

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Ю.В. КИСЕЛЕВ, Д.Ю. КИСЕЛЕВ, С.Н. ТИЦ

ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА СИСТЕМ И КОНСТРУКЦИЙ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)» в качестве учебника для студентов, обучающихся по программе высшего профессионального образования по направлению подготовки магистров «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей»

САМАРА
Издательство СГАУ
2012

УДК 62-85(075)
ББК 34.41я7
К 44

Рецензенты:

заведующий кафедрой «Муниципальный пассажирский транспорт»

СамГ УПС канд. техн. наук., проф. С. А. П р и в а л о в,

заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов СГАУ д-р техн. наук, проф. В. Н. М а т в е е в

Киселев, Ю. В.

К 44 Вибрационная диагностика систем и конструкций авиационной техники [Электронный ресурс]: учеб. / Ю.В. Киселев, Д.Ю. Киселев, С.Н. Тиц. – Электрон. текстовые и граф. дан. (8 Мбайт). – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2012. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

ISBN 978-5-7883-0917-0

Приведены сведения о методах технической диагностики, о ее месте в системе технической эксплуатации. Даны принципы создания математических (диагностических) моделей, а также описание источников и причин возбуждения вибрации узлами и агрегатами АТ. Рассмотрены вопросы контроля вибрации ГТД и вопросы диагностирования ГТД и их узлов по вибрационным параметрам. Приведены сведения о новых подходах по контролю повреждений конструкций АТ по характеристикам вибрации.

Рассмотрены вопросы оценки информативности диагностических признаков, определения пороговых значений, приведены сведения о методах классификации технических систем.

Учебник предназначен для студентов, обучающихся по направлению подготовки магистров 162300.68 «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей» (ФГОС3) и изучающих дисциплину «Вибрационная диагностика систем и конструкций авиационной техники». Подготовлено на кафедре эксплуатации авиационной техники СГАУ.

УДК 62-85(075)
ББК 34.41я7

ISBN 978-5-7883-0917-0

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2012

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
Введение	6
1. Основы технической диагностики	8
1.1. Основные понятия, термины и определения	8
1.2. Место и роль диагностики в системе эксплуатации авиационной техники	13
1.3. Общие сведения о методах диагностики авиационной техники и их классификация	18
2. Математические модели в технической диагностике	27
2.1. Основные понятия	27
2.2. Функциональная модель	32
2.3. Модели на основе графов причинно-следственных связей	39
2.4. Аналитические модели на основе алгебраических уравнений	48
2.5. Аналитические модели в виде дифференциальных уравнений	52
3. Характеристики и методы анализа вибрации	61
3.1. Характеристики вибрации	61
3.2. Методы анализа вибрации	75
4. Источники и причины возбуждения вибрации изделий авиационной техники	84
4.1. Авиационная техника как объект вибрационной диагностики	84
4.2. Роторная вибрация ГТД	88
4.3. Вибрация ГТД аэродинамического происхождения	91
4.4. Вибрация, возбуждаемая процессами в газозооушном тракте ГТД	96
4.5. Вибрация подшипниковых узлов	97
4.6. Вибрация зубчатых передач	99
4.7. Идентификация характеристик вибрационных процессов	102
5. Средства измерения и анализа вибрации	104
5.1. Средства измерения вибрации	104
5.2. Средства анализа вибрации	113
6. Контроль вибрации	119
6.1. Назначение и принципы штатного бортового контроля вибрации	119
6.2. Контроль изменения технического состояния ГТД по показаниям бортовой аппаратуры контроля вибрации	123
7. Диагностирование систем и конструкций авиационной техники по вибрационным параметрам	131
7.1. Диагностирование причин изменения роторной вибрации	131
7.2. Диагностирование лопаточных узлов	139
7.3. Диагностирование подшипниковых узлов	143
7.4. Диагностирование зубчатых передач	147
7.5. Диагностирование повреждений сотовых конструкций	149

8. Оценка информативности диагностических признаков.....	154
8.1. Энтропия системы.....	154
8.2. Определение количества информации при диагностировании..	159
8.3. Оценка информативности систем контроля и диагностики.....	165
9. Методы классификации в технической диагностике.....	171
9.1. Основные понятия.....	171
9.2. Метод Байеса.....	174
9.3. Методы принятия статистических решений.....	180
9.4. Методы распознавания в пространстве параметров.....	194
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	200
Приложение	206

ПРЕДИСЛОВИЕ

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.

Эффективность методов вибрационной диагностики обусловлена тем, что 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 учебнике излагаются основы вибрационной диагностики.

ВВЕДЕНИЕ

Техническая диагностика – это наука, которая возникла в связи с возрастающей ролью в народном хозяйстве сложных и дорогостоящих технических систем и предъявлением к ним повышенных требований по безопасности, безотказности и долговечности. В этом плане особые требования предъявляются к авиационной технике (АТ), отказы которой приводят к тяжелым последствиям.

Предотвращение отказов АТ в значительной степени определяется эффективностью методов и средств ее диагностики. Требование о необходимости иметь систему контроля технического состояния (ТС) авиационной техники содержится в таком основополагающем документе как Авиационные правила АП-25 «Нормы летной годности самолетов транспортной категории». Согласно этим требованиям для систем воздушных судов, отказ которых может служить непосредственной причиной возникновения опасной ситуации в полете, должны быть предусмотрены контроль и диагностика их ТС.

Для авиационной техники характерно появление в эксплуатации многообразия отказов и неисправностей различной физической природы. Широкую номенклатуру отказов и неисправностей авиационной техники невозможно обнаруживать одним методом диагностики. Практика подтверждает, что для целей выявления всех возможных неисправностей АТ требуется наличие развитой системы технической диагностики, основанной на сочетании многообразных методов и средств [1]. Среди многообразия методов диагностики АТ широкое распространение нашли методы диагностирования по вибрационным параметрам.

В данном учебнике рассматриваются вопросы диагностирования АТ по вибрационным параметрам. Даны общие сведения о методах технической диагностики: основные понятия, термины и определения; место технической диагностики в системе технической эксплуатации; классификация методов технической диагностики; основы создания «математических моделей», применяемых в технической диагностике и, в частности, в методах диагностики АТ по вибрационным параметрам.

При изложении вопросов диагностики авиационной техники по вибрационным параметрам приведены сведения о характеристиках и параметрах, используемых для описания вибрации, о методах и средствах ее измерения и анализа. Дано описание источников и причин возбуждения

вибрации различными узлами и агрегатами АТ. Рассмотрены математические модели, используемые для описания вибрации и принципы идентификации характеристик вибрационных процессов.

Учитывая первостепенное влияние технического состояния авиационных двигателей (ГТД) на безопасность полетов, рассмотрены вопросы контроля вибрации ГТД (принципы контроля вибрации, сведения о бортовой аппаратуре контроля вибрации ГТД) и вопросы диагностирования ГТД и их узлов (причин изменения роторной вибрации, подшипниковых узлов, зубчатых передач, лопаточных узлов и т.п.) по вибрационным параметрам. Приведены сведения о новых подходах по контролю повреждений конструкций АТ по характеристикам вибрации.

В заключительных разделах рассмотрены вопросы оценки информативности диагностических признаков, определения пороговых значений диагностических параметров, приведены сведения о методах классификации технических систем.

Учебник подготовлен на основе материалов, полученных лично авторами, обобщения сведений, приведенных в литературе, обширный список которой прилагается, а также данных информационных порталов и сайтов по диагностике, список которых приведен в приложении. Все разделы пособия снабжены списком контрольных вопросов.

1. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

1.1. Основные понятия, термины и определения

Техническая диагностика (ТД) – область знаний, охватывающая теорию, методы и средства определения технического состояния объекта, в том числе и авиационного ГТД. Как любая наука она оперирует соответствующими понятиями, терминами и определениями, которые используются как в литературе, посвященной общим вопросам технической диагностики, так и вопросам диагностики авиационной техники, в том числе и диагностики авиационных двигателей.

В технической диагностике используются понятия, термины и определения, значения которых установлены ГОСТами [2, 3, 4]. Кроме того, имеется ряд терминов и понятий, которые не вошли в ГОСТы, но используются в научно-технической и учебной литературе [5, 6]. Ниже приведены наиболее употребляемые термины и определения.

В определении ТД ключевым понятием является понятие «техническое состояние». Под *техническим состоянием* объекта понимается совокупность подверженных изменению в процессе производства или эксплуатации свойств объекта, характеризующаяся в определенный момент времени параметрами (параметрами состояния), установленными технической документацией на этот объект.

Объект технического диагностирования это изделие и (или) его составные части подлежащие (подвергаемые) диагностированию. То есть это материальный объект, у которого определяется техническое состояние и, в результате, устанавливается *технический диагноз*. Для постановки диагноза необходимо оценить соответствие параметров состояния требованиям нормативно-технической документации.

Параметр состояния это величина, количественно характеризующая одно из основных свойств объекта или процесса, протекающего в объекте. В качестве параметров состояния могут приниматься масса, коэффициент трения, геометрические размеры, зазоры, электрическое сопротивление и т. п. Эти параметры еще называют *первичными*. Экспериментальная оценка численных значений этих параметров и сравнение их со значениями, заданными нормативно-технической документацией, и позволяет провести оценку технического состояния объекта, то есть установить его диагноз.

Часто на практике невозможно произвести непосредственное измерение параметров состояния. Поэтому в технической диагностике вводит-

ся понятие *диагностических параметров* (ДП), под которыми понимаются параметры объекта, используемые в процессе диагностирования. Эти параметры в технической литературе иногда называют вторичными. В качестве ДП могут использоваться как параметры технического состояния, так и параметры, которые характеризуют различные процессы, протекающие в объекте диагностирования, и лишь косвенным образом связанные с параметрами состояния.

Таким образом, оценка технического состояния выполняется на основе информации о величинах диагностических параметров. Следовательно, должна быть известна связь между диагностическими параметрами и параметрами состояния. Указанная связь устанавливается с помощью так называемых математических (диагностических) моделей.

Математическая модель – формализованное описание объекта, необходимое для решения задач диагностирования. Следует подчеркнуть, что основное назначение математической (диагностической) модели это установление связи между значениями диагностических параметров и значениями параметров технического состояния (или непосредственно с техническим состоянием).

Таким образом, процесс постановки диагноза можно изобразить следующим образом (рис.1.1.). На объект контроля с параметрами технического состояния Z действует внешнее возмущение X . С помощью средств измерения определяют диагностические параметры Y . Значения этих параметров с использованием математической модели преобразуются в значения параметров технического состояния Z^M . Далее эти значения сравниваются со значениями параметров технического состояния, заданных нормативно технической документацией Z^{HD} и по результатам этого сравнения делается заключение о техническом состоянии объекта контроля.

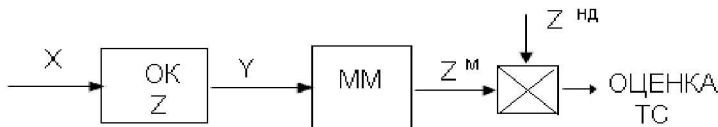


Рис. 1.1. Схематичное представление процесса определения технического состояния

Математическое описание (модель) объекта диагностирования может быть выполнена как с использованием диагностических параметров, так и с использованием *диагностических признаков*. Отличие этих двух понятий заключается в следующем. Диагностические признаки формиру-

ются (выбираются) на основе диагностических параметров, они образуют дискретное множество, а появление их конкретных значений непосредственно связано с нахождением объекта диагностики в соответствующем классе *технического состояния (диагнозе)*. Например, пусть диагностический параметр выражает температуру газов за турбиной авиационного двигателя. Пусть определены три класса технического состояния двигателя, которые характеризуются соответственно пониженной ($< 450\text{ }^{\circ}\text{C}$), нормальной ($450 - 600\text{ }^{\circ}\text{C}$) и повышенной ($> 600\text{ }^{\circ}\text{C}$) температурой. Попадание значения температуры газов в один из этих интервалов и есть появление диагностического признака, соответствующего двигателю с пониженной, нормальной или повышенной температурой.

Назначение математических (диагностических) моделей (ММ) не только в установлении связи между параметрами состояния и диагностическими параметрами. ММ позволяют составлять алгоритмы технического диагностирования.

Алгоритм ТД – совокупность предписаний, определяющих последовательность действий при проведении диагностирования.

В зависимости от того, для какого времени проводится диагностирование, различают три типа диагностических задач. Первый тип это задачи определения технического состояния, в котором находился объект в некоторый момент времени в прошлом – *задачи генезиса*. Этот тип задач решается при расследовании авиационных происшествий (рис. 1.2).

Второй тип это задачи определения технического состояния объекта в данный момент времени, которые называются *задачами диагностирования*. Этот тип задач важен при выполнении технического обслуживания и принятии решения о дальнейшей эксплуатации.

Третий тип это задачи предсказания технического состояния, в котором окажется объект в будущий момент времени – *задачи прогнозирования*. Этот тип задач важен для предсказания (прогнозирования) остаточного ресурса.



Рис. 1.2. Три типа задач технической диагностики

Задачи диагностирования, на заключительном этапе, неразрывно связаны с *задачами классификации*, поскольку по имеющейся информации необходимо установить диагноз, то есть указать класс технического состояния, к которому относится наш объект диагностирования. Для классификации необходимо знать классы (диагнозы), которые устанавливаются до начала диагностирования на основе анализа самого объекта, его функций и отказов, возникающих в нем. В принципе, количество классов может быть бесконечно. Но существуют достаточно общие принципы классификации, известные из теории надежности. В теории надежности введены понятия для четырех видов технического состояния [3]:

Работоспособное и Неработоспособное;

Исправное и Неисправное.

В технической диагностике вводится еще два вида технического состояния [5]:

Состояние правильного функционирования и Состояние неправильного функционирования.

Состояние правильного функционирования – означает, что объект в текущий момент времени выполняет предписанный ему алгоритм функционирования.

Состояние неправильного функционирования – означает, что объект в текущий момент времени не выполняет предписанный ему алгоритм функционирования.

Следует различать термины *контроль технического состояния* и *диагностирование технического состояния*. В ГОСТе [2] даются следующие пояснения по этому поводу.

Контроль ТС – это проверка соответствия значений параметров объекта требованиям технической документации и определение на этой основе одного из заданных видов технического состояния. Например, если в результате оценки технического состояния делается заключение о том, что объект исправен или неисправен.

Термин *техническое диагностирование* применяется тогда, когда основной задачей процесса диагностирования является поиск места и определения причины отказа, неисправности или неправильного функционирования.

Существует еще ряд терминов, о которых следует упомянуть.

Метод контроля (диагностики) – правила применения к объекту контроля (диагностики) определенных принципов и средств контроля (диагностики). Выбор метода контроля или диагностики базируется на

анализе физических особенностей протекания рабочих процессов и развития неисправностей в диагностируемом объекте.

Средства технической диагностики (контроля) – аппаратура и программное обеспечение, с помощью которых осуществляется определение величины диагностических параметров, их обработка и разделение объектов на классы.

Система технической диагностики (контроля) – совокупность средств, объекта и исполнителей, необходимая для проведения диагностирования (контроля) по правилам, установленным в нормативно-технической документации.

Для специалиста, занимающегося технической эксплуатацией авиационной техники, важно понимать роль, значение и место технической диагностики в системе технической эксплуатации авиационной техники.

Контрольные вопросы к разделу 1.1

1. Что такое «Техническая диагностика»?
2. Что такое «Параметр состояния»?
3. Что такое «Диагностический параметр»?
4. Что такое «Математическая модель» и ее предназначение?
5. Чем отличаются диагностический параметр и диагностический признак ?
6. В каких ситуациях требуется решение задачи генезиса?
7. В каких ситуациях требуется решение задачи диагностики?
8. В каких ситуациях требуется решение задачи прогноза?
9. Что такое контроль технического состояния?
10. Что такое диагностика технического состояния?

1.2. Место и роль контроля и 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) [7]. В последние годы практически для всех типов ВС применяются прогрессивные методы эксплуатации, которые заключаются в рациональном сочетании различных стратегий: по наработке; по техническому состоянию (ТС), с контролем уровня надежности и с контролем параметров [8]. В соответствии с действующей

нормативно технической документацией различают следующие стратегии (рис.1.3):

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.

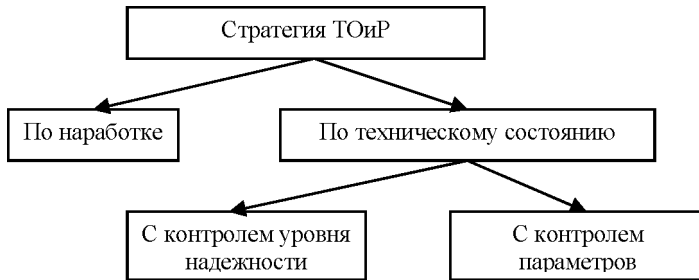


Рис. 1.3. Стратегии технического обслуживания и ремонта

Реализация любой стратегии как для ВС в целом, так и для его систем и агрегатов (в частности и ГТД) предполагает использование систем контроля и диагностики.

При ТО по наработке контролируемым параметром является наработка, которую можно считать одним из параметров технического состояния, зависящим от условий эксплуатации и режимов работы объекта. Для учета наработки создаются специальные счетчики, входящие в систему диагностирования изделий. Эксплуатация по наработке применяется для тех изделий, контроль ТС которых на данном этапе затруднен, а отказ изделий может непосредственно вызвать авиационное происшествие. Кроме того, при периодическом ТО, выполняемом в соответствие 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 напрямую 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.

Следует отметить, что наиболее типичным объектом эксплуатации с использованием системы контроля можно считать авиационный ГТД. На рис. 1.4 показана схема такой эксплуатации авиационного ГТД [9].

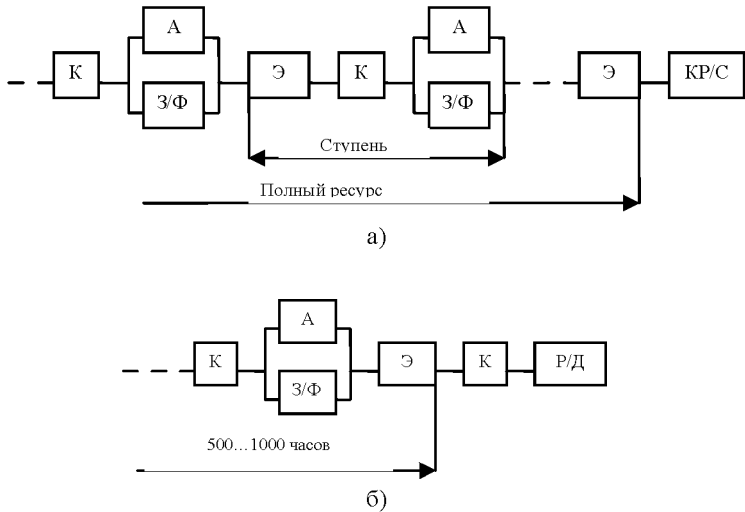


Рис. 1.4. Схема эксплуатации авиационных ГТД :

К – контроль; А – акт; З/Ф – запись в формуляре; Э – эксплуатация;
 КР/С – капитальный ремонт или списание; Р/Д – разборка и дефектация;
 а – эксплуатация парка ГТД; б – выборочный контроль ГТД (2 ... 3 двигателя)

Предусмотрены два этапа: первый – в пределах гарантийной наработки, второй – после нее, но не свыше полного разрешенного ресурса. Увеличение наработки каждого двигателя на втором этапе осуществляется ступенями, каждая из которых включает контроль ТС (см. рис. 1.4,а). По результатам контроля составляют акт с участием представителей авиационно-технической базы (АТБ) и промышленности и производят запись в формуляре. Если техническое состояние соответствует заданным показателям, то ГТД допускается к следующей ступени эксплуатации. После выработки полного (назначенного) ресурса двигатель направляют в капитальный ремонт или списывают.

Одновременно для проверки достоверности применяемых методов и средств контроля выборочно два-три двигателя через 500 . . . 1000 ч наработки в эксплуатации после очередного контроля на основании решения экспертной комиссии с участием представителей промышленности подвергают разборке и дефектации (см. рис. 1.4,б).

Следовательно, системы контроля и диагностики в современных условиях являются неотъемлемой частью технической эксплуатации авиационной техники при любой стратегии ТО. 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.



Рис. 1.5. Эксплуатационные задачи технической диагностики

Эти службы на всех этапах эксплуатации авиационной техники решают большой комплекс задач (рис. 1.5) [9]:

- 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. Однако для каждого этапа эксплуатации (полет, ТО, ремонт) задачи, решаемые с помощью систем контроля и диагностики, имеют свою специфику (табл.1.1).

Следует также отметить, что 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.

В настоящее время для оценки технического состояния авиационной техники (в том числе и авиационных ГТД) используется широкий спектр методов диагностики. Эти методы весьма разнообразны и сильно отличаются друг от друга физической сущностью и своими характеристиками. Знакомство с методами диагностики будем проводить с учетом существующей в настоящее время системой их классификации, поскольку в классификации отражена физическая сущность методов.

Таблица 1.1. Специфика задач контроля и диагностирования для различных этапов эксплуатации

Задачи	Этапы эксплуатации АТ				
	Полет	ТО		Восстановление	
		оперативное	периодическое	в АТБ	на заводах ГА
Контроль ТС	Контроль исправности, работоспособности	Проверка готовности к полету	Контроль исправности, работоспособности	Замена отказавших элементов, контроль изделия после замены, регулировка	Входной контроль, демонтаж, ремонт, монтаж, выходной контроль
Диагностирование	Поиск неисправности с глубиной до элемента, управление которым выведено в кабину	Поиск неисправности с глубиной до элемента, замена и регулировка которого разрешена в эксплуатации, демонтаж отказавших элементов, их диагностирование		Диагностирование элементов, идущих на замену; замена отказавших элементов; регулировка	Входное диагностирование, демонтаж, дефектации, ремонт, монтаж, выходной контроль

Контрольные вопросы к разделу 1.2

1. Какие стратегии технической эксплуатации Вы знаете?
2. Какова роль технической диагностики при различных стратегиях эксплуатации?
3. Какова роль технической диагностики при эксплуатации с контролем надежности?
4. Какова роль технической диагностики при эксплуатации с контролем параметров?
5. Опишите схему эксплуатации авиационного ГТД.
6. Перечислите задачи эксплуатационной диагностики.
7. Какие задачи система контроля и диагностики на различных этапах эксплуатации?
8. Какие задачи система контроля и диагностики в полете?
9. Какие задачи система контроля и диагностики при техническом обслуживании?
10. Какие задачи система контроля и диагностики на этапе восстановления?

1.3. Общие сведения о методах диагностики авиационной техники и их классификация

Для определения технического состояния авиационной техники, как сложной гидромеханической системы, требуется применение широкого спектра методов и средств технической диагностики [9, 10, 11], которые используют диагностические параметры различной физической природы.

В зависимости от физической природы диагностических параметров и способа их измерения различают физические и параметрические методы диагностирования [5, 6].

Физические методы основаны на использовании различных физических явлений, сопутствующих работоспособному или неработоспособному состоянию объекта.

К физическим методам в первую очередь относятся методы неразрушающего контроля (МНК), а именно следующие методы: опτικο-визуальный, капиллярный, магнитного контроля, вихревых токов, ультразвуковой, радиационный. Эти методы наиболее широко используются в эксплуатации авиационной техники [10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17].

Дадим краткую характеристику этим методам.

