕГО КОЛЬЦА	$kf_ф$
4	РАКОВИНЫ, ТРЕЩИНЫ НА ВНУТРЕННЕМ КОЛЬЦЕ	$kf_в$
5	ИЗНОС ТЕЛ КАЧЕНИЯ И СЕПАРАТОРА	$kf_с$
6	РАКОВИНЫ, СКОЛЫ НА ТЕЛАХ КАЧЕНИЯ	$2kf_тк$

На рис.6.8 и 6.9 изображены спектры огибающей вибрации подшипника при различных дефектах. В обоих случаях (дефект внутреннего и наружного колец) в спектрах огибающей вибрации появляются расчетные частоты, указанные в таблице 6.2

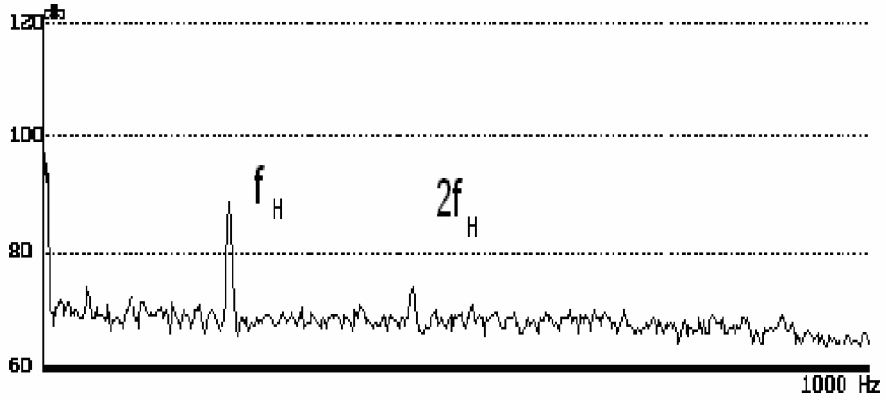


Рисунок 6.8 - Спектр огибающей вибрации подшипника с износом наружного кольца.
f_H - частота перекатывания тел качения по наружному кольцу.

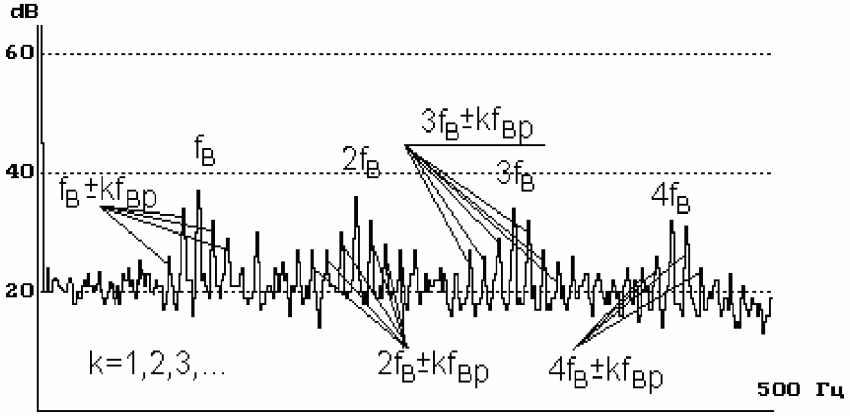


Рисунок 6.9 - Спектр огибающей вибрации подшипника с раковиной на внутреннем кольце, fвр - частота вращения внутреннего кольца подшипника;

fв - частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу подшипника.

Суть метода ударных импульсов в следующем. Соударения дефектов подшипника вызывает возникновение высокочастотных, быстро затухающих колебаний, распространяющихся от подшипника по конструкциям механизма в виде волн, аналогично тому, как распространяется звук в воздухе. Вид этих процессов показан на рис.6.10.

В результате соударений дефектных деталей подшипника подшипник «звенит» на частотах 30-40 кГц.

Амплитуды ударных импульсов однозначно связаны со скоростью соударения дефектов и глубиной дефектов. Таким образом, по амплитудам ударных импульсов можно диагностировать наличие и глубину дефектов. При этом пороговые значения, характеризующие то