Опτικο-визуальный метод контроля основан на применении оптических приборов для осмотра наружных и внутренних поверхностей деталей и агрегатов. Этим методом обнаруживают следующие дефекты: коррозия, раковины, трещины, вмятины, местный наклеп, подгары, окисления, электронная эрозия деталей электрических узлов и т.д. Техническими средствами, которые используются для реализации этого метода, являются:

- оптические лупы (налобные, телескопические, обзорные);
- механические управляемые зеркала (с изменяемым углом наклона);
- механические эндоскопы (жесткие и гибкие).

С помощью эндоскопов производится осмотр внутренних поверхностей емкостей, трубопроводов, проточной части авиационных двигателей.

Капиллярные методы предназначены для обнаружения поверхностных дефектов и основаны на проникновении специальных индикаторных жидкостей в несплошности объектов контроля (трубопроводы, корпусные детали, лопатки компрессоров и турбин авиационных двигателей и т. п.). Сущность метода заключается в следующем:

- контролируемая поверхность детали очищается от покрытий или загрязнений и обезжиривается;

- на обработанную поверхность наносят слой индикаторной жидкости, которая проникает в полость дефекта;
- через некоторое время избыток индикаторной жидкости удаляется;
- на поверхность наносят специальный проявитель;
- проявитель обладает свойством вытягивать индикаторную жидкость из полости дефекта (индикаторная жидкость сорбируется проявителем);
- в результате на поверхности возникает рисунок дефекта.

В зависимости от применяемой индикаторной жидкости или проявителя повреждение видно невооруженным глазом или под воздействием ультрафиолетового излучения.

Метод обеспечивает обнаружение поверхностных трещин глубиной от 0,01мм и шириной раскрытия от 0,001мм.

Метод магнитного контроля применяется для обнаружения повреждений в деталях из ферромагнитных сплавов. Это наиболее распространенный метод, суть которого в следующем. Деталь, которая подвергается дефектации, намагничивается. Если на пути магнитных силовых линий детали имеется дефект (трещина, раковина, немагнитное включение), то в этом месте силовые линии искривятся, огибая место дефекта. На поверхности детали создаются локальные магнитные полюса с соответствующими полями рассеивания. Это локальное рассеивание магнитного поля над дефектом можно обнаружить с помощью магнитного порошка. Искривление магнитных силовых линий вызывает соответствующую концентрацию порошка в месте расположения дефекта. При этом образуется рисунок дефекта – магнитограмма. Метод позволяет выявить трещину глубиной от 0,005мм и шириной раскрытия от 0,0001мм.

Метод вихревых токов позволяет обнаружить повреждения в деталях из магнитных и немагнитных токопроводящих материалов. Повреждения могут обнаруживаться под слоем окислов и лакокрасочных покрытий. Глубина расположения дефектов (трещин, пустот, неметаллических включений) 1 – 3мм. Физическая сущность метода состоит в изменении характера распределения вихревых токов в контролируемом объекте в зависимости от его сплошности. На контролируемый участок поверхности детали изделия воздействуют переменным магнитным полем. Источником этого поля является катушка, помещенная в измерительную головку и питаемая током высокой частоты. Под действием этого поля в детали возникают вихревые токи, образующие свое магнитное поле. В результате суммарный магнитный поток (Φ_{Σ}) получается как разность

магнитных потоков, создаваемых соответственно измерительной головкой ($\Phi_{н.г.}$) и вихревыми токами ($\Phi_{в.т.}$):

$$\Phi_{\Sigma} = \Phi_{н.г.} - \Phi_{в.т.}$$

Уменьшение суммарного магнитного потока вызывает изменение индуктивной составляющей суммарного сопротивления катушки и, следовательно, величины тока, протекающего через катушку. Если имеет место дефект, $\Phi_{в.т.}$ уменьшается и Φ_{Σ} изменяется, вызывая изменение тока в катушке. Сравнивая величину тока в катушке измерительной головки, настроенной на бездефектном участки поверхности, с величиной тока в катушке, помещенной на дефектный участок, можно обнаружить наличие дефекта. Метод позволяет обнаружить трещины шириной раскрытия от 0,01мм и длиной от 0,5мм.

Ультразвуковые методы основаны на способности ультразвуковых колебаний распространяться в материале детали в виде направленных пучков и отражаться от границ раздела сред. В качестве границ раздела могут выступать границы детали и дефектов.

Для возбуждения упругих колебаний в контролируемом объекте используются пьезоэлектрические преобразователи. Они представляют из себя пластины из пьезоэлектрических материалов (кварц, титанат бария и др.), размещенные в измерительной головке. Под действием приложенного переменного электрического напряжения пластина совершает вынужденные механические колебания. Частота колебаний составляет 1,5 ... 15 МГц. Если измерительную головку приложить к поверхности контролируемой детали, то в детали будут возбуждаться и распространяться упругие волны (рис.1.6).

Если на пути распространения ультразвуковых волн отсутствует дефект, то отражение этих волн будет происходить только от передней и задней поверхностей детали. Соответственно регистрирующий прибор зафиксирует два эхосигнала (рис.1.6,а).

Если на пути распространения ультразвуковых волн будет находиться дефект, то регистрирующий прибор зафиксирует три эхосигнала, один из которых соответствует дефекту (рис.1.6,б). По величине интервала времени между эхо-сигналами можно судить о глубине расположении дефекта, а по интенсивности пика – о его величине.

Метод позволяет работать с любыми материалами, обнаруживать поверхностные и внутренние дефекты, дефекты пайки и склеивания. В ряде случаев приемник и излучатель могут размещаться в отдельных измерительных головках.

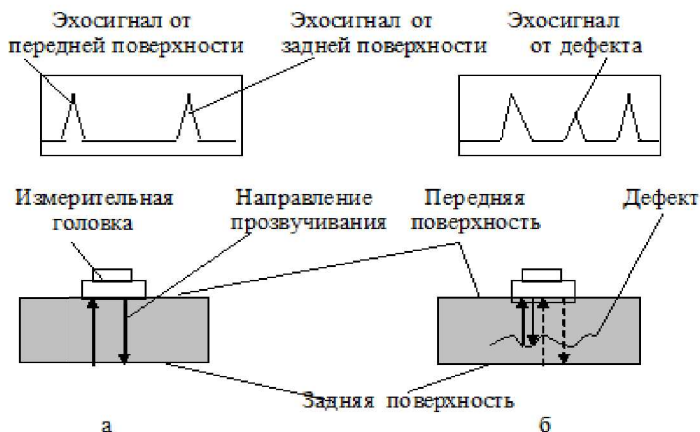


Рис. 1.6. Схема обнаружения дефекта ультразвуковым методом:
а – при отсутствии дефекта, б – при наличии дефекта

Радиационные методы основаны на использовании проникающих излучений: рентгеновских, гамма-лучей, бета-лучей. Дефекты материалов определяются путем оценки степени ослабления излучения при его прохождении через деталь. Излучение, прошедшее сплошной материал, имеет меньшую интенсивность по сравнению с лучами, встретившими на своем пути раковины, трещины, рыхлоты. Для регистрации результатов контроля используют рентгеновские пленки и экраны. Радиационные методы весьма сложны в практическом применении и они используются только, когда оказываются неэффективными более простые методы.

К физическим методам диагностирования объектов относится и такой специфический метод, как *метод диагностирования узлов трения по накоплению продуктов износа в масле* [10, 11, 13, 15, 18]. 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.

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 [10, 19, 20].

К физическим методам относятся и *виброакустические методы* контроля и диагностики, которые основаны на анализе характеристик шума и вибрации изделий [11, 21, 22, 23, 24, 25]. 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.

Считается, что виброакустическая диагностика в достаточной мере информативна. Она базируется на общих принципах распознавания состояний технических систем по исходной информации, содержащейся в виброакустическом сигнале.

Причинами возникновения вибрации являются циклические процессы, возникающие при работе. Например, для ГТД это вращение роторов, периодические нагрузки и т.п.

Изменение циклических процессов повлечет и изменение виброакустических процессов, а следовательно и их характеристик.

Причинами изменения виброакустических характеристик могут быть нарушение балансировки роторов, помпажные явления в осевом компрессоре, износ лопаток в проточной части авиационного газотурбинного двигателя, разрушение подшипниковых узлов, износ зубьев зубчатых передач, нарушение соосности валов трансмиссии, износ щеток электродвигателей, износ деталей подвижных соединений и т.п.

В качестве диагностических признаков, здесь используют характеристики виброакустического сигнала, сопровождающего функционирование авиационной техники.

В настоящее время для авиационных двигателей общий уровень вибрации является параметром, который подлежит обязательной нормировке и контролю бортовыми приборами в полете. Эффективность контроля уровня вибрации авиационных ГТД доказана тем, что около трети выявленных неисправностей двигателей – результат оценки их вибросостояния.

Более глубокое диагностирование возможно при использовании спектральных характеристик [11, 21, 22, 23, 24, 25]. Однако получение этих характеристик и их практическое использование затруднено в связи со сложностью аппаратуры и методик диагностирования. Кроме того, виброакустические методы требуют обработки большого объема статистической информации. Все это несколько сдерживает широкое распространение этих методов.

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 масла, КПД и т. п.). Параметрические методы широко применяются при диагностировании авиационной техники, в том числе и авиационных ГТД, что нашло отражение в литературе [5, 9, 10, 11, 15, 26, 27, 28].

Ряд авторов под параметрической диагностикой понимают диагностирование с использованием любых измеряемых параметров [29, 30]. При такой трактовке в разряд параметрических методов попадают виброакустические и тепловые методы, что не соответствует классификации, предложенной в [5].

В параметрических методах часто используется понятие *определяющий параметр* [38]. В случае если техническое состояние объекта диагностируется по небольшому количеству параметров (чаще всего по одному) и эти параметры являются параметрами технического состояния или непосредственно с ними связаны, то такие параметры называются определяющими. Если диагностирование и контроль ведутся на основе измерения и преобразования функциональных определяющих параметров, то алгоритм принятия решения о техническом состоянии (решающее правило) может оказаться весьма простым. Примером простейшего алгоритма является контроль по допуску на определяющий параметр.

Указанный широкий спектр методов технической диагностики используется для определения технического состояния на всех этапах жизненного цикла авиационной техники. Однако в эксплуатации в силу ряда причин используется вполне ограниченный круг методов диагностики. Например, для оценки технического состояния авиационных ГТД наиболее перспективными являются следующие методы диагностирования [9, 10, 11, 15, 29, 30]:

- по результатам анализа термогазодинамических параметров;
- по виброакустическим параметрам;
- трибодиагностику;
- оптико-визуальную диагностику;
- диагностику по тепловым параметрам.

В ряде работ для диагностики ГТД предлагается использовать комплексные параметры, которые в аналитической форме связывают между собой несколько параметров и тем самым наиболее полно характеризуют рабочие процессы, происходящие в двигателе. Например, в работе [31] для ТВД было предложено использовать отношение температуры газов за турбинной T_T к давлению масла в измерителе крутящего момента $P_{икм}$.

Одними из наиболее информативных методов оценки состояния ГТД являются методы контроля тепловых параметров [17, 32]. Основным достоинством их является возможность получения информации без существенной разборки двигателя.

Однако тепловая диагностика предполагает использование широкого спектра дорогостоящих средств. При визуальном контроле для параллельного съема информации используют электронно-оптические преобразователи – эвапографы, эджеографы, приборы с жидкими кристаллами и фоточувствительными пленками, тепловизоры и т. п.

Несмотря на это, бесконтактная тепловая диагностика ГТД является весьма перспективной в силу высокой информативности. Важно, что разработанные средства диагностики позволяют напрямую обнаруживать дефекты ГТД и прогнозировать их развитие. Существующие методы обработки инфракрасного термометрирования дают возможность прогнозировать конкретные неисправности.

В настоящее время использование тепловых методов в эксплуатации ограничивается контролем температуры в различных точках проточной части и сравнением ее с допустимыми значениями. Большее развитие тепловые методы нашли при стендовых испытаниях ГТД.

Автором работ [33, 34] выполнен сравнительный анализ информативности различных методов. Результатом сравнительного анализа методов диагностики 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 1.2 Экспертная оценка информативности основных методов диагностики ГТД

№	Методы диагностики ГТД	Экспертная оценка (max- 10 баллов)
1	Тепловизионный (инфракрасная термография)	9,5
2	Трибомониторинг (анализ проб авиамасел)	8,5
3	Эндоскопия (фотовидеодокументирование)	8,0
4	Виброакустический	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 виброакустическим параметрам приходится большой объем информации об отказах и неисправностях. Поэтому в данном учебнике рассматриваются именно эти методы.

В методах диагностики часто используется понятие *определяющий параметр* [38]. В случае, если техническое состояние объекта диагностируется по небольшому количеству параметров (чаще всего по одному) и эти параметры являются параметрами технического состояния или непосредственно с ними связаны, то такие параметры называются определяющими. Если диагностирование и контроль ведутся на основе измерения и преобразования функциональных определяющих параметров, то алгоритм принятия решения о техническом состоянии (решающее правило) может оказаться весьма простым. Примером простейшего алгоритма является контроль по допуску на определяющий параметр.

Решение задач контроля и диагностики в простейшей постановке, когда можно выделять определяющие параметры диагностирования, в большинстве случаев невозможно. Если количество диагностических параметров велико и их связь с параметрами технического состояния неявна, то задачи диагностики приходится решать более сложным путем. В этих случаях решение задач диагностики требует создания специальных математических (диагностических) моделей.

В технической диагностике математические модели создаются на основе различных подходов. Рассмотрим некоторые из них для определения наиболее соответствующего задачам, решаемым с помощью вибрационной диагностики.

Контрольные вопросы к разделу 1.3.

1. Что такое физические методы диагностики?
2. Перечислите методы, относящиеся к физическим методам диагностики.
3. Что такое параметрические методы?
4. Какие методы наиболее широко применяются при диагностики авиационных ГТД?
5. Дайте краткую характеристику методам контроля и диагностики ГТД по термогазодинамическим параметрам.
6. Дайте краткую характеристику методам контроля и диагностики по виброакустическим параметрам?
7. Дайте краткую характеристику методам трибодиагностики.
8. Дайте краткую характеристику оптико-визуальным методам контроля и диагностики.
9. Дайте краткую характеристику методам контроля и диагностики по тепловым параметрам.
10. Дайте сравнительную оценку информативности различных методов контроля и диагностики.

2. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ В ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ

2.1. Основные понятия

Решение задач технической диагностики требует анализа множества состояний, в которых объекты могут находиться в период эксплуатации, классификации этих состояний, выбора диагностических параметров и признаков, установления связи между конкретными значениями диагностических параметров (признаков) и конкретным техническим состоянием объекта, разработки решающего правила и алгоритма постановки диагноза. Решать эти задачи можно двумя путями: экспериментально или теоретически. Экспериментальный путь наиболее достоверен, поскольку в реальных условиях эксплуатации оценивается связь между диагностическими параметрами (признаками) и параметрами технического состояния. Следует отметить, что чисто экспериментальный путь решения задач диагностики невозможен.

Для решения указанных проблем теоретическим путем необходимо иметь *формализованное описание* связи между параметрами технического состояния и диагностическими параметрами или признаками, то есть необходимо разрабатывать *математические (диагностические) модели* диагностируемых объектов.

Отличие диагностических моделей от обычных математических моделей объектов, которые отражают номинальный режим функционирования, состоит в том, что диагностическая модель описывает существенные свойства режимов функционирования объектов при наличии различных отказов.

В работе [35] предложена иерархия диагностических моделей (рис 2.1). Из схемы видно, что диагностические модели могут быть различной сложности: от простых описательных до математических моделей высокого уровня.

В технической диагностике формализованное описание (математическая или диагностическая модель) объекта чаще всего задается: – в аналитической форме (в виде дифференциальных или алгебраических уравнений); – в табличной форме (в виде таблицы состояний); – в графической форме (в виде графов причинно-следственных связей); – в виде словесного описания или логических соотношений и т. д. [6, 9, 10, 11, 12, 15, 18, 22, 23, 24, 25, 26, 28, 30].



Рис. 2.1. Иерархия диагностических моделей

Математические модели могут быть заданы в явном или неявном виде.

Явная модель объекта диагностирования включает в себя совокупность формализованных описаний всех оговоренных нормативной документацией технических состояний, которые подлежат диагностированию.

Неявная модель объекта технического диагностирования содержит формализованное описание одного технического состояния и правила получения описаний других технических состояний на основе заданного. Причем чаще всего математическая (диагностическая) модель определяет исправное состояние. Модели для других технических состояний получают на основе модели исправного состояния и правил, связывающих конкретную неисправность с параметрами технического состояния.

В общей постановке математическую модель объекта технической диагностики можно охарактеризовать следующим образом [36]. Пусть имеется объект, у которого техническое состояние описывается внутренними параметрами Z . На вход объекта подаются внешние возмущения X (входные параметры). На выходе объекта наблюдается отклик в виде выходных (диагностических) параметров Y . В самом общем случае соотношение между указанными параметрами устанавливают, вводя понятие *оператор объекта диагностирования* $A(\cdot)$. При этом математическая модель будет иметь следующий вид:

$$Y = A(Z, X). \quad (2.1)$$

Вводя индексы i для разных состояний: 0 – исправное, i – i -е неисправное состояние; и индексы j для различных внешних возмущений, уравнение (2.1) можно переписать в виде системы уравнений

$$Y_0^j = A(Z_0, X_j); \quad Y_i^j = A(Z_i, X_j), \quad (2.2)$$

где $i = 1 \dots k$; $j = 1 \dots m$.

Система уравнений (2.2) состоит из $k+1$ уравнений и представляет из себя явную математическую модель объекта диагностирования. Для упрощения записи внутренние параметры Z (параметры технического состояния) включают в оператор и систему уравнений (2.2) при любом внешнем возмущении X записывают в виде

$$Y_0 = A_0(X); \quad Y_i = A_i(X). \quad (2.3)$$

Такой способ задания математической модели является весьма общим. Выбор конкретной формы оператора и есть выбор конкретной математической модели объекта диагностирования. Этот выбор зависит от физических свойств диагностируемого объекта, определяется условиями диагностической задачи и принятыми методами ее решения.

Объекты диагностирования в зависимости от своих свойств делятся на дискретные и непрерывные.

Объект считается непрерывным, если его оператор преобразует совокупность входных сигналов X , определенных на непрерывном (не-счетном, континуальном) множестве, в совокупность выходных сигналов Y , принимающих значения на таких же множествах.

Объект считается дискретным, если он имеет оператор, который преобразует совокупность входных величин X , принимающих значение на конечных (счетных) множествах, в совокупность выходных величин Y , принимающих значения на таких же множествах.

Объект называется гибридным, если его оператор осуществляет преобразование непрерывного входного сигнала X в дискретный выходной сигнал Y или наоборот.

Для дискретных объектов разделение технических состояний, в которых он может находиться, на классы не представляет затруднений. Так как значения диагностических параметров и параметров технического состояния счетные, то счетными будут и количество классов технического состояния. Для непрерывных объектов при разделении технических

состояний на классы возникают затруднения, связанные с непрерывностью диагностических параметров и бесконечным числом технических состояний.

Практически диагностическую задачу при бесконечном числе технических состояний решить невозможно. Поэтому в любом случае выделяется конечное множество технических состояний, которые требуется диагностировать. Таким образом, при практическом решении диагностической задачи оператор $A(\cdot)$ для непрерывных объектов заменяется гибридным, реализующим на выходе конечное множество значений диагностических признаков.

Для перехода от непрерывного множества технических состояний, которые есть на самом деле, к дискретному множеству технических состояний, которые можно диагностировать, вводится понятие "элементарная проверка объекта" [36, 37]. *Элементарная проверка объекта* (ЭПО или ЭП) – это процедура подачи на объект отдельного (рабочего или тестового) воздействия и снятия с объекта соответствующего ответа (реакции). Поясним это понятие.

Пусть объект диагностики имеет точки контроля, которые позволяют наблюдать за входными X , внутренними Z и диагностическими Y параметрами. В соответствии с определением каждому входному возмущению X_j из множества входных возмущений X будет соответствовать элементарная проверка π_j из множества проверок Π ($\pi_j \in \Pi$), то есть $X_j \rightarrow \pi_j$ в техническом состоянии s_i из множества S ($s_i \in S$), входное воздействие на объект X соответствует этой проверке. Внутренние параметры Z и оператор A определяются техническим состоянием s_i из множества S ($s_i \in S$). Выходные диагностические параметры Y соответствуют результату j -й проверки, то есть $Y_i^j \rightarrow R_i^j$. Тогда операторное выражение (2.3) в понятиях ЭПО для j -й проверки объекта, находящегося в i -м техническом состоянии, запишется следующим образом:

$$R_i^j = A_i(\pi_j), \quad (2.4)$$

где $j = 1 \dots n$; $i = 0, 1 \dots k$.

Для исправного состояния это выражение часто записывается в виде

$$R^j = A(\pi_j). \quad (2.5)$$

Выражения (2.4) и (2.5) определяют модель в явном виде. Если имеются зависимость вида (2.5) и правила, позволяющие из множества проверок Π и состояний S получать совокупность выражений вида (2.4), то объект диагностирования задан неявной моделью.

Представленные модели объектов диагностики в операторном виде используются для формального описания диагностических задач в общей постановке, но они непригодны для решения конкретных диагностических задач. Для выполнения диагностирования на практике необходимо иметь математические (диагностические) модели в конкретном виде, то есть необходимо для каждой практической задачи конкретизировать вид оператора $A()$.

Наиболее простой формой представления оператора $A()$ в случае явной модели является табличная форма. Таблица строится следующим образом. Пусть каждому отказу (неисправности) объекта соответствует s_i неисправное состояние из множества S ($i = 1...n$). Исправное состояние обозначим s_0 . Примем, что столбцы таблицы соответствуют возможным состояниям $s_i \in S$, а строки – проверкам $\pi_j \in \Pi$. В клетку таблицы на пересечении i -го столбца и j -й строки записывается результат R_i^j проверки π_j объекта диагностирования, находящегося в техническом состоянии s_i . Совокупность результатов образует множество R ($R_i^j \in R$), число элементов этого множества $r = n(k+1)$. Такая таблица называется *таблицей состояний* объекта диагностирования. Она эквивалентна выражениям (2.4) и (2.5).

Анализ этой таблицы позволяет сформулировать свойства множества проверок Π , необходимые для решения задач технического диагностирования.

Первое свойство : множество проверок Π обнаружит любое неисправное состояние объекта диагностирования из множества S , если для каждого состояния $s_i \in S$ найдется хотя бы одна проверка $\pi_j \in \Pi$ такая, что $R^j \neq R_i^j$. Это свойство эквивалентно тому, что столбец таблицы с s_0 отличается от каждого из остальных с s_i . Такая таблица называется *проверяющей или контролирующей*.

Таблица 2.1 – Таблица состояний объекта диагностирования

$\pi \setminus s$	s_0	s_1	...	s_i	...	s_k
π_1	R_1	R_1^1		R_i^1		R_k^1
...						
π_j	R^j	R_1^j		R_i^j		R_k^j
...						
π_n	R^n	R_1^n		R_i^n		R_k^n

Второе свойство: множество проверок Π различают все состояния из множества S , если для каждой пары технических состояний s_i и s_m найдется хотя бы одна проверка π_j такая, что $R_i^j \neq R_m^j$. Это свойство таблицы эквивалентно тому, что все столбцы, определяющие различные состояния, попарно различимы. Такая таблица называется *разделяющей*.

Если таблица обладает только первым свойством, то она позволяет решать только задачи контроля. Если таблица обладает обоими свойствами, то она позволяет решать задачи диагностики.

Исходной информацией для составления таблицы состояний могут быть: структурные, функциональные, принципиальные схемы, причинно-следственные связи между параметрами технического состояния, входными и диагностическими параметрами. Одним из наиболее часто используемых способов построения таблицы состояний, является построение этих таблиц на основе функциональных моделей [38, 39, 40, 36, 37].

Контрольные вопросы к разделу 2.1

1. Что такое математическая модель объекта?
2. Чем отличается диагностическая модель от классической математической модели?
3. Что такое явная и неявная модель?
4. В каком виде может задаваться диагностическая модель?
5. Что такое «элементарная проверка объекта»?
6. Что такое таблица состояний?
7. Что такое контролирующая таблица состояний?
8. Что такое диагностирующая таблица состояний?

2.2. Функциональная модель

Если объект диагностики можно представить как несколько взаимосвязанных частей, имеющих самостоятельное функциональное значение, то в качестве математической (диагностической) модели применяется так называемая *функциональная модель*, пользуясь которой можно составить таблицу состояний.

Функциональная модель представляет собой графическое изображение объекта, в котором каждая выделенная часть (функциональный элемент) обозначается в виде прямоугольника со значком Q_i . Связи между элементами обозначаются линиями со стрелками, указывающими

направление прохождения сигнала. Каждой элемент может иметь несколько входов x_j , но только один выход y_i (рис.2.2).

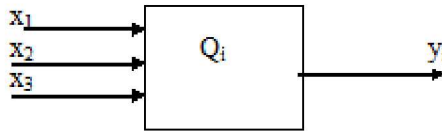


Рис.2.2. Элемент функциональной модели

Количество входов определяется числом внешних воздействий на конкретный элемент. Ограничение по числу выходов объясняется следующим. Считается, что в объекте может выходить из строя только один функциональный элемент, техническое состояние которого может оцениваться только по одному параметру. При этом i -е неисправное состояние идентифицируется с отказом i -блока. В этой ситуации запись состояния s представляется в виде вектора $S()$, в котором количество координат соответствует количеству блоков. Значения координат задаются в соответствии со следующими правилами: если блок исправен, то координата равна 1, а если блок неисправен, то координата равна 0. Например, если объект диагностики имеет пять блоков, то исправное состояние запишем вектором $S_0(1\ 1\ 1\ 1\ 1)$, при неисправном первом блок техническое состояние запишется следующим вектором $S_1(0\ 1\ 1\ 1\ 1)$.

Под проверкой π_j понимается операция по оценке выходных сигналов всех блоков объекта при нахождении его в состоянии s_i . При наличии в объекте диагностики n функциональных блоков общее количество технических состояний равно $n+1$ (n неисправных и одно исправное), а количество проверок равно n .

При формальном описании результатов j -й проверки R_i^j отдельного элемента функциональной схемы при нахождении объекта в i -м состоянии принимаются следующее правила:

1. Результат принимается $= 1$, если блок исправен и на его входы подаются допустимые воздействия.
2. Результат принимается $= 0$, если на входы блока подаются допустимые воздействия, а он неисправен.
3. Результат принимается $= 0$, если блок исправен, но хотя бы на один его вход подается недопустимое воздействие.

Пользуясь таким представлением, можно задать все множество технических состояний объекта, множество проверок, множество результатов и составить таблицу состояний.

Рассмотрим пример построения таблицы состояний объекта диагностики, который можно представить функциональной моделью, состоящей из шести элементов (рис.2.3).

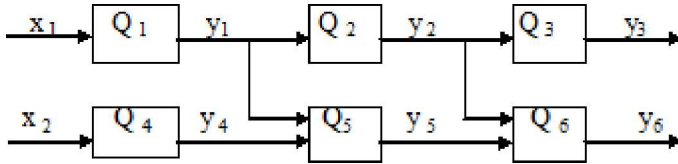


Рис. 2.3. Пример функциональной шестиеlementной модели

Для такой модели количество технических состояний равно семи. Исправное состояние можно представить шестимерным вектором $S_0(1\ 1\ 1\ 1\ 1\ 1)$, при отказе блока Q_1 техническое состояние представим вектором $S_1(0\ 1\ 1\ 1\ 1\ 1)$ и т.д. Поскольку в объекте шесть блоков, то для проверки функционирования каждого блока необходимо проверить его выходной сигнал. Следовательно, количество необходимых проверок равно шести. Будем считать, что при проведении каждой из проверок π_j ($j = 1 \dots 6$) на вход модели подаются входные воздействия x_1 и x_2 , которые принимают только допустимые значения. В то же время выходные сигналы блоков y_i ($i = 1 \dots 6$) могут принимать как допустимые, так и недопустимые значения. Допустимое значение выходной сигнал принимает в случае, если блок исправен и на его входы подаются допустимые воздействия. Недопустимое значение выходной сигнал принимает в двух случаях: если блок исправен, но на его входы подаются недопустимые сигналы, или если входные сигналы принимают допустимые значения, но блок неисправен.

С учетом этого и пользуясь изложенными выше тремя правилами результат элементарной проверки блоков объекта, находящегося в i -м техническом состоянии (отказ i -го блока), будем принимать равным 1, если сигнал на выходе проверяемого блока принимает допустимое значение, и равным 0, если сигнал на выходе проверяемого блока принимает недопустимое значение. Например, при отказе блока Q_2 нулевые значения примут результаты R^2_2 , R^2_3 , R^2_6 , поскольку при проведении элементарных проверок π_2 , π_3 , π_6 для блоков Q_2 , Q_3 , Q_6 выходные сигналы примут недопустимые значения. Воспользовавшись приведенными выше рассуж-

дениями, составим табл.2.2 состояний для объекта, функциональная модель которого изображена на рис.2.3.

Таблица 2.2 – Таблица состояний для шестиэлементного объекта

π $\backslash s$	S_0 111111	S_1 011111	S_2 101111	S_3 110111	S_4 111011	S_5 111101	S_6 111110
π_1	1	0	1	1	1	1	1
π_2	1	0	0	1	1	1	1
π_3	1	0	0	0	1	1	1
π_4	1	1	1	1	0	1	1
π_5	1	0	1	1	0	0	1
π_6	1	0	0	1	0	0	0

Полученная таблица является как проверяющей, так и разделяющей, т.е. позволяет решать задачи контроля и диагностики.

Непрерывным условием применения функциональной модели является наличие у всех элементов (блоков) объекта диагностирования одного выхода. В реальных условиях выходной сигнал некоторых блоков объекта контроля может характеризоваться несколькими параметрами. В этом случае считается, что блок имеет несколько выходных сигналов, каждый из которых характеризует соответствующий параметр. В такой ситуации применяют так называемое «расщепление» выходов. Рассмотрим применение этого приема на примере.

На рис. 2.4 изображена схема системы электроснабжения самолета.

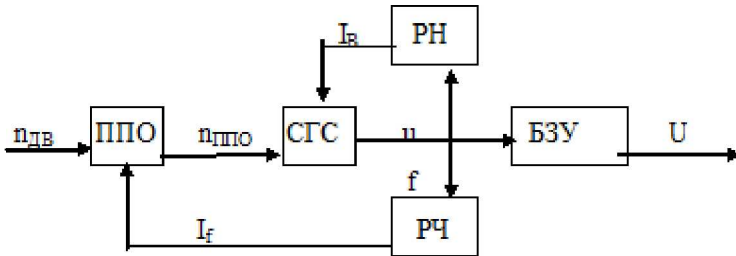


Рис. 2.4. Схема системы электроснабжения самолета:

ППО – привод постоянных оборотов; СГ – синхронный генератор самолетный; РН – регулятор напряжения; РЧ – регулятор частоты; БЗУ – блок защиты и управления; $n_{дв}$ – частота вращения коробки приводов двигателя; $n_{ппо}$ – частота вращения генератора; u и f – напряжение и частота на выходе генератора; I_v – ток возбуждения генератора; I_f – управляющее воздействие по частоте на ППО; U – напряжение, подаваемое в самолетную сеть

Выходной сигнал генератора характеризуется двумя параметрами: напряжением и частотой. При составлении функциональной модели проводится «расщепление» выходного сигнала генератора по следующим правилам.

Правило первое. Если выходной сигнал характеризуется несколькими параметрами, то выходной сигнал «расщепляется» на количество сигналов, равное количеству параметров.

Схема системы электроснабжения с «расщепленным» выходным сигналом генератора представлена на рис.2.5.

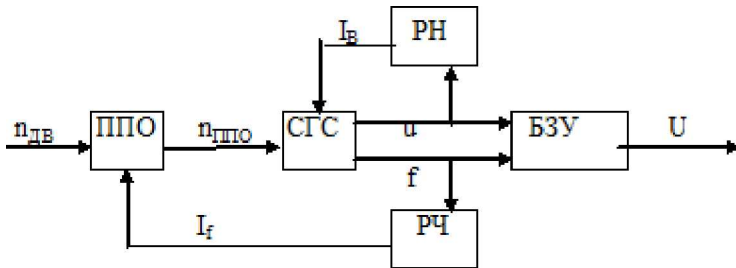


Рис. 2.5. Схема с «расщепленным» выходным сигналом генератора

В соответствии с этой схемой один из блоков (генератор) объекта диагностирования имеет два выхода, что не может быть в функциональной модели. Для приведения в соответствие количества выходов блоков с требованием функциональной модели пользуются вторым правилом.

Правило второе. Если i -й блок имеет несколько выходов, то на функциональной модели он заменяется несколькими блоками, имеющими только один выход. Число блоков равно числу выходов «расщепляемого» блока.

С учетом этого правила предыдущую схему представим следующим образом (рис.2.6).

Приведенная схема соответствует требованиям функциональной модели, что позволяет изобразить модель в принятых ранее обозначениях (рис.2.7).

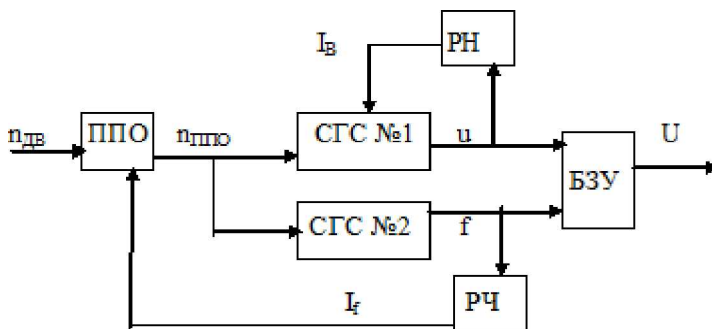


Рис. 2.6. Схема с «расщепленным» выходом генератора

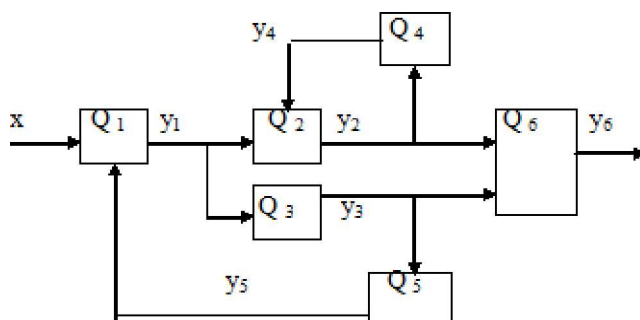


Рис. 2.7. Функциональная модель системы электроснабжения самолета

Пользуясь этой моделью, можно составить табл.2.3 состояний. Таблица состояний заполняется исходя из следующих соображений. При исправном состоянии всех блоков сигналы на их выходах будут принимать допустимые значения, то есть результаты всех проверок будут равны 1. При отказе первого блока на выходе всех блоков сигналы будут принимать недопустимые значения, то есть результаты всех проверок будут равны 0. При отказе блока №2 недопустимые значения выходных сигналов будут у блоков №2, №4 и №6, то есть результаты проверок этих блоков будут равны 0. Для остальных блоков результаты проверок будут равны 1. На основе подобных рассуждений заполняется вся таблица.

Представленная таблица является проверяющей, то есть она решает только задачу контроля. Для технических состояний S_1 , S_3 , S_5 , а также для состояний S_2 , S_4 результаты элементарных проверок совпадают.

Следовательно, для выбранного набора проверок эти состояния неразличимы между собой.

Таблица 2.3 – Таблица состояний системы электроснабжения

$\pi \setminus S$	S_0	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6
π_1	1	0	1	0	1	0	1
π_2	1	0	0	0	0	0	1
π_3	1	0	1	0	1	0	1
π_4	1	0	0	0	0	0	1
π_5	1	0	1	0	1	0	1
π_6	1	0	0	0	0	0	0

Для того чтобы исправить это положение, необходимо изменить структуру модели и элементарных проверок. Изменение структуры обеспечим путем разрыва обратных связей между блоками Q_4 и Q_2 , а также между блоками Q_5 и Q_1 . Структуру проверок изменим путем введения дополнительных внешних воздействий x_4 и x_5 , которые будут подаваться на входы блоков соответственно Q_2 и Q_1 вместо выходных сигналов y_4 и y_5 от блоков Q_4 и Q_5 .

Таким образом, можно сделать следующее важное замечание: если в функциональной диагностической модели (схеме) имеются обратные связи, охватывающие несколько блоков, то в таблице состояний отказы этих блоков неразличимы. Различие отказов этих блоков возможно только при изменении структуры объекта или при введении дополнительных проверок.

В некоторых случаях при выполнении дополнительных проверок для формирования признаков состояния можно использовать различные уровни выходных параметров проверяемых блоков. Так, для выходного напряжения генератора можно сформулировать два признака:

- напряжение генератора находится в пределах допуска $y_2^1 \rightarrow u_{\min} \leq y_2 \leq u_{\max}$;
- на выходе генератора отсутствует перенапряжение $y_2^2 \rightarrow y_2 \leq u_{\max\text{доп}}$.

Если на выходе генератора наблюдается большая величина выходного напряжения, то есть выходной параметр y_2^2 принимает недопустимое значение, то это является признаком отказа регулятора напряжения, ве-

душего к значительному увеличению тока возбуждения генератора и, как следствие, к перенапряжению на выходе генератора.

Напомним, что функциональную модель применяют тогда, когда объект состоит из ярко выраженных функциональных блоков. В тех случаях, когда объект диагноза не имеет явно выраженных блоков, построение функциональной модели может оказаться невозможным.

В реальных условиях существуют объекты, для которых аналитические и другие виды зависимостей между параметрами технического состояния и диагностическими параметрами неизвестны, а известно только, что один параметр влияет на другой. То есть известно, что существуют причинно-следственные связи между параметрами, событиями или явлениями. В таких ситуациях построение таблицы состояний возможно на основе построения и анализа графа причинно-следственных связей [36, 41].

Контрольные вопросы к разделу 2.2

1. К каким объектам может применяться функциональная модель?
2. Как изображается функциональная модель графически?
3. Чем объясняется ограничение по количеству выходов?
4. Сформулируйте правила составления таблицы состояний на основе функциональной модели?
5. Чем объясняется необходимость применения «расщепления выходов»?
6. Объясните на примере применение метода «расщепления выходов»?
7. Что необходимо сделать чтобы диагностировать отказы блоков, имеющие обратные связи?

2.3. Модели на основе графов причинно-следственных связей

Графом причинно-следственных связей называется ориентированный граф, вершины которого отображают собой параметры, события или явления, а дуги, соединяющие эти вершины, отражают причинно-следственные связи между соответствующими параметрами, событиями или явлениями. Стрелки на дугах направлены от причины к следствию.

Отметим, что с помощью графа причинно-следственных связей можно анализировать и объекты, представленные в виде функциональных моделей. В этом случае граф будет иметь вершины, которые соответствуют входным параметрам модели и выходным параметрам блоков модели. Дуги графов будут соответствовать связям между блоками, а также между входными параметрами и блоками модели.

В качестве примера построим граф причинно-следственных связей для функциональной модели, изображенной на рис. 2.2. В вершинах графа (рис.2.8) в данном случае помещают входные параметры x_1 и x_2 системы и выходные параметры блоков y_i (где $i = 1 \dots 6$).

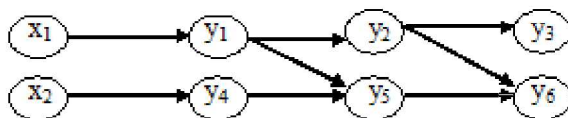


Рис. 2.8. Граф причинно-следственных связей для шестизначной модели

Вершины с параметрами x_1 и x_2 называются начальными или корневыми вершинами графа. Вершины с параметрами y_3 и y_6 называются висячими вершинами графа.

Данный пример показывает, что граф более конкретно отражает связь между параметрами, событиями или явлениями, помещёнными в вершины графа. По нему четко видно, что если параметр в вершине графа принимает недопустимое значение, то такое же недопустимое значение принимает параметр, связанный с ним причинно-следственной связью (дугой).

Используя полученный граф, можно производить все те же операции, что и по функциональной модели: строить таблицу состояний; выбирать набор проверок (признаков) для проверяющей и различающей совокупностей. Рассмотренный пример является частным, поскольку в вершинах графа находятся измеряемые параметры. Возможности графов намного шире, они определяются тремя основными положениями:

1. Путем построения графов причинно-следственных связей можно устанавливать зависимости не только между параметрами, но и между событиями, которые определены логическими высказываниями.

Например: «Значение параметра (предположим $T_{Г*}$) не выходит за пределы заданной для него области допустимых значений». Такие события можно помещать в вершины графа и дугами устанавливать между ними связи. Если истинность этого высказывания (то есть нахождения параметра в норме) условиться представлять единицей, то ложность этого события (то есть выход параметра за допуск) можно представлять нулем. Такое описание истинного и ложного событий совпадает с тем описанием, которое было принято раньше для функциональных моделей. Это и является предпосылкой для построения на основе графа причинно-следственных связей таблицы состояний.

2. При построении графа причинно-следственных связей можно в вершины графов проставлять не все входные, внутренние и выходные параметры (события или явления), которые происходят в объекте, а только те из них, которые доступны для измерения или регистрации.

3. Для функциональных моделей принято, что неисправностью объекта является любая неисправность, приводящая к появлению недопустимого значения параметра на выходе одного из блоков. Количество неисправностей системы совпадает с количеством имеющихся блоков. При построении графа причинно-следственных связей количество диагностируемых состояний (дефектов) можно искусственно уменьшить путём задания конкретного перечня неисправностей, которые требуется обнаружить. Такое задание неисправностей в виде списка равносильно тому, что неисправности, не внесённые в список, маловероятны или невозможны. Естественно, что уменьшение числа неисправностей при решении практической диагностической задачи уменьшает число параметров, подлежащих измерению и, как следствие, уменьшает объёмы проверяющей и особенно различающей совокупностей.

В качестве примера, иллюстрирующего особенности применения графов для задач диагностики, рассмотрим построение таблицы состояния с использованием графа причинно-следственных связей для системы смазки редуктора, схема которой изображена на рис. 2.9.

Будем считать, что выходными параметрами, характеризующими техническое состояние всего редуктора, являются величины температур трех основных подшипников редуктора T_1 , T_2 , T_3 . Смазка редуктора (в том числе и подшипников) осуществляется маслом, циркуляция которого обеспечивается шестеренчатым насосом, который имеет нагнетающую (НС) и откачивающую (ОС) секции и создает в напорной магистрали дав-

ление P_H . Стабилизацию температуры масла в баке T_B обеспечивают прокачкой масла через радиатор. Расход масла через радиатор зависит от положения перепускного клапана. Если клапан закрыт (обозначим это событие K_3), то все масло при откачке проходит через радиатор и температура масла в баке падает. Если клапан открыт (обозначим это событие K_0), то происходит увеличение температуры масла в баке. Кроме температуры масла будем контролировать и его уровень в баке Y_B .

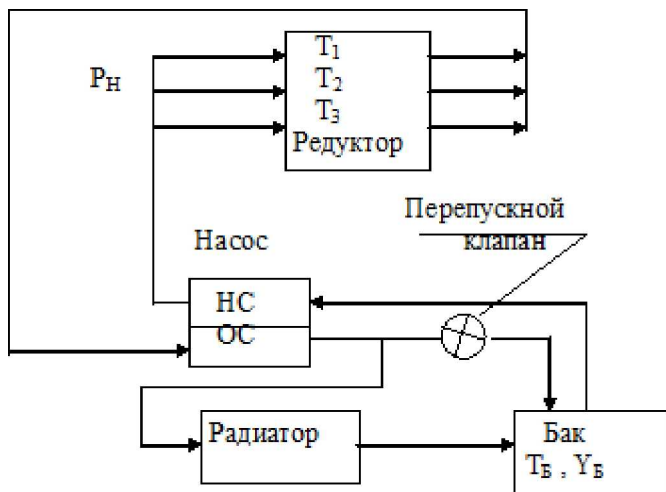


Рис. 2.9. Схема системы смазки редуктора

Для определения вершин графа составим список недопустимых событий для данной системы:

1. Превышение температуры подшипников предельно допустимого значения H , то есть $T_1 > H$; $T_2 > H$; $T_3 > H$.

2. Давление масла в нагнетающей магистрали ниже нормы H_1 , то есть $P_H < H_1$.

3. Уровень масла в баке ниже минимально допустимого H_2 , то есть $Y_B < H_2$.

4. Температура масла в баке выше максимально допустимой H_3 , то есть $T_B > H_3$.

5. Температура масла в баке ниже минимально допустимой H_4 , то есть $T_B < H_4$.

6. Перепускной клапан постоянно закрыт, то есть имеется событие K_3 .

7. Перепускной клапан постоянно открыт, то есть имеется событие K_0 .

Перечисленные события определяют вершины графа. Для установления причинно-следственных связей между этими событиями проведем анализ физики функционирования системы смазки по имеющейся схеме (рис.2.9).

Определим эти связи из следующих соображений. Превышение T_1 , T_2 или T_3 предельно допустимого значения приводит к отказу редуктора. То есть эти события должны быть заключительными в цепочке причин и следствий (рис.2.10).

Появление повышенной температуры подшипников может произойти по следующим причинам: во-первых, из-за повышения температуры масла в баке (событие $T_B > H_3$); во-вторых, из-за падения давления в нагнетающей магистрали (событие $P_H < H_1$). В свою очередь, повышенная температура масла в баке может появиться, если перепускной клапан постоянно открыт (произошло событие K_0), то есть масло не охлаждается в радиаторе.

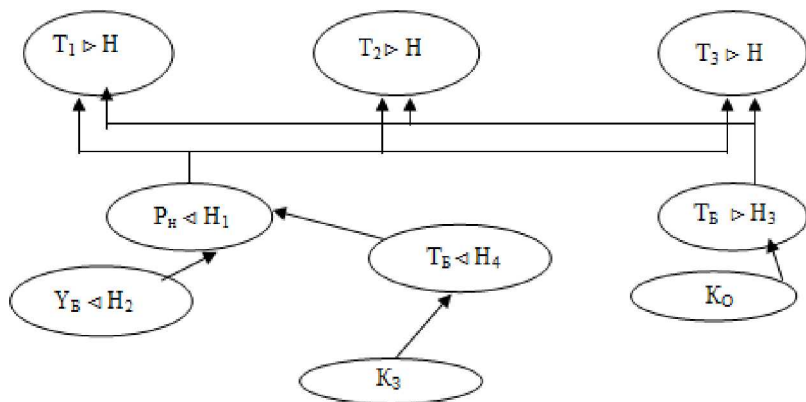


Рис.2.10. Цепочка причинно-следственных связей между неисправностями системы смазки редуктора

Пониженное давление в напорной магистрали может быть обусловлено двумя причинами: во-первых, если уровень масла в баке ниже нормы (событие $Y_B < H_2$); во-вторых, если масло очень холодное (событие $T_B < H_4$).