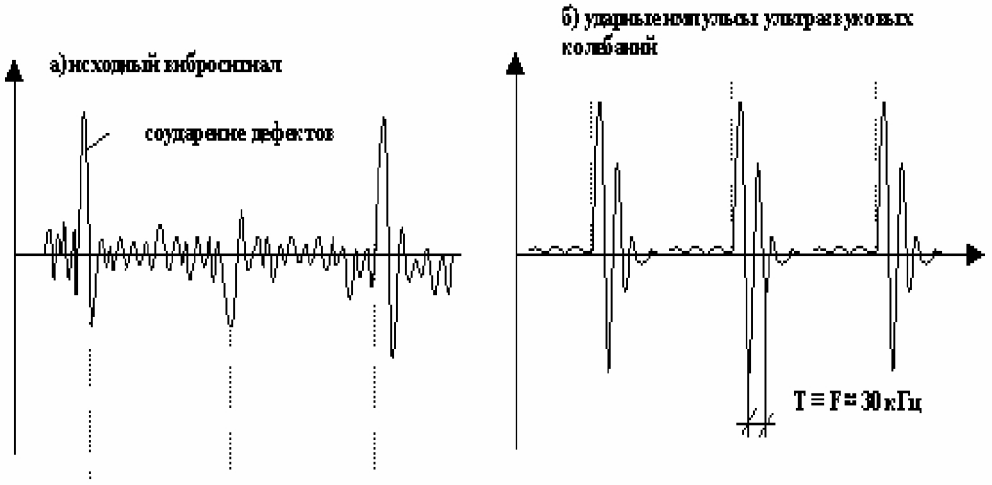


Рисунок 6.10 - Вид сигналов для пояснения к методу ударных импульсов

или иное состояние подшипника, оказываются абсолютно универсальными, т.е. никак не зависят от типа и оборотов подшипника.

Метод прост и дёшев в реализации, обладает высокой чувствительностью и очень широко используется как в среде профессионалов, так и эксплуатационниками оборудования, поскольку существуют простые, портативные приборы, работающие по этому методу.

Для использования метода существует одно ограничение, связанное с конструктивным исполнением механизма. Поскольку речь идёт о измерении ультразвуковых волн колебаний, которые очень сильно затухают на границах разъёмных соединений, для корректных измерений необходимо, чтобы между наружным кольцом подшипника и местом установки датчика существовал сплошной массив металла. В большинстве случаев это не вызывает проблем. К сожалению метод практически не применим к подшипникам авиационных ГТД.

Контрольные вопросы к разделу 6.3

12. Какие методы определения технического состояния подшипниковых узлов по вибрации вы знаете?
13. В чем заключается метод ПИК-фактора?
14. В чем заключается метод прямого спектра?
15. В чем заключается метод спектра огибающей вибрации?
16. В чем заключается метод ударных импульсов?
17. Какие частотные составляющие появляются в спектре огибающей вибрации при дефектах подшипника?

6.4. Диагностирование зубчатых передач

Работу любой зубчатой пары сопровождает целый ряд характерных вибраций, ударами при обкатывании зуба одной шестерни зубом другой шестерни. То есть для анализа этой вибрации вполне применима импульсная модель, хорошо зарекомендовавшая себя при рассмотрении вибрации аэродинамического происхождения.

Диагностика зубчатых передач достаточно полно описана в работах [15, 16, 28 и др.]. Поэтому здесь приведем краткие сведения.

В таблице 6.3 представлены сведения об основных информативных частотах для ряда типовых дефектов зубчатых передач.

Как видно из таблицы, основными признаками наличия дефектов зубчатой передачи, является наличие составляющих с частотами, кратными частоте вращения валов. Этот вывод подтверждается и спектрами, приведенными на рис.6.11 – 6.14.

Таблица 6.3 Информативные частоты спектров вибрации и её огибающей для идентификации дефектов зубчатой передачи

№	ВИД ДЕФЕКТА	ИНФОРМАТИВНЫЕ ЧАСТОТЫ	
		СПЕКТР ВИБРАЦИИ	СПЕКТР ОГИБАЮЩЕЙ
1	БОЙ ВЕДУЩЕГО ВАЛА	$kf_{вр\ 1\ вала}$	$kf_{вр\ 1}$
2	БОЙ ВЕДОМОГО ВАЛА	$kf_{вр\ 2\ вала}$	$kf_{вр\ 2}$
3	ДЕФЕКТЫ ВЕДУЩЕЙ ШЕСТЕРНИ	$kf_{вр\ 1}$, $k > 4$	$kf_{вр\ 1}$, $k > 4$
4	ДЕФЕКТЫ ВЕДОМОЙ ШЕСТЕРНИ	$kf_{вр\ 2}$, $k > 4$	$kf_{вр\ 2}$, $k > 4$
5	ДЕФЕКТЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ	kf_{Z}	kf_{Z}