Низкая температура масла в баке появится в том случае, если перепускной клапан будет постоянно закрыт (т.е. произошло событие K_3).

Если цепочку причинно-следственных связей, изображенную на рис.2.10, перевернуть, то мы получим граф, у которого в корневых (начальных) вершинах будут помещены события $Y_B < H_2$, K_3 и K_0 , а в висячих вершинах будут помещены события $T_1 > H$, $T_2 > H$ и $T_3 > H$. Этот граф (рис.2.11) позволяет составить таблицу состояний, приняв за неисправности все перечисленные выше недопустимые события.

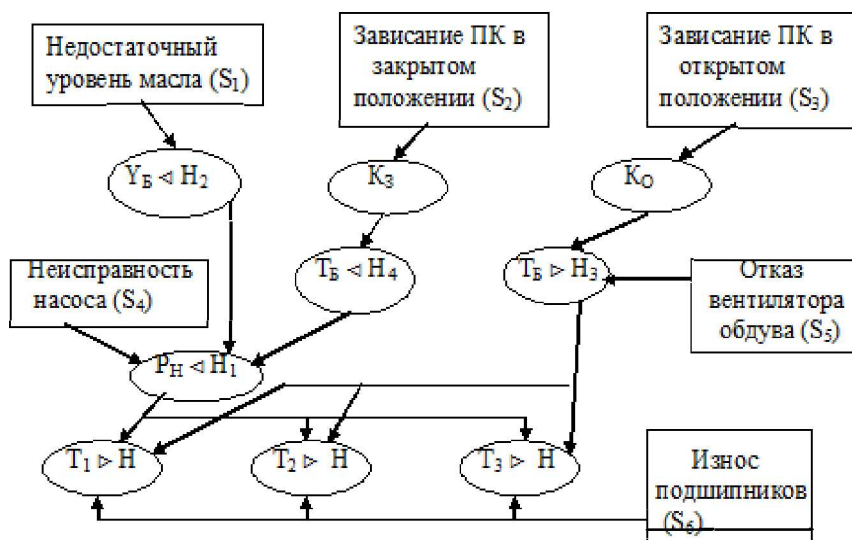


Рис. 2.11. Граф причинно-следственных связей для системы смазки

При таком подходе для этой системы мы определим одно исправное состояние (когда отсутствуют все перечисленные в списке недопустимые события) и девять неисправных состояний (когда происходит только одно из перечисленных в списке недопустимых событий).

Под элементарными проверками будем подразумевать оценку появления или не появления указанных в списке событий. Причем, если проверка показывает, что для данного технического состояния проявляется недопустимое событие, то результат проверки принимается равным нулю. И наоборот, если в ходе проверки обнаруживается, что для данного технического состояния проявляется допустимое событие, то результат проверки принимается равным единице. Если теперь при заполнении таблицы в столбец с проверками записывать не события из представленного выше списка, а противоположные им (то есть допустимые события), то полученная таблица будет иметь такой же вид, как и для функциональных моделей. Действительно, для исправного состояния будут наблюдаться только события, противоположные событиям списка, а в соответствующем столбце следует записать единицы. Для отличия допустимых событий от событий, указанных в списке, будем помечать их чертой сверху. Например, $\overline{T_1} > \overline{H}$ – температура первого подшипника находится в норме.

С учетом всего сказанного таблица состояний будет содержать десять столбцов и девять строк. Для уменьшения размерности таблицы состояния следует определить список только тех неисправностей, которые мы желаем обнаружить. Например, из статистики неисправностей системы смазки, известно, что в эксплуатации встречаются следующие технические состояния и неисправности:

- S_0 – исправное состояние ;
- S_1 – недостаточен уровень масла в баке ;
- S_2 – перепускной клапан завис в закрытом состоянии ;
- S_3 – перепускной клапан завис в открытом состоянии ;
- S_4 – отказ насоса ;
- S_5 – отказ вентилятора обдува радиатора ;
- S_6 – износ подшипников.

Эти неисправности следует связать с событиями из представленного списка недопустимых событий и наложить их на граф причинно-следственных связей. На рис.2.11 показано, на какие из событий оказывают влияние эксплуатационные неисправности. Пользуясь этим рисунком, составим таблицу состояний (табл.2.5), в которую включим только технические состояния, определенные представленным списком неисправностей.

В полученной таблице состояния S_i ($i = 0, 1, \dots, 6$) соответствуют состояниям, указанным в списке неисправностей, полученном из опыта эксплуатации. Проверки $\overline{T_1 \triangleright H}$, $\overline{T_2 \triangleright H}$, $\overline{T_3 \triangleright H}$ означают проверку температуры подшипников на предмет не превышения ее предельных значений. Проверка $\overline{P_H \triangleleft H_1}$ – это измерение давления в нагнетающей магистрали. Проверки $\overline{T_B \triangleleft H_4}$, $\overline{T_B \triangleright H_3}$, $\overline{Y_B \triangleleft H_2}$ – это соответственно измерение температуры и уровня масла в баке.

Из анализа табл. 2.5 следует, что измерение температур T_1 , T_2 и T_3 дает одинаковую информацию о состоянии масляной системы. Также одинаковую информацию дают проверки событий $\overline{K_3}$ и $\overline{T_B \triangleleft H_4}$. Таким образом, полученная таблица является избыточной. В работе [6] рассмотрены вопросы оптимизации количества проверок и в этом учебнике мы их касаться не будем.

Таблица 2. 5 – Таблица состояний для системы смазки

$\pi \setminus S$	S_0	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6
$\overline{Y_B \triangleleft H_2}$	1	0	1	1	1	1	1
$\overline{K_3}$	1	1	0	1	1	1	1
$\overline{K_0}$	1	1	1	0	1	1	1
$\overline{T_B \triangleleft H_4}$	1	1	0	1	1	1	1
$\overline{T_B \triangleright H_3}$	1	1	1	0	1	0	1
$\overline{P_H \triangleleft H_1}$	1	0	0	1	0	1	1
$\overline{T_1 \triangleright H}$	1	0	0	0	0	0	0
$\overline{T_2 \triangleright H}$	1	0	0	0	0	0	0
$\overline{T_3 \triangleright H}$	1	0	0	0	0	0	0

Пример использования функциональной модели и модели на основе графа причинно-следственных связей для решения задач диагностики по вибрационным параметрам приведен в работах [42] (рис.2.12).

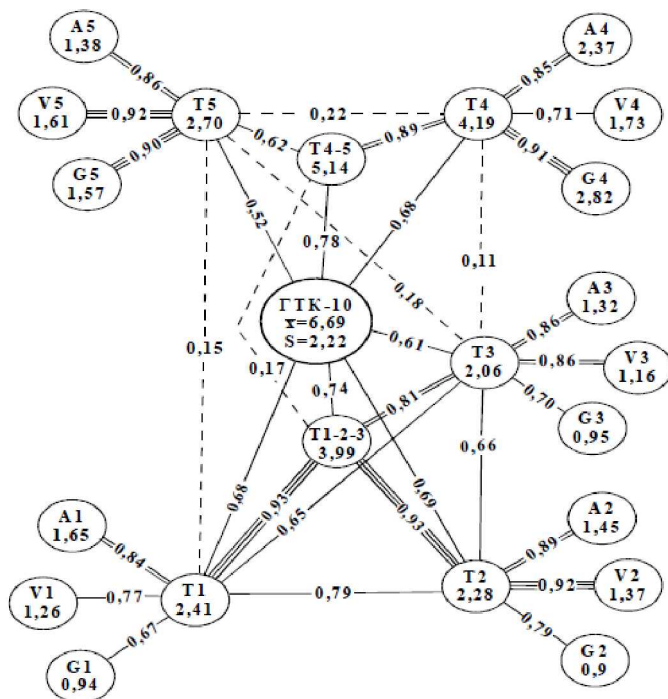


Рис. 2.12. Граф взаимосвязей составляющих вибрации корпусов
ГПА типа ГТК-10-4

Из этих примеров следует, что эти модели могут использоваться для решения задач вибродиагностики, но они универсальными с точки зрения описания вибрационного поведения механизмов.

Контрольные вопросы к разделу 2.3

1. Что такое граф причинно-следственных связей?
2. Какие преимущества имеет граф причинно-следственных связей перед функциональной моделью?
3. Изложить последовательность построения графа причинно-следственных связей на примере системы смазки редуктора.
4. Почему при составлении таблицы состояний в качестве проверок необходимо использовать противоположные недопустимым события?

2.4 Аналитические модели на основе алгебраических уравнений

Если связь между входным возмущением, внутренними параметрами объекта диагностирования и выходными диагностическими параметрами представлена в виде алгебраического уравнения или системы алгебраических уравнений, то мы имеем аналитическую модель алгебраического вида. В зависимости от физического характера объекта диагностирования алгебраические уравнения могут быть линейными или нелинейными. В простейшем случае при описании объекта диагностики подобными моделями задается система линейных алгебраических уравнений, в которых количество уравнений равно числу неизвестных параметров технического состояния или числу диагнозов (то есть числу выбранных для диагноза технических состояний).

Рассмотрим случай представления моделей в виде системы линейных алгебраических уравнений. В общем виде

$$[A] \cdot [X] + [B] \cdot [Z] + [C] \cdot [Y] = 0. \quad (2.6)$$

В этом уравнении X , Z , Y соответственно вектор входных возмущений, действующих на объект, вектор внутренних параметров объекта, вектор выходных диагностических параметров. Матрицы A , B , C являются матрицами коэффициентов уравнения.

При проведении диагностирования, как правило, располагают значениями диагностических параметров (т.е. известен вектор $[Y]$), по которым необходимо определить значения входных или внутренних параметров (т.е. определить векторы $[X]$ или $[Z]$). С точки зрения математического решения задачи диагностики между векторами входных параметров $[X]$ и вектором внутренних параметров $[Z]$ нет различий. Поэтому векторы $[X]$ и $[Z]$ можно объединить в общий вектор $[R]$, который называется вектором влияющих факторов, и тогда уравнение (2.6) примет вид

$$[Y] = [D] \cdot [R]. \quad (2.7)$$

Вектор $[Y]$ с компонентами y_i называют еще вектором отклика системы на вектор возмущающих факторов $[R]$ с компонентами r_j .

Большинство линейных моделей, приведенных к окончательному виду, разрешены относительно выходных диагностических параметров

(откликов) и описываются системой уравнений вида (2.7). Каждое отдельное уравнение в этой системе представляет собой зависимость одного отклика от нескольких влияющих факторов.

В большинстве случаев для задач диагностики имеют значение не абсолютные величины параметров, а отклонение этих параметров от нормы. Поэтому, с учетом линейности системы уравнений, заданных выражением (2.7), его предпочтительнее переписать в виде

$$[\Delta Y] = [D] \cdot [\Delta R], \quad (2.8)$$

где $[\Delta Y]$ – вектор отклонений диагностических параметров (откликов);

$[\Delta R]$ – вектор отклонений влияющих факторов.

Линейность модели позволяет представить отклонения в относительном виде, что является особенно удобным :

$$[\delta Y] = [D] \cdot [\delta R]. \quad (2.9)$$

Вектор $[\delta Y]$ есть вектор относительных отклонений откликов (диагностических параметров), который задается своими компонентами δy_i . Вектор $[\delta R]$ есть вектор относительных отклонений влияющих факторов, который задается своими компонентами δr_j .

Матрица $[D]$ называется матрицей коэффициентов влияния. Каждая строка такой матрицы содержит коэффициенты, которые показывают во сколько раз (на сколько %) изменится данный отклик (выходной диагностический параметр) при изменении одного из возмущающих факторов на 1%.

Матрицу $[D]$ удобно представлять в табличном виде. Такая таблица называется таблицей коэффициентов влияния и выглядит следующим образом. В заголовках столбцов указываются относительные отклонения влияющих факторов δr_j . В заголовках строк указываются относительные отклонения откликов (диагностических параметров) δy_i . В клетке, лежащей на пересечении i -й строки и j -го столбца, записывается соответствующий коэффициент влияния d_{ij} , который показывает на сколько процентов изменится i -й отклик при изменении j -го влияющего фактора. Такая таблица (табл. 2.6) похожа на таблицу состояния, однако в этой таблице размешены не нули или единицы, а коэффициенты влияния.

Таблица 2.6 – Общий вид таблицы коэффициентов влияния

$\delta y_i \setminus \delta r_j$	δr_1		δr_j		δr_m
δy_1	d_{11}		d_{1j}		d_{1m}
δy_2	d_{21}		d_{2j}		d_{2m}
δy_i	d_{i1}		d_{ij}		d_{im}
δy_n	d_{n1}		d_{nj}		d_{nm}

Использование таблицы коэффициентов влияния уже позволяет решать задачи определения технического состояния. Например, зная изменение откликов, оценить изменение влияющих факторов, которые непосредственно связаны с параметрами технического состояния.

Отметим, что на практике диагностические задачи чаще всего формулируются следующим образом: по известным измеренным значениям диагностических параметров (откликов) y_i определить техническое состояние (поставить диагноз). Если считать, что влияющий фактор r_j определяет какую-либо неисправность, а все отклики (диагностические параметры) могут быть измерены, то предыдущее выражение (2.9) может быть представлено в виде, позволяющем напрямую решать сформулированную выше задачу:

$$[\delta R] = [D]^{-1}[\delta Y]. \quad (2.10)$$

Матрица $[D]^{-1}$ является обратной для матрицы коэффициентов влияния $[D]$ и называется диагностической [26]. Диагностическую матрицу также можно представить в виде таблицы, где заголовками столбцов являются отклонения измеряемых параметров δy_i , а заголовками строк – диагнозы технического состояния, определенные отклонениями влияющих факторов δr_j . Данная таблица также похожа на таблицу состояний и ее можно использовать для решения задач диагностики.

Отметим также, что в этом классе моделей могут использоваться алгебраические выражения, в которых несколько откликов связаны с не-

сколькими факторами и они не разрешены относительно откликов, например следующего вида:

$$[C][\delta Y] = [A][\delta R],$$

где $[C]$ и $[A]$ – матрицы коэффициентов влияния соответственно для откликов и для влияющих факторов. Эту систему уравнений можно решать путем последовательной подстановки или в матричном виде:

$$[\delta Y] = [C]^{-1}[A][\delta R].$$

Сделав подстановку $[D] = [C]^{-1}[A]$, получим выражение, соответствующее формуле (2.24). Таким образом, соответствующими преобразованиями и в этом случае можно получить искомую матрицу коэффициентов влияния или диагностическую матрицу.

Мы рассмотрели случай представления модели в виде системы линейных алгебраических уравнений. Однако модель может быть представлена в виде системы нелинейных алгебраических уравнений. Если первоначальные алгебраические уравнения, описывающие объект, представлены в нелинейном виде, необходимо произвести их линеаризацию. Линеаризацию проводят в зависимости от вида нелинейности функции [26]. Имеющийся опыт показывает, что если объект диагностики описывается моделью в виде системы алгебраических уравнений, в любой ситуации можно перейти к системе линейных алгебраических уравнений, выраженных относительно каждого параметра или отклика. Путем соответствующих преобразований определить (получить) матрицу (таблицу) коэффициентов влияния или диагностическую матрицу (таблицу).

Наиболее ярким примером использования подобного класса моделей являются модели, которые созданы для диагностирования проточной части авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и их систем регулирования по термогазодинамическим параметрам [15, 26, 27, 28].

Необходимо отметить, что при спектральном описании вибрационных процессов, математическая модель, связывающая параметры состояния и вибрационные параметры, также является аналитической на основе алгебраических уравнений.

Контрольные вопросы к разделу 2.4

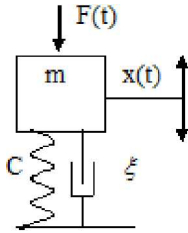
1. Как перейти от модели в виде линейного алгебраического уравнения с абсолютными значениями диагностических параметров к модели в относительных отклонениях?
2. Что такое коэффициенты влияния? Объясните их физический смысл.
3. Что такое таблица коэффициентов влияния, что такое диагностическая матрица?
4. Зачем проводится линеаризация нелинейных алгебраических уравнений?

2.5 Аналитические модели в виде дифференциальных уравнений

Наиболее часто аналитические модели в виде дифференциальных уравнений применяются в вибрационной диагностике. Это связано с тем, что вибрация (упругие механические колебания) механизмов – это их реакция на действие приложенных возмущающих сил, а основным математическим аппаратом для анализа вибрации (упругих механических колебаний) технических устройств является аппарат дифференциальных уравнений [21, 22, 23, 24].

Вибрационное (колебательное) поведение технических систем описывается дифференциальным уравнением (системой уравнений), у которого (как правило) в правой части находится аналитическое выражение, определяющее зависимость возмущающих сил от времени. 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 виброакустических 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 одномассовой колебательной системы (рис.2.13).



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

Рис. 2.13. Простейшая одномассовая колебательная система

Колебания центра масс этой системы описываются следующим дифференциальным уравнением:

$$m \cdot x''(t) + h \cdot x'(t) + C \cdot x(t) = F(t). \quad (2.11)$$

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

$$x(t) = x_{CB}(t) + x_B(t) \quad (2.11a)$$

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

Для того чтобы в ходе решения уравнения (2.9) получить конкретные аналитические зависимости от времени свободных и вынужденных колебаний, необходимо определить в конкретном аналитическом виде зависимость от времени возмущающей силы [21]. 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 (2.9) можно переписать в виде

$$m \cdot x''(t) + h \cdot x'(t) + C \cdot x(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t). \quad (2.12)$$

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

$$x_{CB}(t) = \frac{F_0}{C} \cdot \ell^{-\frac{h}{2 \cdot m} \cdot t} \cdot \sin(\omega_1 t), \quad (2.13)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 + \frac{h^2}{m^2}}$ – частота свободных колебаний;

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

Необходимо отметить, что в реальных системах $m \gg h$, 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. 2.13) 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 (2.11) 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

$$x_B(t) = X_0 \sin(\omega t), \quad (2.14)$$

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 :

$$X_0 = F_0 \beta \quad (2.15)$$

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

$$\beta = \frac{1}{m \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 \cdot \frac{h^2}{m^2} \cdot \omega^2}}. \quad (2.16)$$

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 (2.16), 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.

Рассмотрим в качестве примера, как изменятся вибрационные характеристики стержня или пластины, которыми можно смоделировать вал или лопатку, при появлении трещины [25]. Представим себе балку на шарнирных опорах или с защемленным концом, у которой появилась трещина (рис. 2.14).



Рис.2.14. Схема балки с трещиной

Будем считать, что балка совершает колебания по первой (определяющей) форме, которая на рисунке изображена пунктирной линией. При колебаниях «берега» трещины будут то сжиматься (при сжатии), то разжиматься (при растяжении). Очевидно, что при сжатии материал ведет себя как сплошной. При растяжении, поскольку «берега» трещины раскрываются, жесткость балки уменьшается, так как трещина не работает на растяжение. Таким образом, изделие с трещиной имеет различные жесткости в направлениях сжатия и растяжения. Ранее отмечалось, что жесткость определяет динамические свойства (собственную частоту) системы. Следовательно, у изделия с трещиной изменится собственная частота системы, поскольку она определяется соотношением жесткости и массы (см. формулу 2.13).

Так как мы рассматриваем колебания балки по первой (определяющей) форме колебаний, то смоделируем ее одномассовой системой с соответствующими параметрами (собственная частота системы должна быть равна собственной частоте исследуемой балки). Для упрощения рассмотрения не будем учитывать демпфирование в системе. Одномассовая система, моделирующая балку без трещины при принятых допущениях, представлена на рис.2.15. Свободные колебания этой системы описываются дифференциальным уравнением следующего вида: $m\ddot{x} + Cx = 0$, которое преобразуется в выражение

$$\ddot{x} + \frac{C}{m} \cdot x = 0, \quad (2.17)$$

$$\ddot{x} + \omega_0^2 \cdot x = 0,$$

где $\omega_0 = \sqrt{C/m}$ - собственная частота системы.

Рис.2.15

Определим начальные условия для момента времени $t = 0$. Будем считать, что для начального момента времени координата центра тяжести массы равна нулю ($x=0$), а его скорость имеет конечное значение V_0 ($x' = V_0$). Уравнение свободных колебаний без демпфирования при наличии в начальный момент скорости определяется следующим уравнением:

$$x(t) = \frac{V_0}{\omega_0} \cdot \sin(\omega_0 t). \quad (2.18)$$

Из этого уравнения следует, что при отсутствии трещины свободные колебания совершаются с частотой, равной собственной частоте системы.

Изменим систему, изображенную на рис.2.15, таким образом, чтобы она отражала изменение динамических характеристик при появлении трещины. Наличие трещины учтем добавочной пружиной $C_{\text{доб}}$ (рис.2.16). $C_{\text{доб}}$ – жесткость, которая учитывается только при сжатии (при $x < 0$).

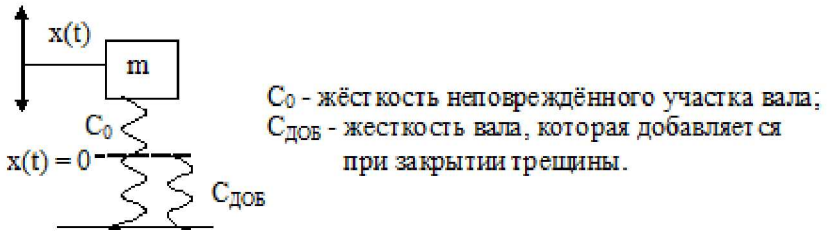


Рис. 2.18. Схема системы, имитирующей трещину

Жёсткость C_0 работает и на растяжение, и на сжатие. Она моделирует жесткость неповреждённого участка вала. В первом приближении можно считать, что отношение добавочной жесткости к основной жесткости равно отношению длины трещины l_{TR} к характерному размеру изделия (например, лопатки) $l_{ЛОП}$ в направлении трещины: $\frac{C_{\text{доб}}}{C_0} \approx \frac{l_{TR}}{l_{ЛОП}}$.

Следовательно, в реальной ситуации $C_{\text{доб}} \ll C_0$. Введем следующие

обозначения $\omega_{OCH} = \sqrt{\frac{C_0}{m}}$; $\omega_{ДОБ} = \sqrt{\frac{C_{ДОБ}}{m}}$; $C = C_0 + C_{ДОБ}$;
 $\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}$. В силу $C_{ДОБ} \ll C_0$ имеем $\omega \approx \omega_{OCH}$.

С учетом принятых обозначений и допущений свободные колебания системы, изображенной на рис.2.16, будут описываться следующими уравнениями

$$\begin{cases} x'' + \omega_{OCH}^2 \cdot x = 0 & \text{при } x \geq 0; \\ x'' + \omega^2 \cdot x = 0 & \text{при } x \leq 0. \end{cases} \quad (2.19)$$

При задании начальных условий $t = 0$; $x = 0$; $x' = V_0$ можно получить решение этих уравнений. Решение будет периодической функцией с периодом $T \approx \pi/\omega$. Время будет изменяться в интервале от $-\pi/\omega$ до π/ω_{OCH} . Решение дифференциальных уравнений (2.19) в указанном временном интервале будет иметь следующий вид:

$$\begin{cases} x(t) = \frac{V_0}{\omega_{OCH}} \cdot \sin(\omega_{OCH} \cdot t) & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{\pi}{\omega_{OCH}} , \\ x(t) = \frac{V_0}{\omega} \cdot \sin(\omega \cdot t) & \text{при } -\frac{\pi}{\omega} \leq t \leq 0 . \end{cases} \quad (2.20)$$

Функция, заданная уравнениями (2.20), несимметрична относительно начала координат. Справа и слева от начала координат несколько отличаются амплитуды и частоты колебаний. Применим к функции $x(t)$ разложение в ряд Фурье, что позволит представить ее в виде суммы отдельных гармонических составляющих:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} [a_i \cdot \cos(i\omega_0 t) + b_i \cdot \sin(i\omega_0 t)],$$

где $\omega_0 = \frac{2 \cdot \omega_{OCH} \cdot \omega}{\omega_{OCH} + \omega}$, а коэффициенты ряда Фурье a_i и b_i определяются известными соотношениями

$$a_i = \frac{2}{T} \cdot \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega_{\text{осн}}} x(t) \cdot \cos(i\omega_0 t) \cdot dt ,$$

$$b_i = \frac{2}{T} \cdot \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega_{\text{осн}}} x(t) \cdot \sin(i\omega_0 t) \cdot dt .$$

Из анализа последних трех выражений следует, что свободные колебания системы, изображенной на рис. 2.16, не являются гармоническими и содержат несколько составляющих. Например, для значения $i = 1$ будем иметь $a_1 = 0$ $b_1 = V_0 / \omega$. Для значения $i = 2$ соответственно получим следующие значения:

$$a_2 = 0; \quad b_2 = \frac{1}{3} \cdot V_0 \cdot \frac{\omega_{\text{ДОБ}}^2}{\omega^3} .$$

Отсюда отношение амплитуд второй и первой гармонических составляющих будет выражаться следующим уравнением:

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\omega_{\text{ДОБ}}^2}{\omega^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{C_{\text{ДОБ}}}{C} = \frac{1}{3} \cdot \frac{l_{\text{ТР}}}{l_{\text{ЛОП}}} .$$

Обобщая полученные результаты, можно сделать следующие выводы:

1. При появлении трещины свободные колебания системы становятся негармоническими, в сигнале присутствуют высшие гармоники, в частности, вторая гармоника.

2. Отношение амплитуды второй (верхней) гармоники к амплитуде первой (основной) гармоники равно 1/3 отношения размера трещины к характерному размеру изделия.

3. Основная частота свободных колебаний изделия с трещиной меньше частоты свободных колебаний изделия без трещины, поскольку $\omega_0 < \omega_{\text{осн}}$.

В заключение следует отметить, что аналитические модели в виде дифференциальных уравнений применяются не только в вибрационной диагностике. Они используются также, например, в методах диагностирования по температурным полям.

Кроме дифференциальных уравнений аналитические модели могут быть представлены алгебраическими уравнениями [15, 26, 27, 28].

Контрольные вопросы к разделу 2.5

1. На какие характеристики влияют неисправности, которые можно выявить по изменению вибрации?
2. Какие неисправности можно выявить на основе анализа свободных колебаний и на основе анализа вынужденных колебаний? Объяснить на примере системы с одной степенью свободы.
3. Смоделируйте балку с трещиной в виде системы с одной степенью свободы. Запишите дифференциальное уравнение колебаний этой системы.
4. Опишите ход решения дифференциального уравнения колебаний одномассовой системы, имитирующей балку с трещиной.
5. Какие характеристики вибрации балки изменятся при появлении в ней трещины?

3. ХАРАКТЕРИСТИКИ И МЕТОДЫ АНАЛИЗА ВИБРАЦИИ

3.1. Характеристики вибрации

В соответствии с классификацией, предложенной в работе [43], 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 [21, 22, 23, 24, 25, 43 и др.]. Однако, прежде чем переходить к изучению этого сложного колебательного процесса, напомним основные понятия о простейших колебаниях, и в первую очередь о механических колебаниях – 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 определяются 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.

Важнейшим признаком классификации систем является число степеней свободы системы. Под числом степеней свободы системы понимают количество независимых параметров, однозначно определяющих положение всех точек системы в пространстве. Различают 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 производных.

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 параметры 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 поч-

ти периодические и переходные процессы. Негармонические периодические и почти периодические процессы образуют группу полигармонических процессов.

Классификация детерминированных процессов изображена схематически на рис. 3.1. 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.



Рис. 3.1. 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. 3.2):

$$x(t) = A \sin(\omega t + \varphi) = A \cos(\omega t + \psi) \quad (3.1)$$

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

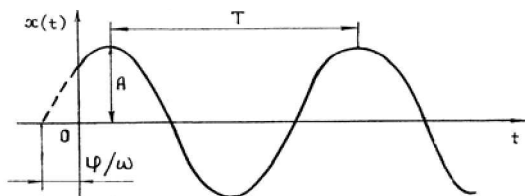


Рис. 3.2. Гармонические колебания

Параметр A 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 $T = \frac{2\pi}{\omega}$, 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

$$\omega = 2\pi \frac{1}{T} = \frac{2\pi}{T} \quad (3.2)$$

Она также измеряется в с^{-1} . Эта частота равна числу периодов колебаний, которые укладываются на отрезке времени продолжительностью 2π . Необходимо остерегаться смешения 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

$$V = \omega S; \quad W = \omega^2 S = \omega V \quad (3.3)$$

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/с²). Поскольку амплитуды виброперемещений ГТД имеют порядок долей мм, виброскоростей – десятков мм/с, а виброускорений – десятков м/с², то на практике используют следующие единицы измерения: для виброперемещений мм или микрометры (мкм), для виброскоростей мм/с, для виброускорений м/с². Для виброускорений используется также единица измерений $g = \frac{W}{9,8}$, то есть отношение вели-

чины 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:

$$L_S = 20 * \lg \frac{S}{S_{nor}}, \text{ дБ};$$

$$L_V = 20 * \lg \frac{V}{V_{nor}}, \text{ дБ};$$

$$L_W = 20 * \lg \frac{W}{W_{nor}}, \text{ дБ}.$$

В качестве пороговых значений $S_{nor}, V_{nor}, W_{nor}$ могут приниматься любые значения, однако чаще всего принимаются следующие значения:

$$S_{nor} = 8 * 10^{-12} \text{ м}, \quad V_{nor} = 5 * 10^{-8} \text{ м/с}, \quad W_{nor} = 3 * 10^{-4} \text{ м/с}^2.$$

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 :

$$x(t) = x(t \pm nT), \quad n=1,2,3\ldots \quad (3.4)$$

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 [44]. Смысл его заключается в том, что периодическая функция может быть представлена как множество синусоидальных кривых с гармонически связанными частотами:

$$x(t) = A_0 + \sum_{i=1}^{\infty} A_i \sin(i\omega_1 t + \varphi_i). \quad (3.5)$$

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 $i=1,2,3, \dots$, где T – период колебаний.

Амплитуды A_i и фазовые углы φ_i определяются по формулам [21].

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 (вибрационных) процессов обычно равно нулю.

Разложение Фурье позволяет полностью определить сложную периодическую функцию (3.5) 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 амплитуды. 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. 3.3 в качестве примера спектры различных периодических процессов, включая гармонический (рис. 3.3, а).

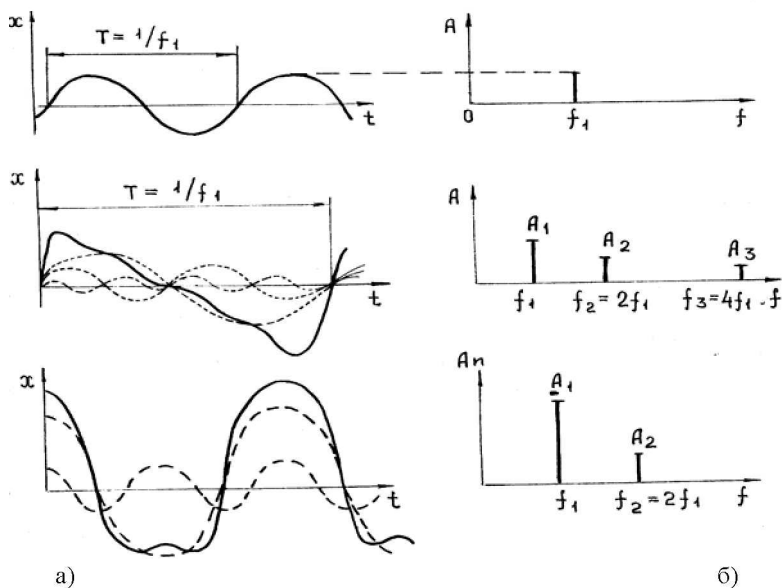


Рис. 3.3. Примеры периодических колебательных процессов и их частотные спектры: а – описание во временной, б – в спектральной форме

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

шения частот представляют собой иррациональные числа то процесс не будет периодическим.

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

$$x(t) = \sum_{i=1}^{\infty} A_n \sin(\omega_i t + \varphi_i), \quad (3.6)$$

где не все соотношения ω_m / ω_n представляют 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 $x_{\text{пик}}$, среднего абсолютного значения $X_{\text{ср. абс}}$ и среднеквадратичного значения. Пиковыми значениями колеблющейся величины на рассматриваемом отрезке $(0, T)$ называются абсолютные значения максимума и минимума этой величины на рассматриваемом отрезке $(0, T)$:

$$X_{\text{мик}+} = \left| t \in T x(t) \right|^{\max}; \quad X_{\text{мик}-} = \left| t \in T x(t) \right|^{\max} \quad (3.7)$$

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

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 среднев्यпрямленного значения

$$X_{\text{ср абс}} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \quad (3.8)$$

и среднее квадратичное (эффективное) значение

$$X_{\text{ср кв}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (3.9)$$

колеблющейся величины $x(t)$ на отрезке T . Характеристика $x_{\text{ср.кв.}}$ имеет особое значение, так как характеризует энергию колебательного процесса или его среднюю мощность. В приложениях особый интерес представляют средние квадраты $x_{\text{ср.кв.}}^2$, 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

$$x_{\text{ср.кв.}}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\infty} A_i^2 \quad (3.10)$$

Здесь принято $A_0=0$.

Для чисто гармонического процесса, заданного в виде (3.1), значения вышеприведенных характеристик составляют:

$$x_{\text{пик}} = A; \quad x_{\text{ср}} = 0 \quad x_{\text{ср.абс}} = \frac{2}{\pi} A; \quad x_{\text{ср.кв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} A$$

(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 средне-квадратичных 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:

$$x(t) = A(t) \sin[\omega_0 t + \varphi(t)], \quad (3.11)$$

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

Во временном представлении колебания (3.11) напоминают почти гармонические модулированные колебания (рис. 3.4), поэтому её называют квазигармонической.

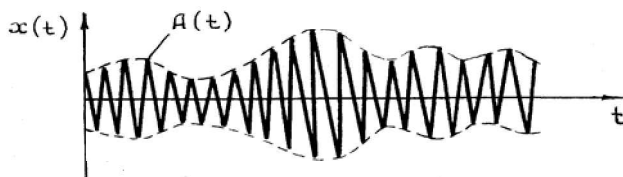


Рис. 3.4. Узкополосный колебательный процесс

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.3.5). В математической формулировке плотность вероятности $f(x)$ на некотором данном уровне мгновенных значений процесса x , определяется выражением:

$$f(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P[x \triangleleft x(t) \leq x + \Delta x]}{\Delta x} \quad (3.12)$$

где $P[x \triangleleft x(t) \leq x + \Delta x]$ – вероятность того, что значения $x(t)$ попадают в интервал от x до $x + \Delta x$.

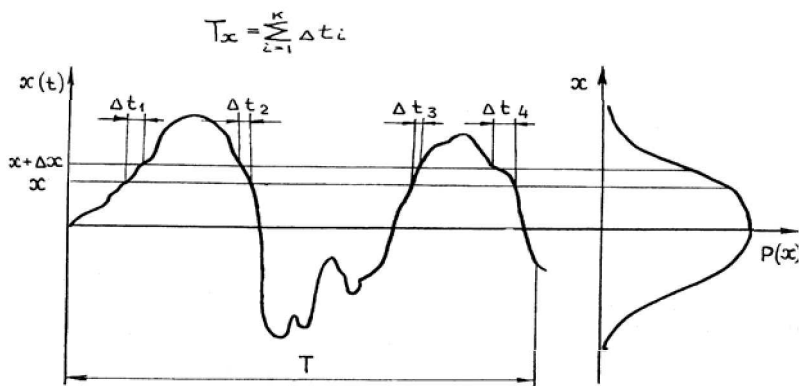


Рис. 3.5. К определению плотности вероятности распределения мгновенных значений колебательного процесса

Оценку величины $P[x \leq x(t) \leq x + \Delta x]$ для реализации на конечном времени T можно найти, вычисляя отношение суммарной продолжительности нахождения процесса в интервале $(x, x + \Delta x)$ за время наблюдения T ко времени T (см. рис. 3.5). При стремлении T к бесконечности это отношение все точнее описывает вероятность такого события.

Таким образом

$$P[x \leq x(t) \leq x + \Delta x] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{T_x}{T}. \quad (3.13)$$

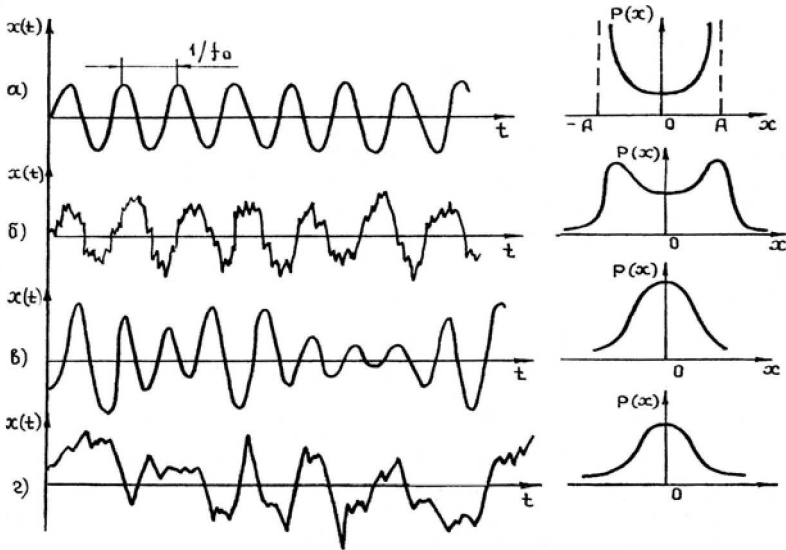


Рис. 3.6. Примеры колебательных процессов и их графики плотности распределений: а – гармонический процесс; б – сумма гармонического и случайного; в – узкополосный случайный процесс; г – широкополосный случайный процесс

С учетом выражений (3.12) и (3.13) можно утверждать, что отношение $\frac{T_x}{T}$ является экспериментальной оценкой плотности распределения значений колебательного (виброакустического) процесса.

В качестве примера на рис. 3.6 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 (3.8), (3.9) 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 (3.9)

$$x_{cp.kв}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt$$

будет характеризовать энергию или среднюю мощность случайного колебательного процесса.

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

$$x_{cp.kв}^2 \Delta f = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) \Delta f dt. \quad (3.13a)$$

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

$$G_x(f) \approx \frac{x_{cp.кв}^2 \Delta f}{\Delta f}. \quad (3.14)$$

Точное значение получим при стремлении Δf к нулю:

$$G_x(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{x_{cp.кв} \Delta f}{\Delta f} = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta f} \left[\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(f) \Delta f dt \right]. \quad (3.15)$$

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

На рис. 3.7 показаны типичные энергетические спектры функций времени, изображенных на рис. 3.6.

Дискретный энергетический спектр гармонического колебания (рис. 3.7, а) выражается формулой

$$G_x(f) = \frac{A^2}{2} \delta(f - f_0), \quad (3.16)$$

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. 3.7, г).

Энергетический спектр суммы гармонического колебания и широкополосного случайного процесса равен просто сумме спектров гармонического колебания и случайного процесса, как показано на рис. 3.7, б.

С другой стороны энергетический спектр узкополосного процесса (рис. 3.7, 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.

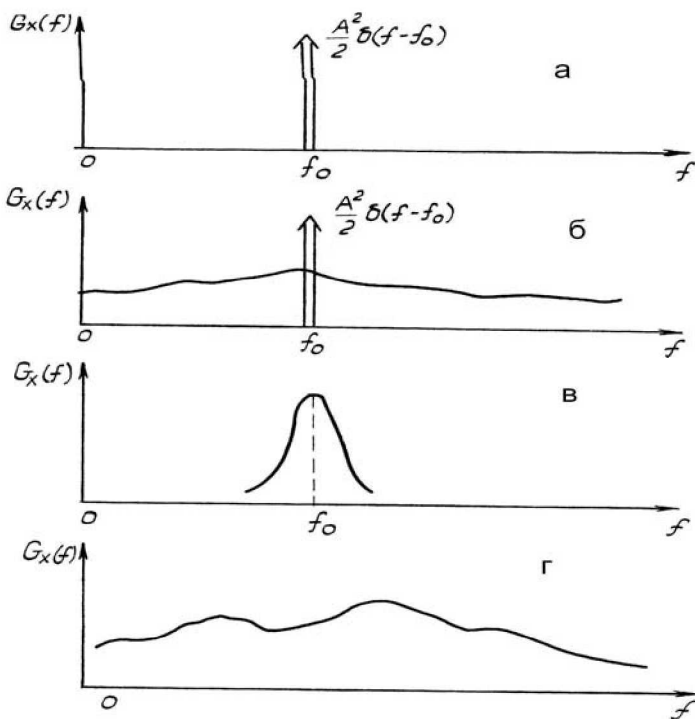


Рис. 3.7. Графики спектральных плотностей: а – гармонический процесс; б – сумма гармонического и случайного процессов; в – узкополосный случайный процесс; г – широкополосный случайный процесс

Контрольные вопросы к разделу 3.1

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?

3.2. 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. 3.8).

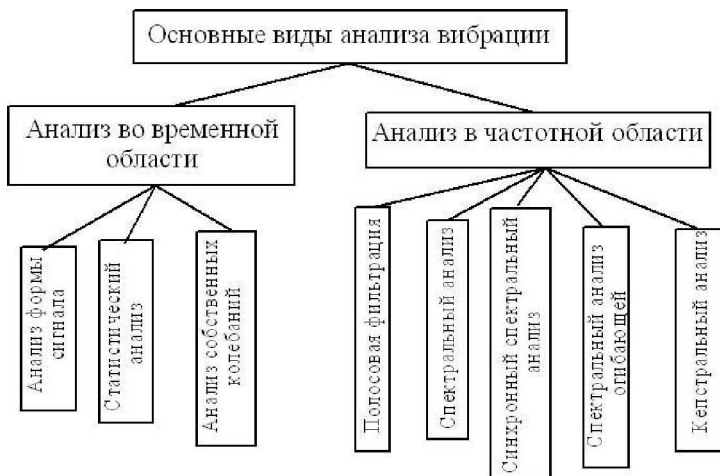


Рис. 3.8. Основные виды анализа вибрации

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.3.9). Однако, если из широкополосного вибрационного сигнала с помощью полосового частотного фильтра выделить информационный диапазон частот, то форма сигнала становится пригодной для обнаружения дефектного состояния. На рис. 3.10, взятого из [45], приведен пример изменения временно-го сигнала вибрации, после выделения информационного диапазона частот, для исправного и дефектного подшипника.

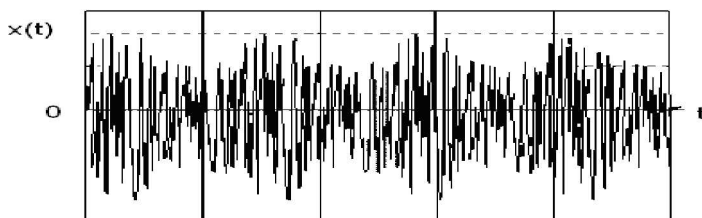


Рис. 3.9. Запись временного сигнала высокочастотной вибрации

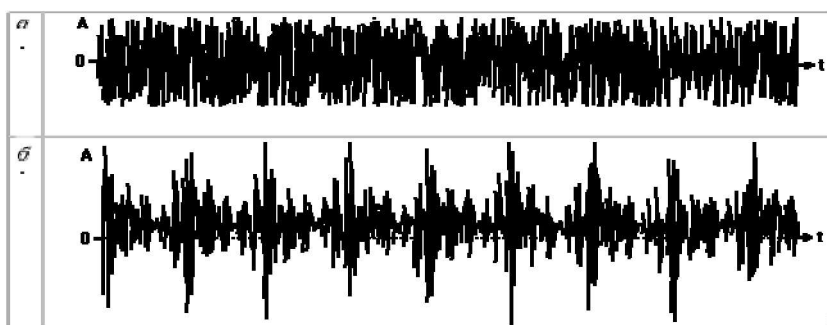


Рис. 3.10. Временные сигналы в информационном частотном диапазоне:
а) исправный подшипник; б) подшипник с раковинной

Считается, что информативность статистического анализа (анализа плотностей распределения) не велика. Одного как следует из предыдущего материала (рис.3.6), 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 [6].

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 обработке 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.3.11 изображен спектр вибрации трех роторного двигателя.

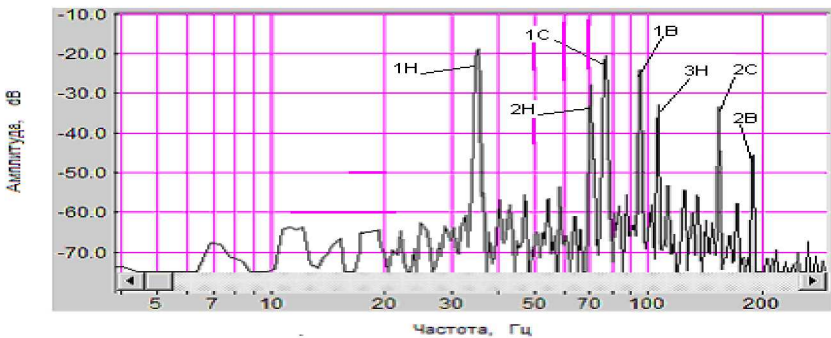


Рис. 3.11. Спектр роторной вибрации ГТД

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

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

Ротор высокого давления возбуждает составляющие с частотами $f_{1B} = 94 \text{ Гц}$, $f_{2B} = 188 \text{ Гц}$. 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 [45] 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 работы [45] показали, что в спектре огибающей появляются дискретные составляющие, частоты которых соответствуют характерной частот дефекта. Для наглядности приведем пример, представленный в работе [45] (рис. 3.12).

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 [46]. 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.