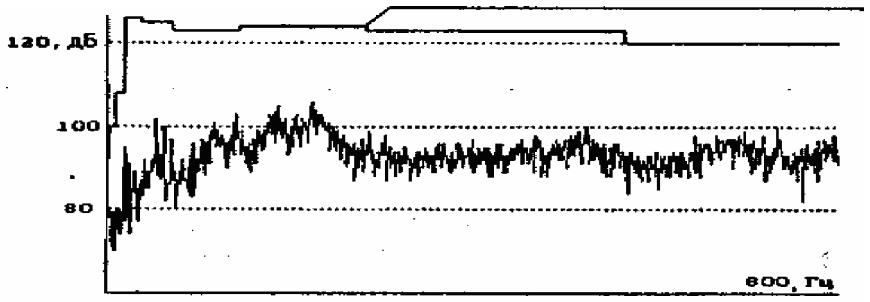


Рисунок 6.11 - Прямой спектр вибрации зубчатой передачи без дефекта

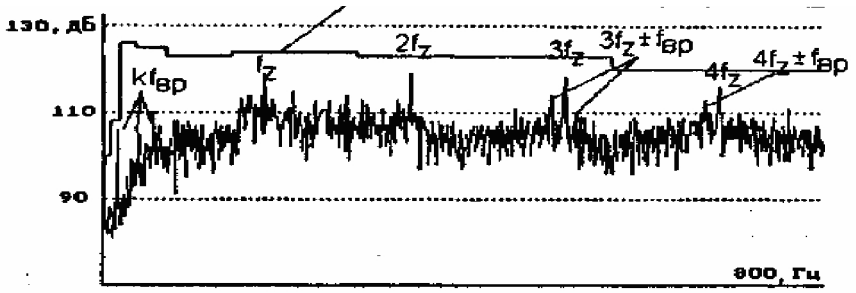


Рисунок 6.12 - Прямой спектр вибрации зубчатой передачи с дефектом

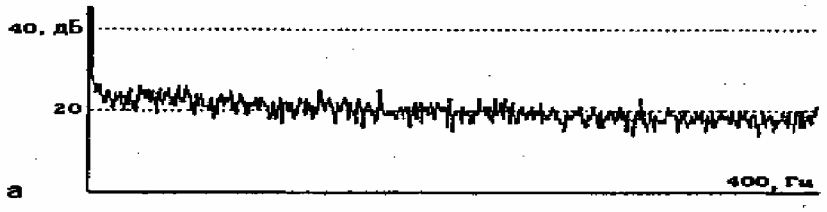


Рисунок 6.13- Спектр огибающей вибрации зубчатой передачи без дефекта

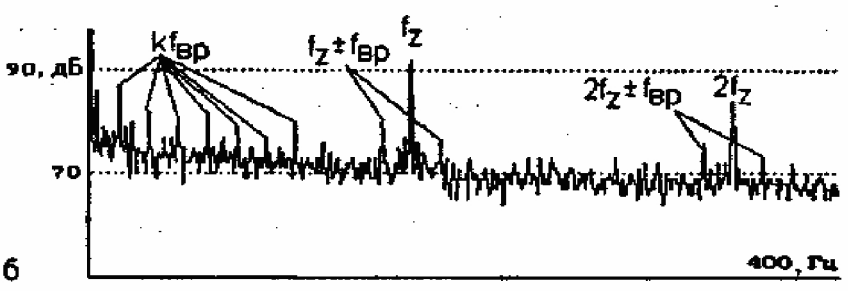


Рисунок 6.14 - Спектр огибающей вибрации зубчатой передачи с дефектом

Контрольные вопросы к разделу 5.4.

1. Какие частотные составляющие появляются в спектре вибрации и ее огибающей при дефектах зубчатых передач?

6.5 Диагностирование повреждений сотовых конструкций

В настоящее в конструкциях воздушных судов нашли широкое применение (около 30% по площади фюзеляжа и крыла) сотовые конструкции (СК). Анализ статистики отказов и неисправностей отечественных типов ВС показал, что с увеличением наработки наблюдается рост количества дефектов СК. Большинство этих дефектов (до 80%) обусловлены разрушением клеевого соединения элементов сотовых конструкций (так называемым отслоением) и нарушения герметичности последних. В ряде случаев отслоение СК приводило к разрушению этих конструкций в полете. Поэтому стал вопрос о диагностировании отслоения СК в эксплуатации.

В работе [49] на основании исследований ряда авторов было установлено, что при появлении отслоений в сотовых конструкциях коэффициент демпфирования будет увеличиваться, а собственная частота колебаний - снижаться. Поэтому в работе [50] было предложено для обнаружения отслоения СК использовать комплексный параметр в виде отношения величины коэффициента демпфирования ξ к собственной частоте системы ω, который можно записать в виде

$$K = \frac{\xi}{\omega}.$$

Критерием оценки состояния СК будет являться превышение данным параметром максимально допустимой величины:

$$K \leq [K],$$

где $[K]$ - максимально допустимое значение комплексного параметра.

В разделе 2 было показано, что оценку величины демпфирования и собственной частоты системы можно произвести путем анализа свободных колебаний системы с помощью вейвлет-преобразования. В работе [71] был разработан метод диагностирования отслоения СК, основанный на этом подходе.

Алгоритм диагностирования следующий (рис.6.15).

Производится ударное возбуждение свободных колебаний конструкции объекта контроля. Свободные колебания регистрируются виброизмерительной аппаратурой. Проводится спектральный анализ свободных колебаний, с целью предварительного определения собственных частот конструкции. Далее делается вейвлет-преобразования, и определяют значения масштабных коэффициентов собственных частот a_j.