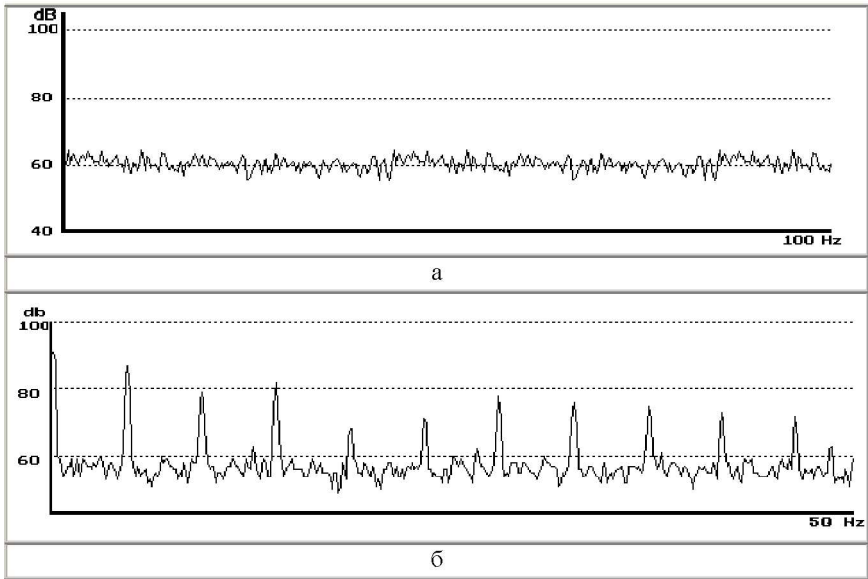


Рис. 3.12. Спектры огибающих сигналов высокочастотной вибрации, приведенных на рис. 3.10: а) подшипник без дефектов; б) подшипник с раковиной

Математически результатом вейвлет-преобразования сигнала $f(t) \in L^2(\mathbf{R})$ является двумерная функция, зависящая от конкретного значения b , который характеризует сдвиг по времени, и масштаба a , который несет информацию о частоте:

$$Wf(a, b) = \frac{1}{a} \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt \quad (a, b \in \mathbf{R}, a > 0) \quad (3.17)$$

Ключевым моментом является выбор функции $\psi(t)$, которая называется вейвлетом. В принципе вейвлетом может быть любая функция, быстро спадающая и стремящаяся к нулю с увеличением 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.3.13,а изображен сигнал во временной области. Видно, что он имеет разную частоту в различные моменты времени. На рис.3.13,б изображены вейвлеты с разной частотой и сдвигом по времени, с помощью которых производится обработка временного сигнала в соответствии с выражением (3.17).

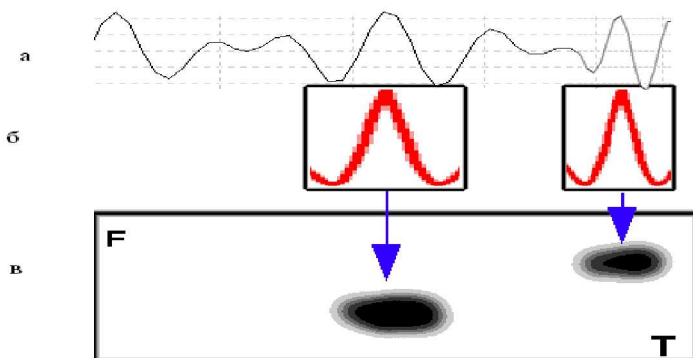


Рис. 3.13. Пояснение принципа вейвлет-преобразования:
а – временной сигнал; б – вейвлеты с разной частотой
и сдвигом по времени; в – модуль вейвлет-преобразования

На рис. 3.13,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-преобразования проиллюстрируем на следующем примере. На рис.3.14,а изображена временная реализация сигнала, состоящая из двух синусоид разной частоты. На графике вейвлет-преобразования (рис.3.14,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.

Если взять сечение модуля вейвлет-преобразования по времени, например, в момент времени 11 (рис.3.15,а), то увидим спектр сигнала в данный момент времени, где присутствуют ярко выраженные составляющие с частотными коэффициентами 0,10 и 0,15. В другом сечении, для момента времени 24 (рис.3.15,б), – эти составляющие несколько сместились – 0,11 и 0,13.

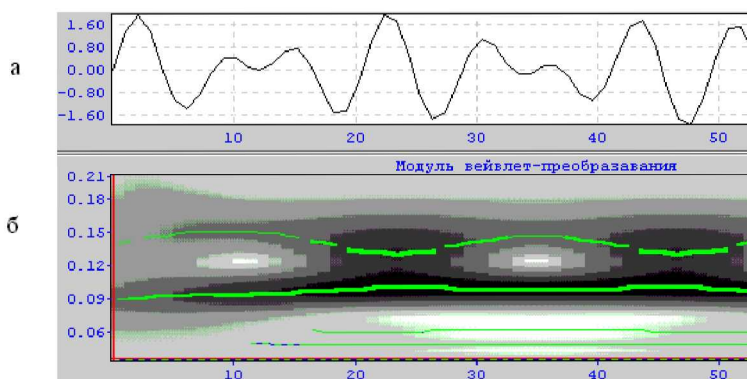


Рис. 3.14. Временное представление двухкомпонентного сигнала и его вейвлет-преобразование: а – временное представление двухкомпонентного сигнала; б – модуль вейвлет-преобразования двухкомпонентного сигнала

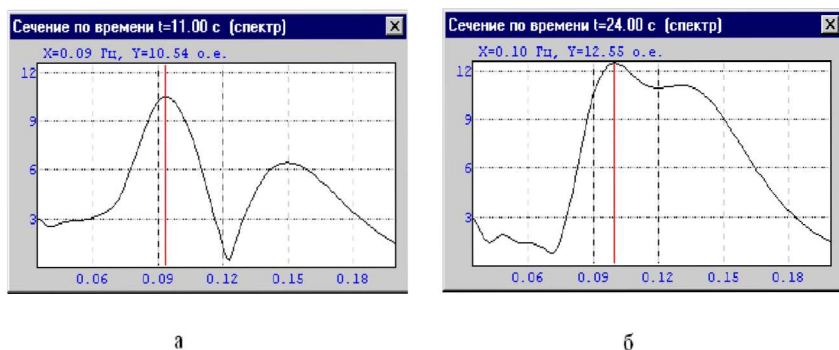


Рис. 3.15. Сечения модуля вейвлет-преобразования для различных моментов времени: а – сечение модуля вейвлет-преобразования для момента времени 11; б – сечение модуля вейвлет-преобразования для момента времени 24

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.

Сечение по частоте 0,09 (рис. 3.16,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.

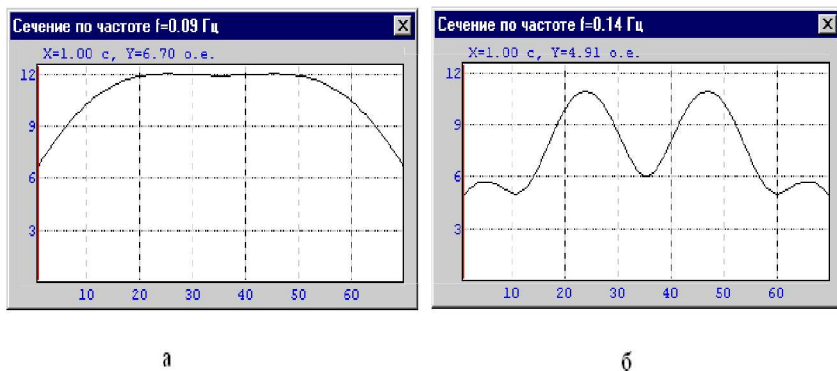


Рис. 3.16. Сечения модуля вейвлет-преобразование для различных частот: а – сечение модуля вейвлет-преобразование для частотного коэффициента 0,09; б – сечение модуля вейвлет-преобразование для частотного коэффициента 0,14

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 3.2

1. Какие виды анализа во временной области Вы знаете?
2. Какие виды анализа в частотной области Вы знаете?
3. Какие характеристики вибрации можно оценить при ее анализе во временной области?

4. Какую информацию можно получить при статистическом анализе вибрации?
5. Когда следует применять спектральный анализ вибрации?
6. Какую информацию можно получить при синхронном спектральном анализе вибрации?
7. Когда следует применять спектральный анализ огибающей?
8. Когда применяется кепстральный анализ?
9. Что такое вейвлет-преобразование?
10. Какую информацию можно получить при вейвлет-преобразовании вибрации?

4. 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 [43]. 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.

4.1. Авиационная техника как объект вибрационной диагностики

Как отмечалось в разделе 2.5, 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 [21, 22, 23, 24]. В левую часть этого уравнения (системы уравнений) помещены производные по времени перемещений точек механизма с ко-

эфициентами, характеризующими инерционные (массовые), упругие (жесткостные) и демпфирующие (рассеивающие) свойства этого механизма. Был рассмотрен простейший пример – вибрационное поведение одномассовой системы.

Реальные механизмы обладают ∞ числом собственных форм и частот колебаний, для их диагностирования по вибрационным параметрам на практике можно применить следующий приём [23]. 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. 4.1).

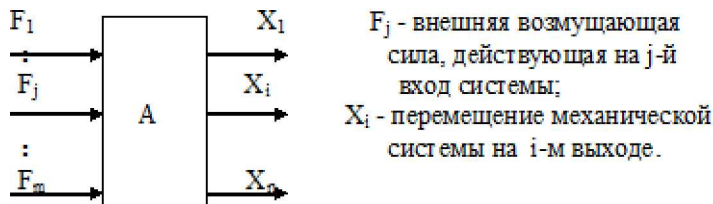


Рис. 4.1. Упрощенное представление диагностируемого объекта в виде многомерной колебательной системы

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

$$[M] \cdot [X''] + [H] \cdot [X'] + [C] \cdot [X] = [F] \quad (4.1)$$

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 $F(t) = \{F_1(t), \dots, F_m(t)\}$ и вектора вибрационных сигналов $X(t) = \{X_1(t), \dots, X_n(t)\}$ можно записать в операторном виде

$$X(t) = A F(t),$$

где A – оператор системы (диагностируемого объекта).

Вибрационный сигнал в одной из точек измерения, являющейся суперпозицией воздействия m возмущающих сил, можно выразить через интеграл Дюамеля [22]

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

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 3) $S_{Xi}(\omega)$ вибрации на i -м выходе определяется выражением

$$S_{Xi}(\omega) = \sum_{j=1}^m |H_{ij}(\omega)|^2 S_{Fj}(\omega), \quad (4.2)$$

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 (4.2) 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 4.1

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?

4.2. 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 [21, 23, 24, 25, 43, 47, 48].

Возникновение механического дисбаланса достаточно хорошо описано в литературе. Механический дисбаланс вращающегося 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)

$$P_M = d_{CT} \frac{\omega^2}{q},$$

где d_{CT} – 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 [23, 24, 43]

$$x(t) = \sum_{\kappa=1/m}^n A_{\kappa} \cos(\kappa \cdot \omega_p t) \quad (4.3)$$

где A_{κ} – амплитуда κ -й гармоники ротора; K – 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 равна частоте вращения ротора. Интенсивность высших гармоник для бездефектного агрегата убывает с увеличением K , а субгармонические колебания ($K < 1$) редко достигают существенного значения. Схематизированный спектр вибрации, возбуждаемой отдельным ротором, представлен на рис. 4.2.

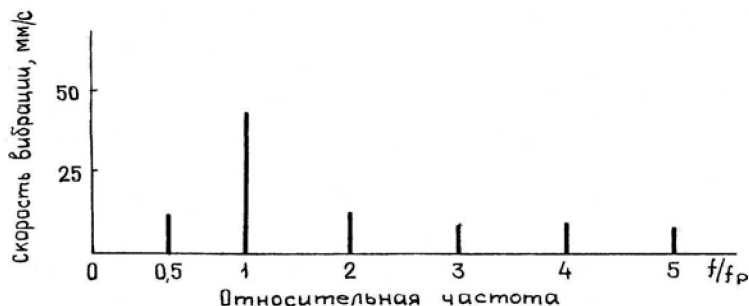


Рис. 4.2. Схематизированный спектр роторной вибрации

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 быть 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 (4.3). Суммарная вибрация является результатом наложения вибрации, возбуждаемой отдельными роторами.

Кроме массового дисбаланса, роторная вибрация может быть обусловлена наличием аэродинамического и теплового дисбалансов [25, 43, 47, 48].

Аэродинамический дисбаланс обусловлен различием в величине тяги (подъемной силы) диаметрально расположенных лопастей винта или вентилятора (рис.4.3).

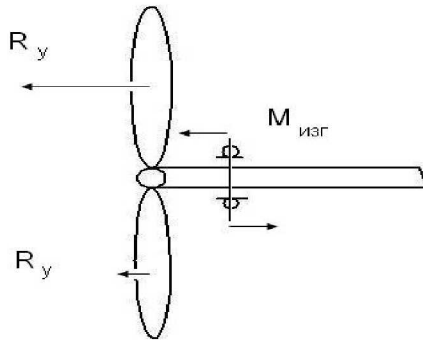


Рис. 4.3. К причинам образования аэродинамического дисбаланса

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. Тепловой 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 [49, 50]. 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 главе 7.

Контрольные вопросы к разделу 4.2

1. Укажите причины появления 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?

4.3. 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 [24, 51]. 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 [51] указывают на то, что основной причиной корпусной вибрации от лопаточных узлов является взаимодействие кромочных следов за рабочей решеткой с последующими статорными лопатками (рис. 4.4). При этом взаимодействии появляются переменные (импульсные) силы на статорных лопатках.

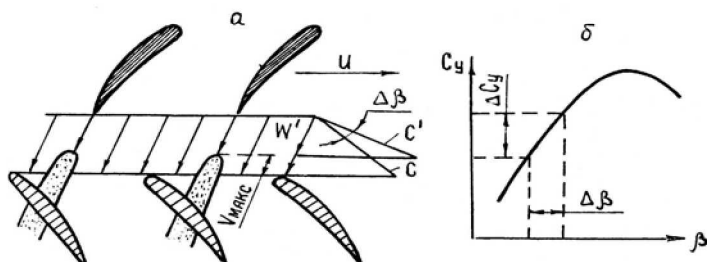


Рис. 4.4. Появление импульсов подъемной силы:
а – изменение скорости потока за рабочими лопатками;
б – изменение коэффициента подъемной силы

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

$$R = \frac{1}{2} C_y \rho c^2 \cdot b, \quad (4.4)$$

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. 4.4, а). Это вызывает изменение величины и направления абсолютной скорости C потока, обтекающего статорную лопатку. Считается, что изменение величины скорости C невелико, а изменение ее направления вызывает увеличение угла атаки на величину $\Delta\beta$ и, следовательно, коэффициенты подъемной силы на величину ΔC_y (рис. 4.4, б). В результате аэродинамическая сила получает приращение

$$\Delta R = \frac{1}{2} \rho b c^2 \Delta C_y. \quad (4.5)$$

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. 4.5). Спектр такой последовательности содержит только составляющие с частотами, кратными числу рабочих лопаток $f = i \cdot Z_{pe} \cdot f_p$ (рис. 4.5).

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.

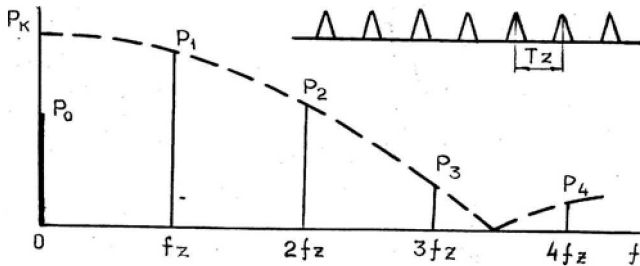


Рис. 4.5. Импульсы силы и спектр для «ИДЕАЛЬНОЙ СТУПЕНИ»

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. 4.6).

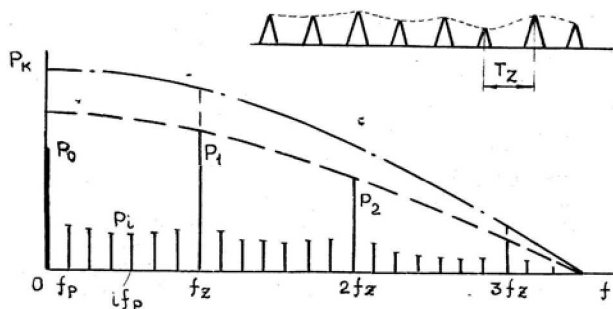


Рис. 4.6. Импульсные силы и спектр для «РЕАЛЬНОЙ СТУПЕНИ»

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. 4.6). 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 представить в виде

$$x_e(t) = \sum_{i=0}^N A_{ei} \cdot \sin(i \cdot Z_{pe} \cdot \omega_p + \varphi_{ei}) + \sum_{\substack{i=0 \\ i \neq Z_{pe}}}^M a_{ei} \cdot \sin(i \cdot \omega_p + \psi_{ei}), \quad (4.6)$$

где N и M – соответственно число лопаточных и дополнительных составляющих; A_{ei} и a_{ei} – амплитуды лопаточных и дополнительных составляющих; φ_{ei} и ψ_{ei} – фазы.

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

$$x_K(t) = \sum_{i=0}^{L_K} \left[\sum_{i=0}^N A_{ei} \sin(i \cdot Z_{pe} \cdot \omega_{pk} + \varphi_{ei}) + \sum_{\substack{i=0 \\ i \neq Z_{pe}}}^M a_{ei} \sin(i \cdot \omega_{pk} + \psi_{ei}) \right] \quad (4.7)$$

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

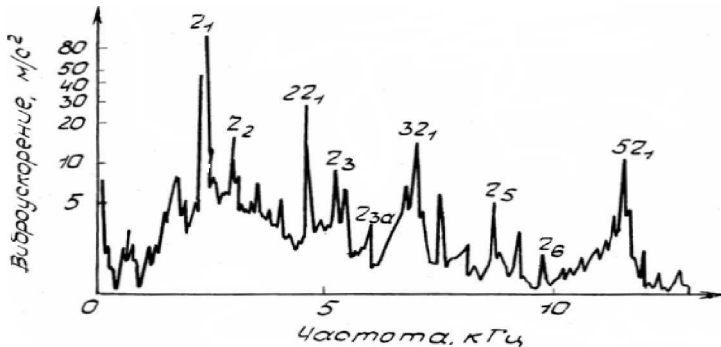
$$x_k(t) = \sum_{K=1}^K \left[\sum_{i=0}^{L_K} \left[\sum_{j=0}^N A_{ei} \sin(i \cdot Z_{pe} \cdot \omega_{pk} + \varphi_{ei}) + \sum_{\substack{j=0 \\ j \neq i Z_{pe}}}^M a_{ei} \sin(j \cdot \omega_{pk} + \psi_{ei}) \right] \right] \quad (4.8)$$

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 появления составляющих, возбуждаемых именно этими узлами.

При рассмотрении свойств реальной вибрации лопаточных узлов следует существенно турбулизацию потока при его движении по газоздушному 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 удастся выделить из шума. В качестве примера на рис. 4.7 приведен спектр высокочастотной корпусной вибрации двигателя НК-8.

Более подробно о диагностировании лопаточных узлов изложено в главе 7.



Z_i – обозначения составляющих от соответствующих ступеней

Рис. 4.7. Спектр высокочастотной вибрации двигателя НК-8

Контрольные вопросы к разделу 4.3

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.

4.4. Вибрация, возбуждаемая процессами в газовоздушном тракте ГТД

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

При появлении вращающегося срыва в компрессоре возбуждается низкочастотная вибрация корпуса ГТД. В зависимости от условий [24, 25, 52] 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 $f_{\text{ср}} = (0,3-0,6)$. 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.

Процесс горения в некоторых случаях может стать источником сильной вибрации. Вибрационное горение возникает в результате взаимодействия процесса горения с акустической колебательной системой и является автоколебательным процессом [43]. В газовом объеме камеры сгорания, переходного патрубка и газопроводов 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 4.4

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

4.5. 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 [21, 22]. 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 под-

шипника приводят к появлению дискретных составляющих спектра, частоты которых определяются параметрами погрешности и размерами подшипника. Формулы для определения частот этих вибраций широко известны [21]. Например, вследствие волнистости возникают вибрации с частотой

$$f = (1 \pm \frac{d_w}{D_o} \cos \beta) \cdot \frac{Z_w \cdot Z_b}{2_b} \quad (4.9),$$

где d_w – диаметр шариков; D_o – диаметр окружности происходящей через центры тел качения; β – угол контакта; Z_w – число шариков; Z_b – число волн на дорожке; b – наибольший общий делитель между числами Z_w и Z_b

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

Гранность тел качения обуславливает вибрацию с частотой

$$f = (1 \pm \frac{d_w^2}{D_o^2} \cos \beta) \cdot \frac{D_o \cdot Z_w \cdot Z_z}{d_w \cdot 2_b} f_p \quad (4.10)$$

где Z_r – число граней, неуровненность сепаратора.

$$f = (1 - \frac{d_w}{D_o} \cos \beta) \cdot \frac{f_p}{2} \quad (4.11)$$

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

$$f = (1 - \frac{d_w}{D_o} \cos \beta) \cdot \frac{Z_w f_p}{2} \quad (4.12)$$

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

$$f = i(1 - \frac{d_w}{D_o} \cos \beta) \cdot \frac{Z_w f_p}{2} \quad (4.13).$$

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 упругодемпферных опор.

Контрольные вопросы к разделу 4.5

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?

4.6. Вибрация зубчатых передач

Зубчатые передачи имеются на любом типе ГТД в системе приводов агрегатов. Природа вибрации, генерируемой зубчатыми передачами, рассмотрена в работах [21...25]. Вибрация этого вида имеет плотный дискретный спектр с относительно большой интенсивностью некоторых составляющих (до 100 г 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 ($f = i f_p$, где $i = 1, 2, 3 \dots$).

Кроме данной вибрации возникает вибрация, обусловленная взаимодействием зубьев. В этом данная вибрация похожа на лопаточную. При работе зацепления каждый зуб подвергается периодическому силовому

воздействию, приводящему к возникновению вибрации с частотой пересопряжения зубьев («зубцовые» составляющие):

$$f_z = i \cdot Z_3 f_{p3k} \quad (4.14)$$

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 конструктивные 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

$$f = i \cdot f_{p3k} \quad f = i \cdot Z_g f_{p3k}, \quad (4.15)$$

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

$$f = (Z_3 \pm i)f_{pzk} \quad (4.16)$$

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. 4.8).

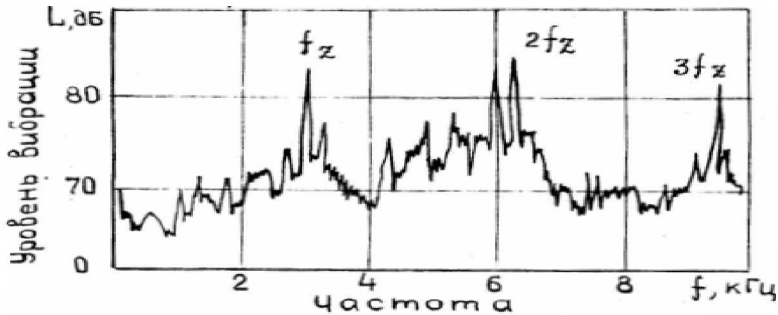


Рис. 4.8. Спектр вибрации ступени коробки привода двигателя:
 f_z — зубцовая составляющая

Контрольные вопросы к разделу 4.6

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?

4.7. Идентификация характеристик вибрационных процессов

Обобщением результатов экспериментальных исследований 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. 4.9 изображен синтезированный спектр вибрации двухроторного двигателя.

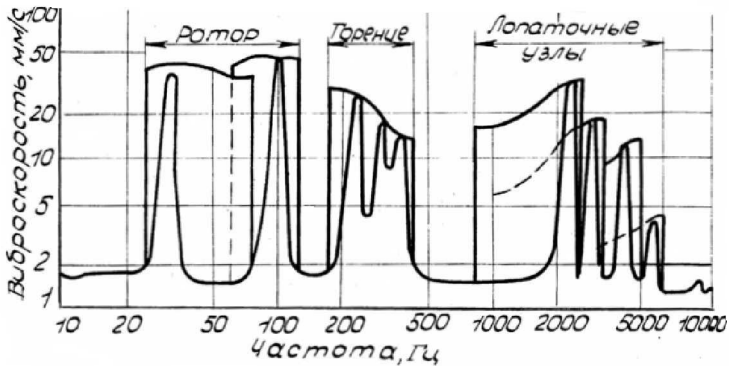


Рис. 4.9. Синтезированный спектр вибрации ГТД

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 (разделы 2 и 3). 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_{ep}

$$k = \frac{f}{f_{ep}} . \quad (4.17)$$

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 $f = kf_{ep}$, $k = 1, 2, 3, \dots$. Если порядок составляющей k близок к ожидаемому расчетному значению, то за источник вибрации принимается соответствующий узел.