Строятся сечения модуля вейвлет-преобразования, соответствующие этим коэффициентам собственных частот, то есть строятся графики зависимости модуля вейвлет-преобразования от времени на этих частотах. Графики строятся в логарифмическом масштабе, в виде зависимости

$$\ln\left|Wf(a_i b)\right| = m_i b.$$

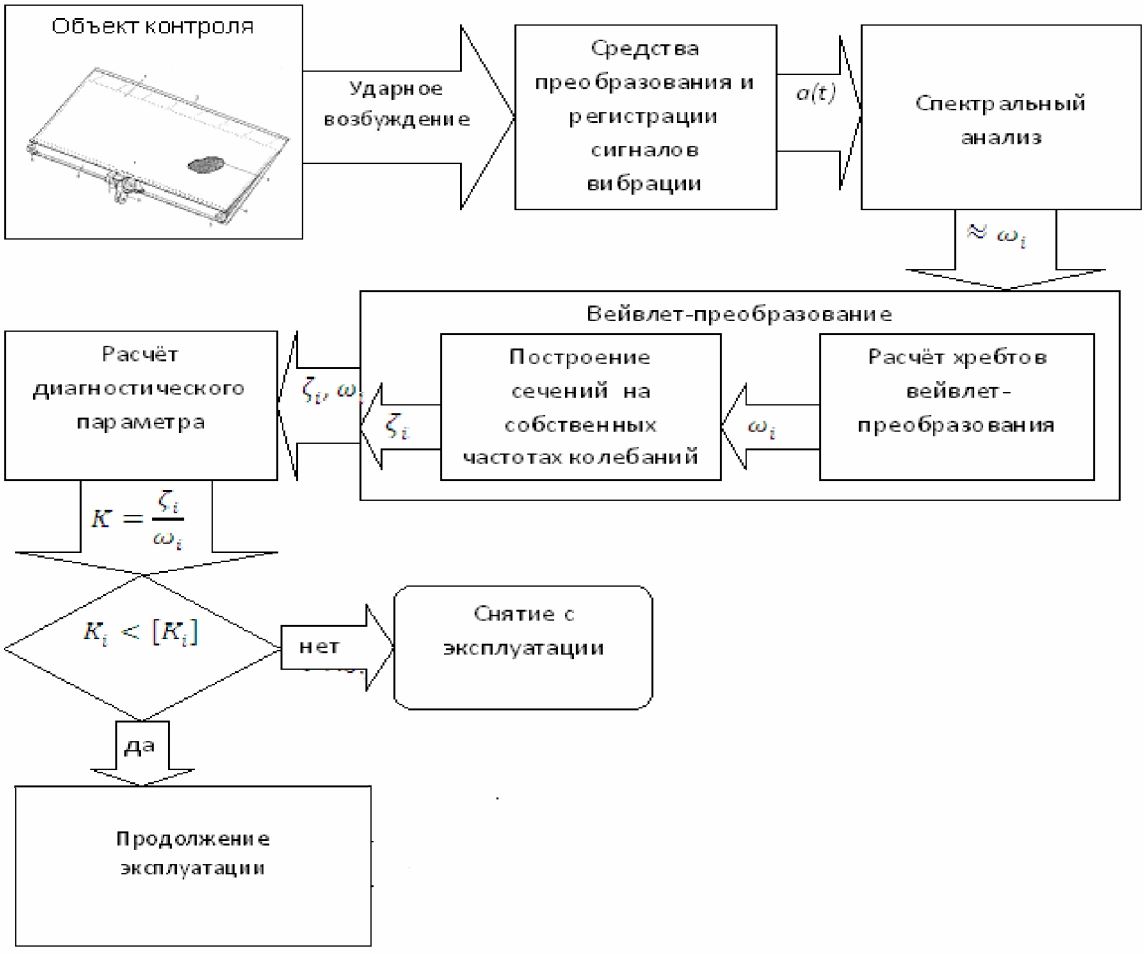


Рисунок 6.15 – Алгоритм проведения диагностирования

По полученным зависимостям определяют угловой коэффициент наклона графиков m_i. Угловой коэффициент m_i, масштабный коэффициент a_i, коэффициент демпфирования ξ_i, собственная частота ω_i связаны следующими соотношениями [50]

$$a_i\sqrt{1-\xi_i}\,\omega_i = \qquad \xi_i\omega_i = -m_i, \qquad (6.3)$$

где $\omega^* = \frac{1}{2}(\omega_0 + \sqrt{\omega_0^2 + 4})$, ω_0 - выбирается в диапазоне 4…6.

Пользуясь этими соотношениями определяют коэффициент демпфирования ξ_i и собственную частоту ω_i и, далее, комплексный параметр **К**, по величине которого судят о наличии и степени развития отслоения.

Проиллюстрируем применение это метода на примере.

На рисунке 6.16 изображены свободные колебания системы с двумя степенями свободы, имеющей собственные частоты ω_1 и ω_2

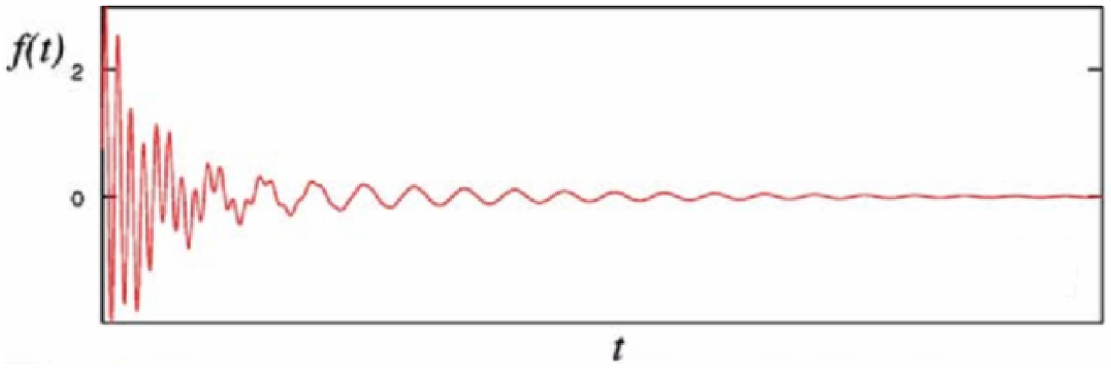


Рисунок 6.16 - Свободные колебания системы с двумя степенями свободы

После вычисления вейвлет-преобразования этих колебаний мы получаем модуль вейвлета, трехмерный график которого изображен на рисунке 6.17

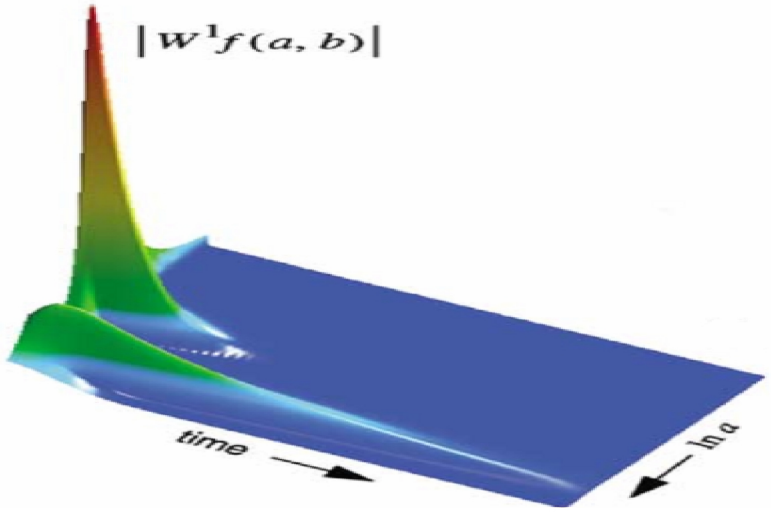


Рисунок 6.17 - Модуль вейвлет-преобразования колебаний системы с двумя степенями свободы

На рисунке видно, что вейвлет-преобразование четко выделяет две собственные частоты колебаний. Для определения масштабных коэффициентов частоты a_1 и a_2 производим сечение модуля по масштабному коэффициенту частоты (по $\ln a$). На рисунке 6.18 представлено график этого сечения. По этому графику определяются значения a_1 и a_2.

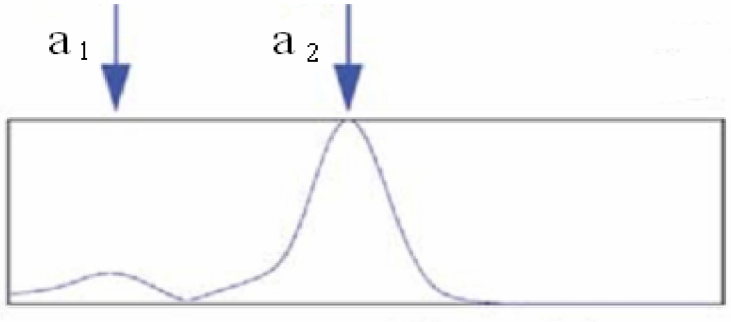


Рисунок 6.18 - График сечения модуля вейвлета по $\ln a$

Для полученных значений a_1 и a_2 строят сечения модуля вейвлет-преобразования по времени «b» (рис.6.19).