Контрольные вопросы к разделу 4.7

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

5. СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ И АНАЛИЗА ВИБРАЦИИ

5.1. 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 [21, 43, 53, 54, 55]. 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 [56].

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. 5.1). 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 пре-

образования (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.

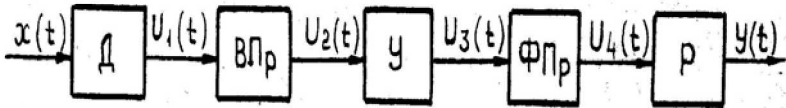


Рис. 5.1. Структурная схема измерения вибрации

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 характеристика $K(f)$ 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

$$K_{\Sigma}(f) = \prod_{i=1}^N K_i(f) \quad (5.1)$$

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 [21, 54, 56].

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 и 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.5.2). 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.

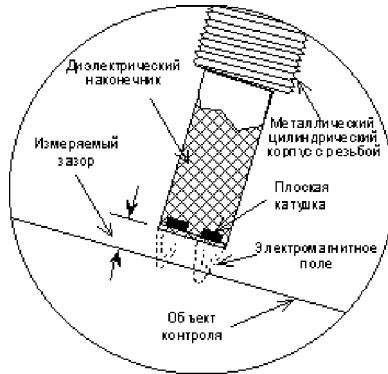


Рис. 5.2. Конструктивная схема вихревого преобразователя

Вихревые 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.5.3). 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.

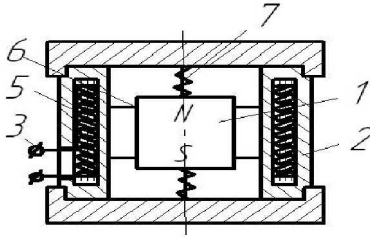


Рис. 5.3. Схема индукционного датчика виброскорости:
1 — сейсмомасса; 2 — корпус; 3 — выводы; 5 — катушка индуктивности;
6 — шарниры подвески; 7 — пружины

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 пьезоэлектрических вибропреобразователей, выпускаемых отечественной и зарубежной промышленностью, весьма широка [56]. 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 15000 Гц и чувствительность примерно 4 мВ на $9,8 \text{ м/с}^2$.

В пьезоэлектрических преобразователях используется пьезоэффект, то есть появление ЭДС в пьезокристалле при его деформации. Принцип действия датчика следующий (рис. 5.4).

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 виброскорости.

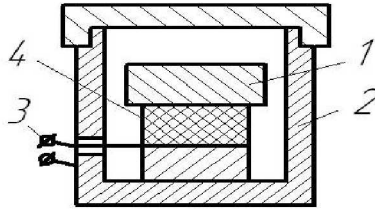


Рис. 5.4. Схема пьезоэлектрического датчика виброускорений:
1 – сейсмомасса; 2 — корпус; 3 — выводы; 4 — пьезоэлемент

Конструктивно эти преобразователи могут выполняться по-разному, что будет определять их характеристики. На рис. 5.5 приведены три различные конструкции пьезоэлектрических вибропреобразователей, где используется пьезоэффект, возникающий при деформации сжатия-растяжения пьезоэлемента (рис. 5.5, а и б) и при деформации сдвига (рис. 5.5, в). Кроме того конструкции отличаются способом соединения сейсмомассы и пьезоэлемента.

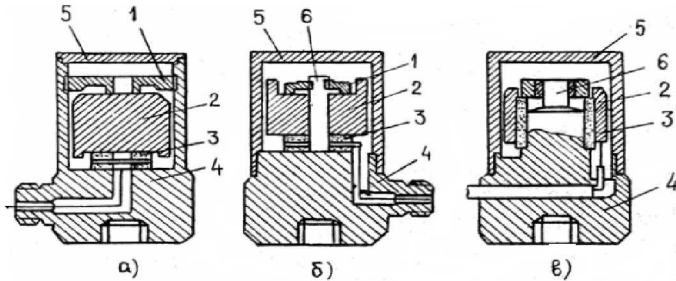


Рис. 5.5. Примеры конструктивного исполнения пьезоэлектрических вибропреобразователей: 1 – пружина, 2 – сейсмомасса, 3 – пьезоэлемент, 4 – основание, 5 – крышка, 6 – ось

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 ре-

зонансную 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. 5.6,а показано как смещается резонансная частота в зависимости от способа установки датчика на объекте. На рис. 5.6,б приведена обобщенная типовая частотная характеристика промышленного акселерометра, на которой выделен рабочий частотный диапазон f_1 - f_2 , определенный уровнями ± 3 дБ.

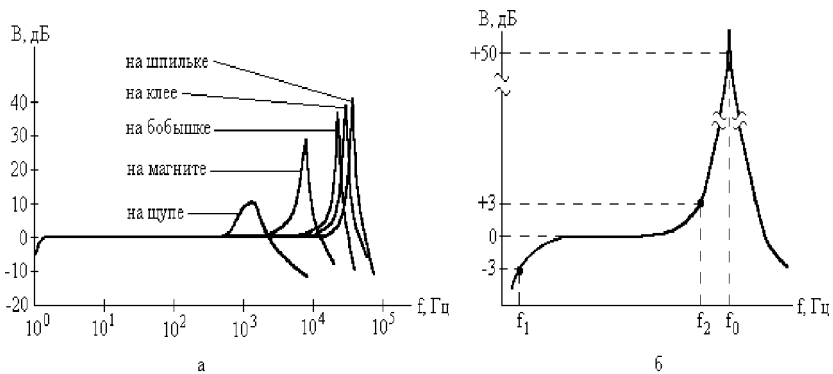


Рис. 5.6. Частотные характеристики датчика

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 для 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 аппаратно, 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» частот-

ной характеристики в низкочастотной области, увеличивается значение частоты f_1 (рис.5.6,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 сигнал интегратора пропорционален виброскорости, а после двукратного интегрирования выходной сигнал пропорционален виброперемещению. Чаще используют однократное интегрирование сигнала с пьезоэлектрических 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, предъявляемое к фильтрам, являются требования по высокой избирательности и линейности амплитудной характеристики.

Ранее наиболее широкое применение получили аналоговые активные фильтры, построенные на операционных усилителях и полупроводнико-

вых 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, среднееквадратическое 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 5.1

1. Перечислите основные составляющие звенья виброизмерительной аппаратуры.
2. Какому параметру вибрации пропорционален выходной сигнал пьезоэлектрического вибропреобразователя?
3. Какому параметру вибрации пропорционален выходной сигнал пьезоэлектрического вибропреобразователя после его однократного интегрирования?
4. Какому параметру вибрации пропорционален выходной сигнал пьезоэлектрического вибропреобразователя после его двухкратного интегрирования?
5. Какие требования предъявляются к амплитудно-частотной характеристике канала измерения вибрации?
6. Какие требования предъявляются к амплитудной характеристике канала измерения вибрации?
7. Как влияет способ крепления датчика вибрации на верхнюю частоту диапазона измерений вибрации?

5.2. 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. 5.7. приведены структурные схемы наиболее часто применяемой на практике контрольно-сигнальной аппаратуры.

Наиболее простое схемное решение имеет аппаратура для контроля уровня виброускорения (рис. 5.7, 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».

Структурная схема аппаратуры для контроля виброскорости отличается от ранее описанной только тем, что между согласующим устройством и полосовым фильтром включен интегратор «И» (рис.5.7,б). Структурная схема штатной аппаратуры предназначенной для контроля вибрации ГТД, соответствует рис. 5.7, 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.

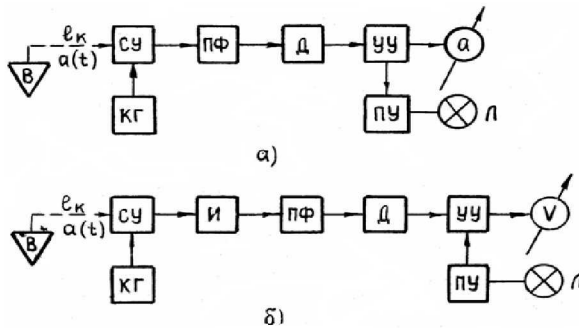


Рис. 5.7. Структурные схемы контрольно-сигнальной виброаппаратуры

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 [57].

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 диагно-

стики состояния оборудования «на месте измерения и регистрации» при помощи встроенного в компьютер программного обеспечения.

Встроенное программное обеспечение позволяет проводить следующую обработку зарегистрированных сигналов [58]:

◇ Осуществлять просмотр сигнала во временной области (рис. 5.8) и производить переходы между виброускорением, виброскоростью и виброперемещением;

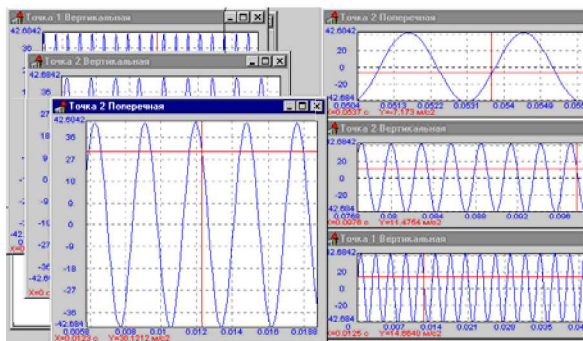


Рис. 5.8. Возможности Атлант-8 по представлению сигнала
во временной области

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

♦ преобразовывать сигналы из временной области в частотную (рис.5.9, 5.10), для чего применяются процедуры БПФ или частотной фильтрации;

◇ выполнять специальные преобразования, такие, как расчет взаимных спектров, кепстров, вейвлет-преобразование (рис.5.11) и т. д.

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.

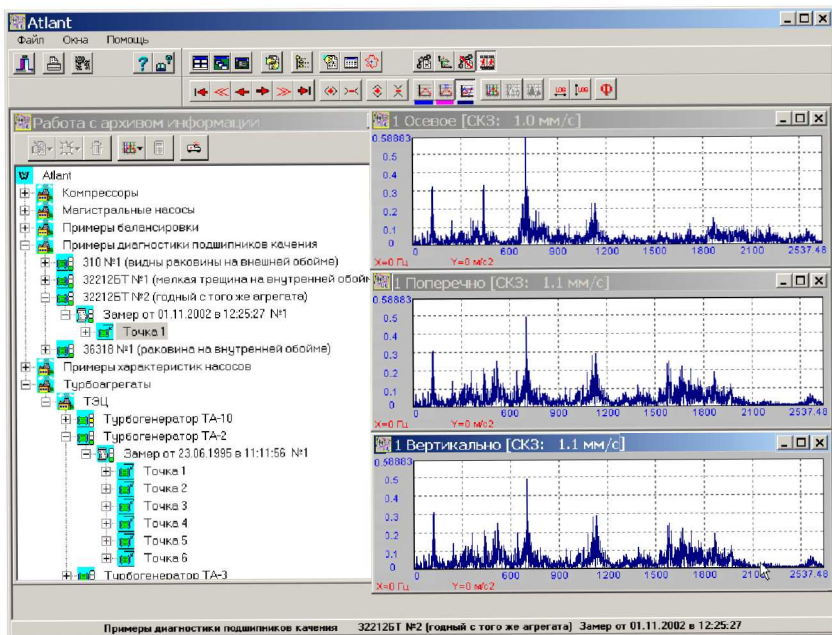


Рис. 5.9. Возможности Атлант-8 по представлению сигнала в частотной области

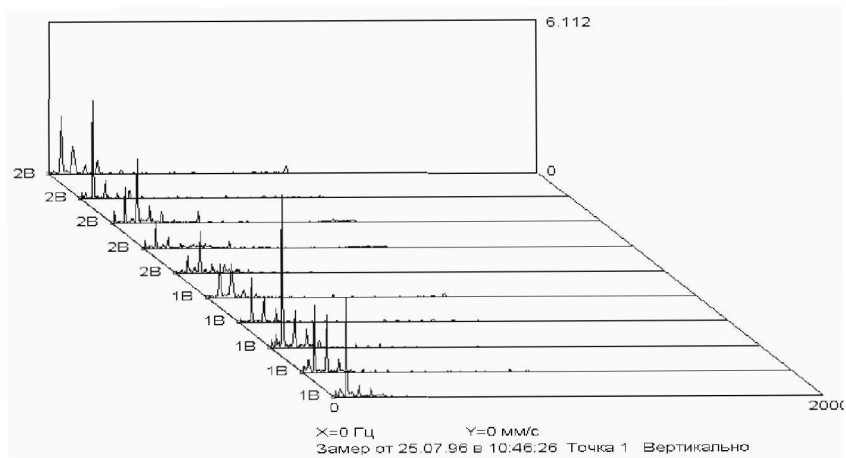


Рис. 5.10. Возможности Атлант-8 по представлению сигнала в частотной области в виде каскада спектров (1в, 2в – точки измерения)

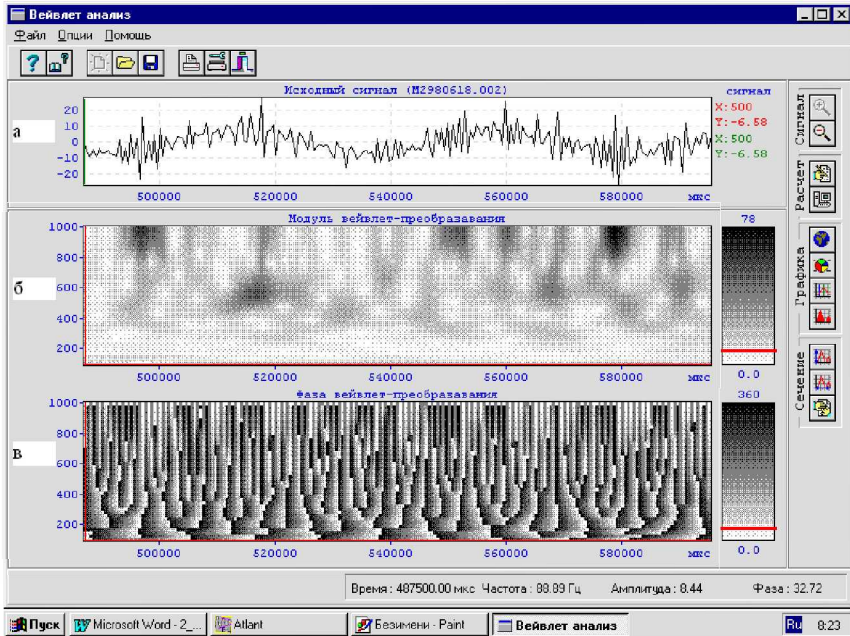


Рис. 5.11. Возможности Атлант-8 по представлению сигнала после вейвлет-преобразования: а – временной сигнал; б – модуль вейвлета, в – фаза вейвлета

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 5.2

1. Перечислите основные составляющие звенья контрольно-сигнальной виброизмерительной аппаратуры.
2. Для каких целей используются универсальные системы анализа вибрации?
3. На какой аппаратной базе в настоящее время реализуется создание универсальных систем анализа вибрации?
4. Дайте краткую информацию о технических возможностях анализатора вибросигналов Атлант-8.
5. В каком виде представляет Атлант-8 временную реализацию вибрации?
6. В каком виде представляет Атлант-8 спектры вибрации?
7. В каком виде представляет Атлант-8 вейвлет-преобразование вибрации?

6. 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 [59]. Для ГТД гражданских ВС нормы устанавливаются соответствующим ГОСТом [60], а также рядом отраслевых документов.

6.1. 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. 6.1,а).

Такой фильтр пропускает только те составляющие вибрации, частоты которых попадают в полосу пропускания, а остальные подавляет. Приме-

ром 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. 6.1,б). Нижняя частота полосы пропускания f_H выбирается при этом ниже частоты вращения ротора на режиме малого газа (f_{MT}^B), а верхняя f_B — выше частоты вращения на максимальном режиме (f_{MAKC}^B).

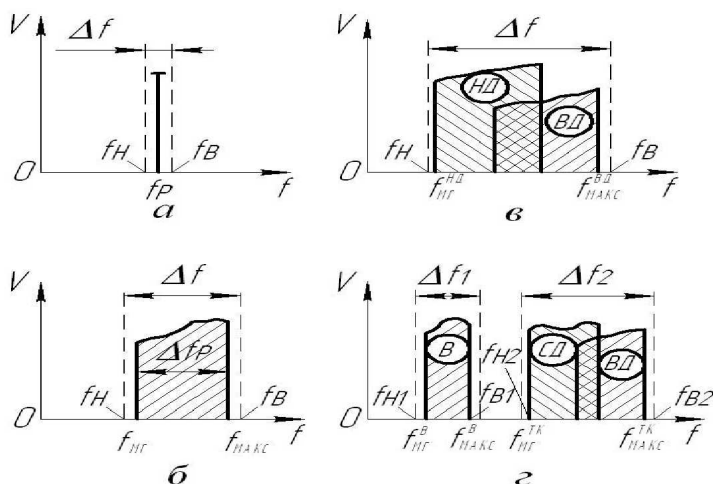


Рис. 6.1. Частотные полосы пропускания бортовой аппаратуры измерения вибрации для различных типов ГТД: а — ТВД; б — однороторный ТРД, в — двухроторный ТРДД; г — трехвальный турбовентиляторный двигатель

Для контроля вибрации двухроторных ГТД полоса пропускания фильтра обычно перекрывает весь диапазон изменения частот вращения роторов НД и ВД (рис. 6.1,в), причем $f_H < f_{MT}^{HD}$ и $f_B > f_{MAKC}^{BD}$. 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. 6.1,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.

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.6.2.

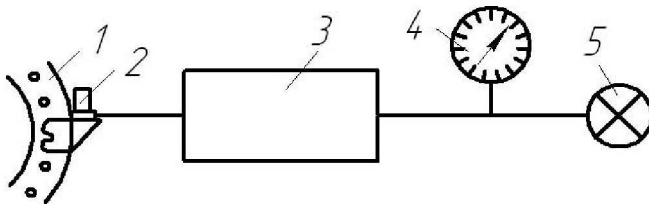


Рис. 5.2. Структурная схема бортовой аппаратуры вибрации:
1 — двигатель; 2 — датчик вибрации; 3 — электронный блок;
4 — стрелочный указатель; 5 — сигнальная лампа

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 [25]:

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

где Δ_1 и Δ_2 — соответственно предупредительный и предельный уровни вибрационного параметра; K_1 и K_2 — коэффициенты соответствующих уровней; $\tilde{V}$ — 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 6.1

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.

6.2. 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 вибра-

ции 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 $P_{g_1} = 1 - g_1$ (где g_1 — уровень значимости), определится следующими выражениями [44, 61]:

$$\begin{aligned} V^B &= m + U_{1-g_1} \cdot \sqrt{D} \\ V^H &= m - U_{1-g_1} \cdot \sqrt{D}, \end{aligned} \quad (6.1)$$

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 $P_{g_1} = 1 - g_1$

Выражения (6.1) справедливы в случае, если известны точные теоретические значения m и D . На практике по n значениям экспериментальных данных вычисляются оценки среднего значения вибрации $\bar{V}_n$ и дисперсии S_n^2 :

$$\bar{V}_n = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{n} \quad (6.2a)$$

$$S_n^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (V_i - \bar{V}_n)^2}{n-1}, \quad (6.2б)$$

где V_i — текущие значения уровня вибрации.

Так как оценки среднего значения $\bar{V}_n$ 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 [44, 61].

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

$$\bar{V}_n - t \sqrt{\frac{S_n^2}{n}} \leq m \leq \bar{V}_n + t \sqrt{\frac{S_n^2}{n}}, \quad (6.3)$$

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

$$\frac{S_n^2(n-1)}{\chi_{1-P_g}^2} \leq D \leq \frac{S_n^2(n-1)}{\chi_{1-P_g}^2}, \quad (6.4)$$

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 (6.1) 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

$$V_n^{*B} = \left[\bar{V}_n + t \sqrt{\frac{S_n^2}{n}} \right] + U_{1-\alpha_1} \sqrt{\frac{S_n^2(n-1)}{\chi^2}}.$$

После соответствующих преобразований

$$V_n^{*B} = \bar{V}_n + K_n \sqrt{S_n^2}. \quad (6.5)$$

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

$$V_n^{*H} = \bar{V}_n - K_n \sqrt{S_n^2} \quad (6.6)$$

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

$$K_n = \frac{t}{\sqrt{n}} + U_{1-\alpha_1} \sqrt{\frac{n-1}{\chi^2}} \quad (6.7)$$

Диапазон статистически возможных уровней вибрации, верхняя и нижняя границы которого определяются по выражениям (6.5) и (6.6), 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 n 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 из-

мерений 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 [25]. Прогнозируемое на одно измерение вперед (т. е. на один запуск или полет) значение верхней границы возможных уровней вибрации V_{n+1}^{*np} после проведения n измерений определяется следующим образом:

$$V_{n+1}^{*np} = a_0(n) + a_1(n), \quad (6.8)$$

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

$$a_0(n) = V_n^{*B} + (1 - \alpha)^2 [V_{(n-1)+1}^{*np} - V_n^{*B}] \quad (6.9)$$

$$a_1(n) = a_1(n-1) - \alpha^2 [V_{(n-1)+1}^{*np} - V_n^{*B}] \quad (6.10)$$

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. 6.3,а);
- 2) выход (превышение) текущего уровня вибрации за диапазон статистически возможных для данного двигателя уровней (рис.6.3,б);
- 3) выход текущего уровня вибрации за нижнюю границу диапазона статистически возможной для данного двигателя вибрации (рис. 6.3,в);
- 4) превышение спрогнозированного значения верхней границы диапазона над текущим значением верхней границы диапазона статистически возможных уровней вибрации (рис. 6.3,г).

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.6.1

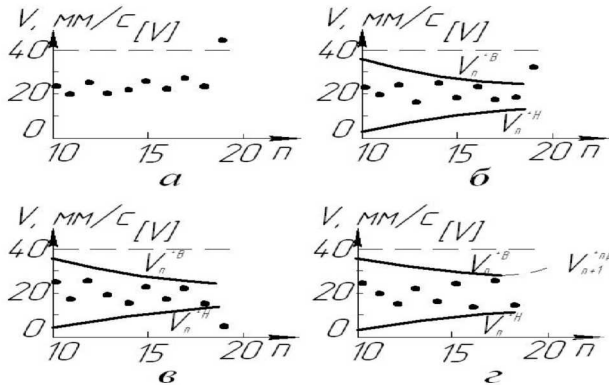


Рис. 6.3. Зависимости уровня вибрации V от номера измерения при изменении технического состояния двигателя: а — превышение предельного уровня; б — выход за верхнюю границу; в — выход за нижнюю границу; г — превышение спрогнозированного значения верхней границы

На изложенных выше принципах базируются действующие в настоящее время методики оценки технического состояния ГТД по регистрируемым бортовой аппаратурой параметрам вибрации [25]. Порядок контроля ГТД по параметрам вибрации следующий (рис. 6.4).

Таблица 6.1. 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)

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

$$V_n < [V]. \quad (6.11)$$

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

$$V_n^{*H} \leq V_n \leq V_n^{*B}. \quad (6.12)$$

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 (6.12) 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

$$V_{n+1}^{*np} < V_n^{*B}. \quad (6.13)$$

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 (6.13) продолжается нормальная эксплуатация двигателя до очередной проверки.