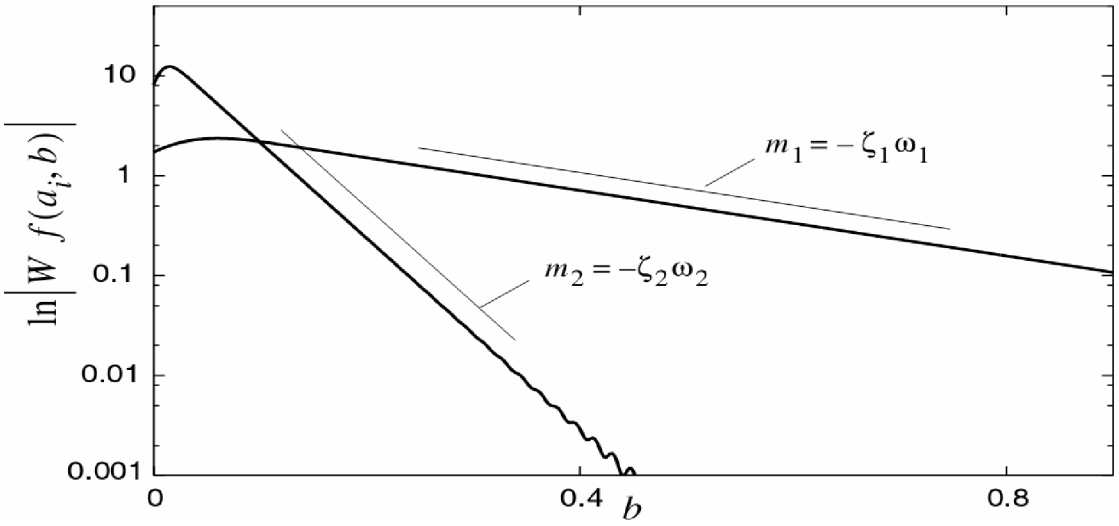


Рисунок 6.19 - Графики сечений модуля вейвлет-преобразования по времени для значений a_1 и a_2.

На основании полученных зависимостей находят значения угловых коэффициентов наклона графиков соответственно $-m_1 = \xi_1\omega_1$ и $-m_2 = \xi_2\omega_2$. Используя выражения (6.3) определяют значения собственных частот ω_1, ω_2 и коэффициентов демпфирования ξ_1, ξ_2. По этим данным рассчитывают значения комплексных параметров $K_1 = \frac{\xi_1}{\omega_1}$, $K_2 = \frac{\xi_2}{\omega_2}$ и сравнивают их с предельными значениями.

Контрольные вопросы к разделу 6.5

1. Какие характеристики сотовой конструкции меняются при появлении отслоения?
2. Какой параметр можно использовать для обнаружения отслоения сотовых конструкций?
3. Опишите процедуру определения (алгоритм) диагностического параметра отслоения сотовых конструкций?
4. Какую информацию получают при анализе сечения модуля вейвлет-преобразования по масштабному коэффициенту частоты?
5. Какую информацию получают при анализе сечения модуля вейвлет-преобразования по времени?
6. Какие соотношения используются для определения собственных часто и коэффициентов демпфирования по данным, полученным из вейвлет-преобразования?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В первом разделе учебного пособия освещены роль и место технической диагностики в системе эксплуатации авиационной техники. Дано общее представление о задачах, решаемых методами и средствами контроля и диагностики на различных этапах эксплуатации воздушных судов. Кратко описаны методы, наиболее часто используемые для оценки технического состояния авиационной техники, и дано сравнение их информативности. Это позволяет оценить важность и актуальность освоения и применения в практической деятельности инженера эксплуатационника методов вибрационной диагностики.

Во втором разделе дана классификация вибрационных процессов, приведены сведения о характеристиках и параметрах, используемых для описания различных классов этих процессов. Приведены сведения о методах анализа вибрации, с помощью которых определяют эти характеристики и параметры, определены возможные области их применения.

Третий раздел пособия посвящен рассмотрению авиационной техники как объектов вибрационной диагностики. Дано описание источников и причин возбуждения вибрации различными узлами. Рассмотрены причины возбуждения вибрации роторами, лопаточными узлами и процессами в газовоздушном тракте ГТД, а также подшипниковыми узлами и зубчатыми передачами. Представлены математические модели, используемые для описания вибрации, возбуждаемой этими узлами. Приведен синтезированный обобщенный спектр вибрации ГТД. Изложен принц идентификации спектральных характеристик виброакустических процессов.

Поскольку в вибрационной диагностике важное значение имеет правильный выбор методов и средств измерения и анализа вибрационных процессов, в четвертом разделе приведены сведения об этих методах и средствах. Дано описание систем измерения вибрации, их структуры и назначения отдельных элементов этих систем. Приведена информация о датчиках вибрации, о принципах их действия и устройстве. Изложены сведения о принципах построения аппаратуры для анализа вибрации и приведен пример современной многофункциональной системы измерения, обработки и анализа вибрационных процессов.

Далее, в пятом разделе, рассмотрены вопросы контроля вибрации ГТД (назначение и принципы контроля вибрации, сведения о бортовой аппаратуре контроля вибрации ГТД). Изложена методика контроля изменения технического состояния ГТД по показаниям бортовой аппаратуры.

В шестом разделе, при освещении вопросов диагностирования по виброакустическим параметрам рассмотрен ряд типовых неисправностей.

Приведены диагностические признаки различных причин изменения роторной вибрации (механического, теплового и аэродинамического дисбалансов). Показана возможность использования линий скольжения роторов для выявления двигателей, склонных к забросам вибрации.

При описании методов виброакустической диагностики дефектов лопаточных узлов и неустойчивых режимом их работы указывается, что для их выявления применяются методы прямого спектра, спектра огибающей, кепстра. Даны сведения об информационных частотных составляющих, появление которых свидетельствует о наличии того или иного дефекта. Показана возможность диагностирования предсрывных режимов работы компрессоров путем анализа пульсаций давления в проточной части двигателя.

Дано описание четырех методов диагностирования подшипников качения. Освещены достоинства и недостатки этих методов. Приведены некоторые сведения об информативных частотах спектра огибающей вибрации, соответствующих ряду неисправностей подшипников. Приведены примеры диагностирования подшипниковых узлов.

Приведены сведения о диагностировании зубчатых передач, дан список информативных частотных составляющих спектра вибрации и спектра ее огибающей, появление которых свидетельствует о наличии того или иного дефекта.

В заключение дано описание метода обнаружения повреждений сотовых авиационных конструкций, основанного на одной из последних разработок в области обработки нестационарных сигналов – на вейвлет-преобразовании.

Пособие подготовлено на основе материалов, полученных лично автором, обобщения сведений приведенных в литературе, обширный список которой прилагается, а также данных информационных порталов и сайтах по диагностике, список которых приведен в приложении. Все разделы пособия снабжен списком контрольных вопросов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сакач Р.В. Безопасность полетов.- М.: Транспорт, 1998.
2. Техническая эксплуатация летательных аппаратов: Учеб. для вузов / Н.Н Смирнов, Н.И. Владимиров, Ж.С. Черненко и др.; Под ред. Н.Н. Смирнова. - М.: Транспорт, 1990.
3. Ямпольский В.И., Белоконь Н.И., Пилипосян Б.Н. Контроль и диагностирование гражданской авиационной техники. - М.: Транспорт, 1990.
4. Пивоваров В.А. Прогрессивные методы технической диагностики. М.: РИО МГТУГА, 1999.
5. Технология эксплуатации, диагностики и ремонта газотурбинных двигателей: Учеб. пособие./Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, К.А. Малиновский, В.Г. Попов. – М.: Высш. шк.; 2002
6. Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования. Пер. с англ. - Л.: Судостроение, 1980.
7. Контроль технической исправности самолетов и вертолетов: Справочник / Под ред. В.Г. Александрова. - М.: Транспорт, 1976.
8. Приборы для неразрушающего контроля материалов и изделий: Справочник. В 2-х кн. /Под ред. В.В. Клюева. - М.: Машиностроение, 1986. Кн. 1 - 488 с.; Кн. 2
9. Сиротин Н.Н. Конструкция и эксплуатация, повреждаемость и работоспособность газотурбинных двигателей. – М.: РИА «ИМ – Информ», 2002.
10. Третьяков О.Н. Методы и средства эксплуатационного сопровождения ресурса авиационных ГТД. – М.: Изд-во МАТИ, 1999.
11. Пивоваров В.А., Машошин О.Ф. Дефектоскопия гражданской авиационной техники. М.: Транспорт, 1994.
12. Ермаков Г.И. Диагностирование технического состояния авиационных двигателей путем анализа работавшего масла. - М.: ЦНТИ ГА, 1985. - 42 с.
13. Симбирский Д.Ф. Температурная диагностика двигателей. - Киев: Техника, 1976.
14. Госсорг Ж.. Инфракрасная термография.- М.: Мир, 1988.
15. Вибрация в технике: Справочник. В 6 - ти том. /Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). - М.: Машиностроение, 1979. - Т. 5 /Под ред. М.Д. Генкина, 1981.
16. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. - М.: Машиностроение, 1987.
17. Дорошко С.М. Контроль и диагностирование технического состояния газотурбинных двигателей по вибрационным параметрам. - М.: Транспорт, 1984..

18. Карасев В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. - М. : Машиностроение, 1978.
19. Карасев В.А., Ройтман А.Б. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы. - М.: Машиностроение, 1986.
20. Технические средства диагностирования: Справочник / В.В. Клюев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; Под общ. ред. В.В. Клюева. - М.: Машиностроение , 1989.
21. Ахметзянов А.М., Дубравский Н.Г., Тунаков А.П. Диагностика состояния ВРД по термогазодинамическим параметрам. - М.: Машиностроение, 1983.
22. Епишев Н.И. Техническое диагностирование ГТД по параметрам, регистрируемым при работе двигателя. - Куйбышев : КуАИ, 1985 .
23. Сироткин Н.Н., Коровкин Ю. М. Техническая диагностика авиационных газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1979.
24. Машошин О.Ф. Оптимизация процессов диагностирования авиационной техники с использованием критериев информативности. М.: Сб. труд. Научн. Конф. ВВИА им. Проф. Н.Е. Жуковского, 2002.
25. Машошин О.Ф., Бигус А.В. Информационное обеспечение процессов диагностирования авиационной техники. М.: Научн. Вестник МГТУ ГА, №49, 2002.
26. Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1978.
27. Корн Г.А., Корн Т.М. Справочник по математике для научных работников и инженеров, - М.: Наука, 1973.
28. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: Учеб. Пособие. СПб.: Изд. Центр СПбГМТУ, 2000.
29. Киселев Ю.В. Основы теории технической диагностики: Учеб. Пособие/Самар. Гос. Ун-т. Самара, 2004.
30. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации. Учеб. Пособие. СПб.: Изд. Центр СПбГМТУ, 2004.
31. Левит М.Е., Ройзман В.П. Вибрация и уравновешивание роторов авиадвигателей. М.: Машиностроение, 1970.
32. Динамика авиационных газотурбинных двигателей/ Под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шора. М.: Машиностроение,1981.
33. Киселев Ю.В. Исследование аномалий линий скольжения роторов ГТД с повышенной вибрацией. Тез. Док. XXVI межд. НТ совещан. По динам. и прочн. Двиг. Самара, 1996.
34. Киселев Ю.В.Особенности вибрационного поведения многороторного ГТД на переходных режимах Тез. Док. XXVIII межд. НТ конф. По динам. И прочн. Двигат. Самара, 2001.

35. Киселев Ю.В. Экспериментальное исследование особенностей возбуждения высокочастотной вентиляторной вибрации.- В сб. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1986, с. 76-81.
36. И.П. Канунников. Некоторые особенности спектрального состава виброакустических процессов при срывных режимах работы компрессоров. В сб.: Физические методы исследования шумообразования и акустическая диагностика в машиностроении. Куйбышев, 1978, с.46-47.
37. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара. Справочник в 2-х книгах/ Под ред. В.В. Клюева. М.: Машиностроение, 1978.
38. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах. / В.П. Максимов, И.В. Егоров, В.А. Карасев. - М.: Машиностроение. 1987.
39. http://vibration.narod.ru
40. http://www.vibrocenter.ru/atlant8.htm
41. Многоканальный синхронный регистратор Атлант. Руководство пользователя. Пермь, «Вибро-Центр», 2007.
42. http://www.nitskd.ru/tc183/
43. ГОСТ 26382-84 Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Допустимые уровни вибрации и общие требования к контролю вибрации.
44. Смирнов Н.В. и Дужин-Барковский И.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. – М.: Наука, 1969- 512с.
45. Вильнер П.Д., Караблин М.А. Аэродинамическая неоднородность колеса турбомашины и ее диагностика. – В сб. : Физические методы исследования шумообразования и акустическая диагностика в машиностроении. Куйбышев, 1978, с.25-26.
46. Киселев Ю.В. Исследование влияния неоднородности рабочего колеса вентилятора на структуру вибрационных процессов. - В сб. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1983, с. 65-71.
47. Л.А. Варжицкий, Ю.В. Киселев, М.К. Сидоренко. Моделирование спектра кромочных следов для диагностики осевого компрессора. В сб. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1987, с. 33-39.
48. http://www.vibrotek.ru
49. Тиц, С.Н. Разработка математической модели сотовых конструкций летательных аппаратов [Текст] /С.Н. Тиц //Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева. – Самара, 2008.- Вып. 1(14). – С. 80-91.

50. Тиц, С.Н. Метод выявления дефектов авиационных конструкций основанный на анализе линий максимумов и хребтов непрерывного вейвлет-преоразования [Текст]/С.Н. Тиц, А.Н. Коптев, Ю.В. Киселёв//Авиационная промышленность. – Москва, 2009.- №6. – С.326-335.

Приложение: Информационные порталы по диагностике

Российские порталы и сайты
http://www.ndt.ru
http://www.eltest.ru
http://www.ndt-polytest.com
http://www.acsys.ru
http://www.diagnost.ru
http://www.vibrotek.com
http://www.dynamics.ru
http://www.ndt-market.com
http://www.panatest.ru
http://www.technotest.ru
http://www.luch.ru
http://www.mikroakustika.ru
http://www.pacndt.com
http://www.kauko.ru
http://www.ntnk.ru
http://www.td.ru
http://www.spektr-msia.ru
http://www.piggingassnppsa.com/diascan.htm
http://www.pergam.ru

Международные порталы и сайты
http://www.ndt.net
http://www.ndtautomation.com
http://www.vibrometrics.com
http://www.qslplus.com
http://www.vallen.de
http://www.uatechnology.org
http://www.plant-maintenance.com
http://www.newstandardinstitute.com
http://www.maintenanceWorld.com
http://www.maintenanceresources.com
http://www.stocktoninfrared.com
http://www.equipment-reliabilitv.com