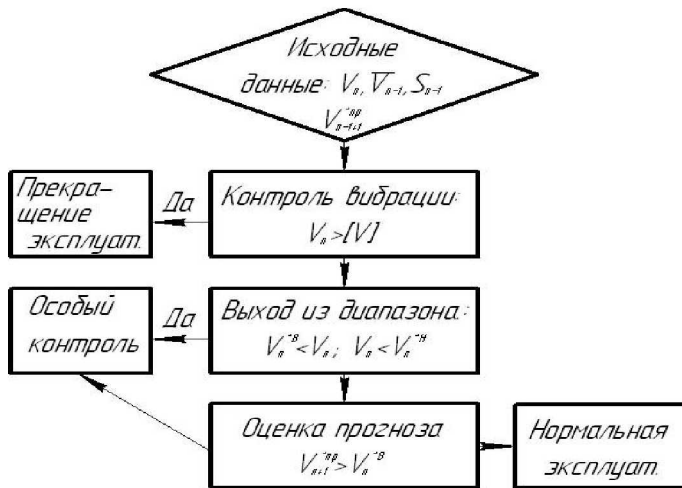


Рис. 6.4. Алгоритм постановки технического диагноза

Контрольные вопросы к разделу 6.2

1. Как определяется диапазон статистически возможных значений вибрации?
2. Объясните принцип прогнозирования вибрации.
3. Какой характер может иметь изменение вибрации по наработке?
4. Какие величины сравниваются при анализе тенденции изменения вибрации по наработке?
5. Укажите связь между характером изменения вибрации и неисправностями ГТД.
6. Опишите алгоритм контроля вибрации по показаниям штатной аппаратуры.

7. ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СИСТЕМ И КОНСТРУКЦИЙ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ ПО ВИБРАЦИОННЫМ ПАРАМЕТРАМ

7.1 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 6.1 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 4.7). После идентификации составляющих определяется их амплитуда и сравнивается с нормами [60]. Таким путем будет определен источник изменения показаний штатной аппаратуры.

Как было показано в разделе 4.2, 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 [47]. 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 нестационарность. 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 [43], а затем оказалось, что он может быть причиной повышенной вибрации для ГТД с большеразмерными вентиляторами [48]. 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 [62].

Рассмотренные в разделе 4.2 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 [63].

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 величине 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 $f_D = Z_B \cdot f_P \pm f_P$.

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 невелика, то и величина дополнительных (боковых) составляющих невелика. Если величина первой гармоники неоднородности велика (т.е. есть влияние аэродинамического

дисбаланса на величину роторной вибрации), то и величина боковых составляющих существенна.

На рис.7.1 представлен спектр высокочастотной вентиляторной вибрации. На рис.7.1,а спектр соответствует двигателю, у которого влияние дисбаланса на роторную вибрацию не было обнаружено. В то же время спектр, представленный на рис.7.1,б соответствует двигателю, у которого влияние дисбаланса на роторную вибрацию было обнаружено.

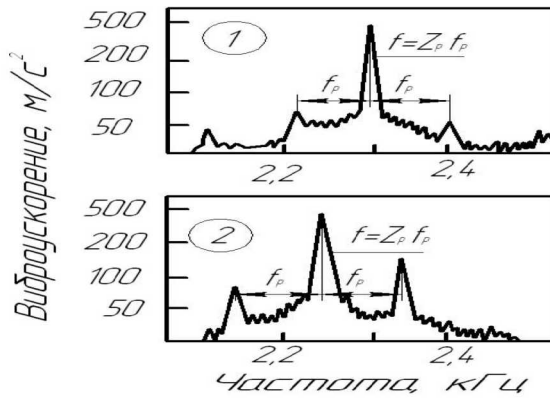


Рис. 7.1. Спектр вибрации в районе лопаточной составляющей:
а – аэродинамический дисбаланс отсутствует;
б – аэродинамический дисбаланс присутствует

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 [49, 50]. 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" двигателя 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.7.2, а для дефектных – на рис.7.3.

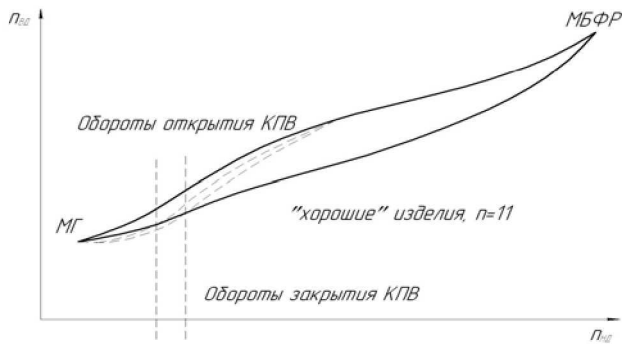


Рис. 7.2. Линии скольжения роторов НД и ВД для двигателей, не имевших замечания

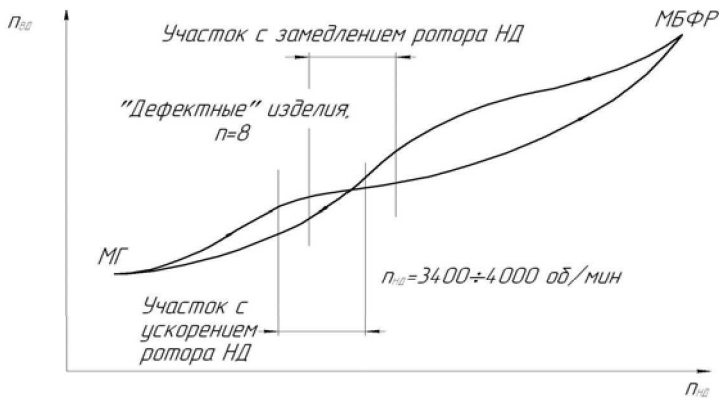


Рис. 7.3. Линии скольжения роторов НД и ВД для двигателей с замечаниями

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. 7.4).

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

$$M_2 = F_{ин} \cdot r_0 = m \varepsilon \omega_0 r_0 \cos(\omega_0 - \omega)t, \quad (7.1)$$

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

- r_0 – радиус круговой траектории;

- ε – эксцентриситет ротора.

С учетом выражения (7.1) уравнение динамики ротора принимает вид:

$$J_P \beta = M_1(\beta) \pm M_2, \quad (7.2)$$

где J_P – момент инерции ротора; β – угловое ускорение.

В уравнении (7.2) 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. 7.4 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.

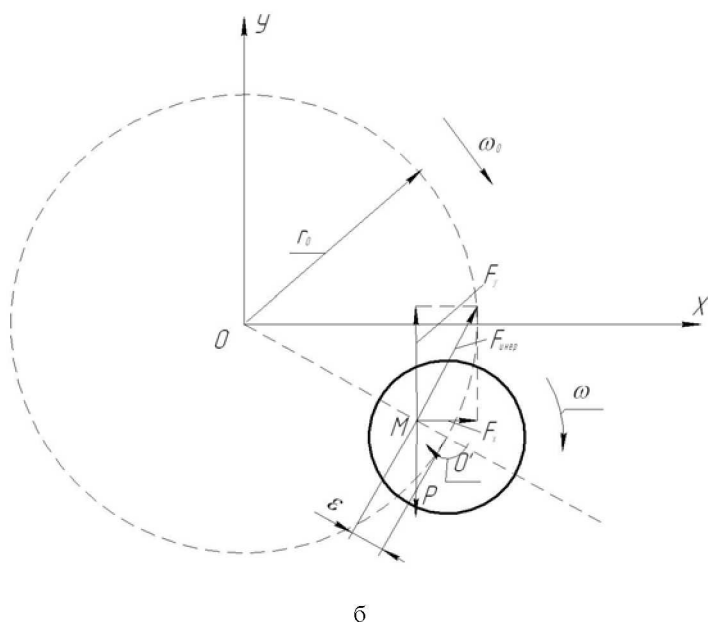
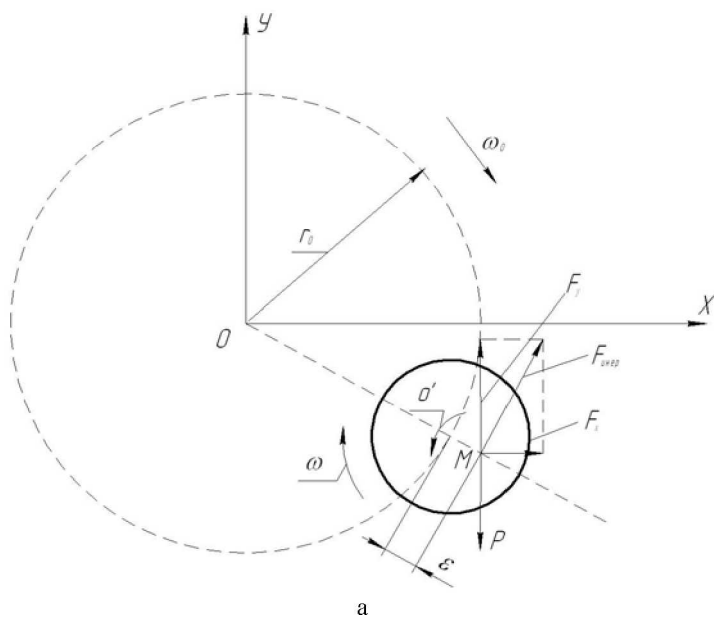


Рис. 6.4. Силы действующие на ротор при прецессионном движении:
а – дорезонансная область; б – резонансная область

Таким образом, одним из возможных признаков потенциальной predisposedности 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 7.1

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?

7.2. Диагностирование лопаточных узлов

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

Такой подход объясняется следующим.

Как следует из раздела 4.3, 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. Поэтому при подобном дефекте в районе лопаточной составляющей с частотой $f_{\text{Л}} = Z_{\text{Л}} \cdot f_{\text{Р}}$ (где $Z_{\text{Л}}$ – число рабочих лопаток рабочего колеса) будут наблюдаться боковые составляющие с частотами $f_{\text{Б}} = Z_{\text{Л}} \cdot f_{\text{Р}} \pm f_{\text{Р}}$, что похоже на проявление аэродинамического дисбаланса.

В табл. 7.1 приведены некоторые информационные частоты дефектов лопаточных узлов.

Таблица 7.1. Информационные частоты спектров вибрации и её огибающей для идентификации дефектов лопаточных узлов

№	Вид дефекта	Информационные частоты	
		Спектр вибрации	Спектр огибающей
1	Бой колеса	$k f_{\text{вр}}$	$f_{\text{вр}}, k f_{\text{Л}} \pm f_{\text{вр}}$
2	Автоколебания колеса	$k f_{\text{вр}} / 2,$ $k f_{\text{вр}} / 3$	$k f_{\text{вр}} / 2,$ $k f_{\text{вр}} / 3$
3	Дефекты лопастей	$k f_{\text{вр}}$	$k f_{\text{вр}}$

Соответственно на рис. 7.5 приведен спектр огибающей вибрации многоступенчатого компрессора, имеющего бой рабочего колеса, на рис. 7.6 приведен спектр огибающей вибрации компрессора с дефектом лопастей.

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 [52, 64] 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 диагностике срывных и предсрывных режимов.

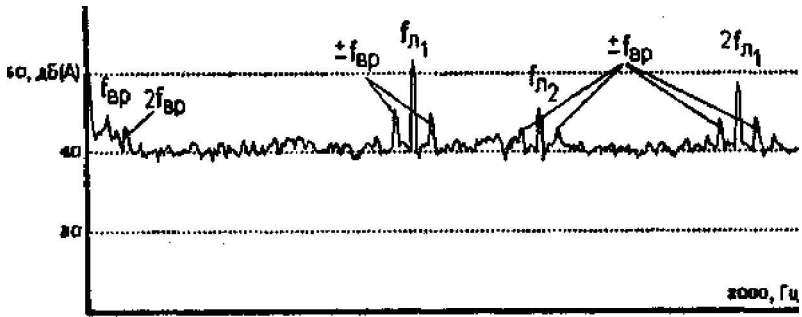


Рис. 7.5. Спектр огибающей вибрации компрессора с боем колеса

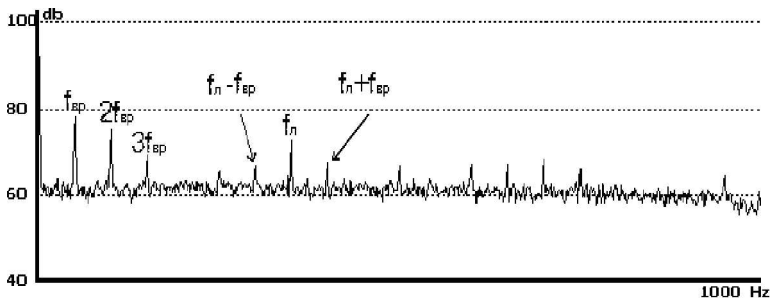


Рис. 7.6. Спектр огибающей вибрации с дефектом лопастей:
 $f_{вр}$ – частота вращения рабочего колеса, $f_{л}$ – лопастная частота

В работе [52] 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 газозвушном тракте с последующим анализом их спектрального состава. Запись и анализ спектрального состава проводился при разных значениях запаса газодинамической устойчивости ΔK_y .

На рис.7.7 показано сравнение спектра пульсаций давления в районе лопаточных составляющих на двух режимах: расчетном и с запасом газодинамической устойчивости $\Delta K_y = 2\%$ [64].

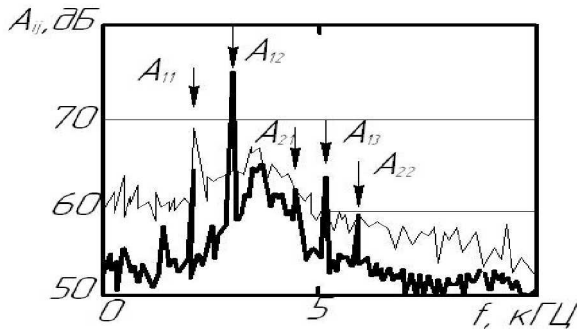


Рис. 7.7. Влияние режима работы вентилятора ТРДД на спектр пульсаций давления: — расчетный режим работы; - режим работы на границе ГДУ ;

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

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 импуль-

сов и поле становится более «синусоидальным». Это и обуславливает уменьшение высших гармоник лопаточных составляющих.

Контрольные вопросы к разделу 7.2

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

7.3. 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. 7.8

Сами по себе функции ПИК и СКЗ малоинформативны 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, ко-

гда датчик можно расположить близко к подшипнику и сама кинематика механизма проста.

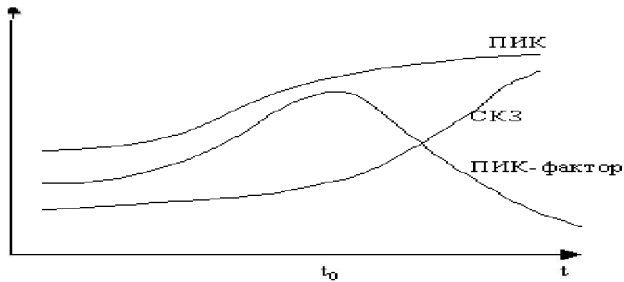


Рис. 7.8. Пояснения к методу ПИК-фактора

Метод прямого спектра заключается в следующем.

Вибрационный сигнал анализируется узкополосным спектроанализатором и по частотному составу спектра, как это объяснялось в разделе 5.2 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 [21]. 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 [45, 65].

Метод также требует знание информативных частот. Принцип расчета этих частот рассматривался в разделе 4.5, более подробно с расчетом этих частот можно познакомиться в работах, упомянутых в [21]. В табл. 7.2 приведены некоторые информативные частоты.

Таблица 7.2. Информативные частоты спектра огибающей вибрации

№	ВИД ДЕФЕКТА	ЧАСТОТЫ ПРИЗНАКОВ
1	ИЗНОС НАРУЖНОГО КОЛЬЦА	f_H
2	РАКОВИНЫ, ТРЕЩИНЫ НА НАРУЖНОМ КОЛЬЦЕ	$k f_H$
3	ИЗНОС ВНУТРЕННЕГО КОЛЬЦА	$k f_{\omega}$
4	РАКОВИНЫ, ТРЕЩИНЫ НА ВНУТРЕННЕМ КОЛЬЦЕ	$k f_B$
5	ИЗНОС ТЕЛ КАЧЕНИЯ И СЕПАРАТОРА	$k f_C$
6	РАКОВИНЫ, СКОЛЫ НА ТЕЛАХ КАЧЕНИЯ	$2 k f_{TK}$

На рис. 7.8 и 7.9 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 табл. 7.2.

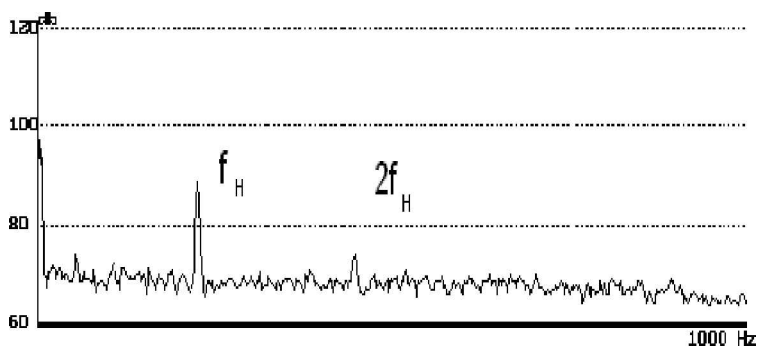


Рис. 7.8. Спектр огибающей вибрации подшипника с износом наружного кольца: f_H – частота перекачивания тел качения по наружному кольцу.

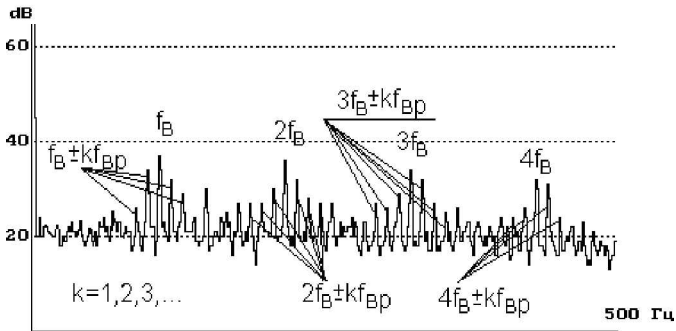


Рис. 7.9. Спектр огибающей вибрации подшипника с раковинной на внутреннем кольце: $f_{вр}$ — частота вращения внутреннего кольца подшипника; f_B — частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу подшипника

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.7.10.

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

Метод прост и дешёв 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.

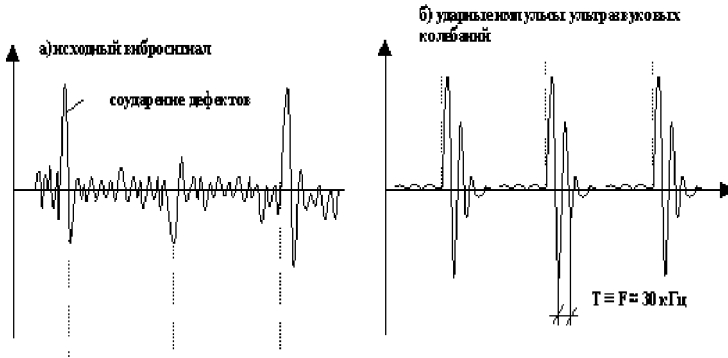


Рис. 7.10. Вид сигналов для пояснения к методу ударных импульсов

Контрольные вопросы к разделу 7.3

1. Какие методы определения технического состояния подшипниковых узлов по вибрации вы знаете?
2. В чем заключается метод ПИК-фактора?
3. В чем заключается метод прямого спектра?
4. В чем заключается метод спектра огибающей вибрации?
5. В чем заключается метод ударных импульсов?
6. Какие частотные составляющие появляются в спектре огибающей вибрации при дефектах подшипника?

7.4. 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 [21, 22, 45 и др.]. Поэтому здесь приведем краткие сведения.

В табл. 7.3 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.7.11 – 7.14.

Таблица 7.3 Информативные частоты спектров вибрации и её огибающей для идентификации дефектов зубчатой передачи

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

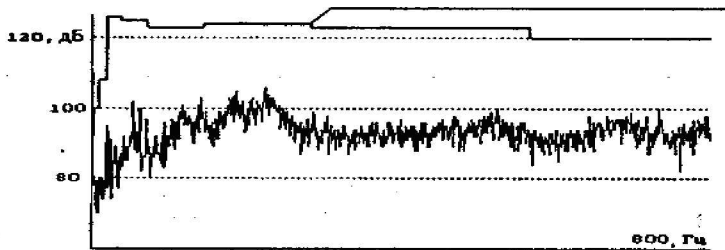


Рис. 7.11. Прямой спектр вибрации зубчатой передачи без дефекта

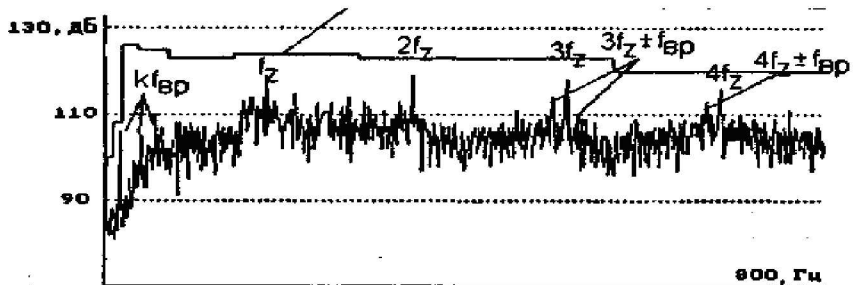


Рис. 7.12. Прямой спектр вибрации зубчатой передачи с дефектом

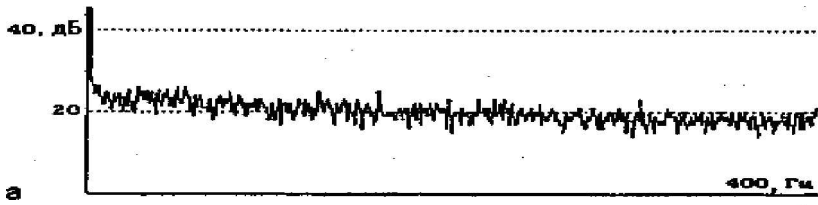


Рис. 7.13. Спектр огибающей вибрации зубчатой передачи без дефекта

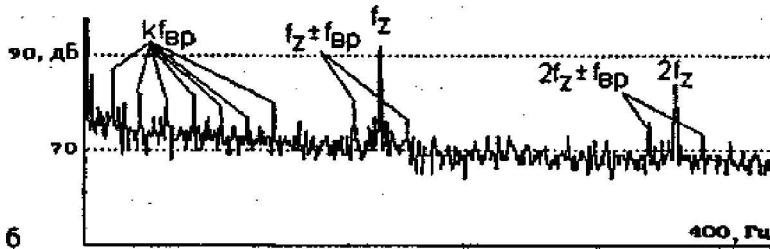


Рис. 7.14. Спектр огибающей вибрации зубчатой передачи с дефектом

Контрольные вопросы к разделу 7.4

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

7.5. Диагностирование повреждений сотовых конструкций

В настоящее время 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 [66] 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 [67] было предложено для обнару-

жения отсложения 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 главе 3 было показано, что оценку величины демпфирования и собственной частоты системы можно произвести путем анализа свободных колебаний системы с помощью вейвлет-преобразования. В работе [67] был разработан метод диагностирования отсложения СК, основанный на этом подходе.

Алгоритм диагностирования следующий (рис.7.15).

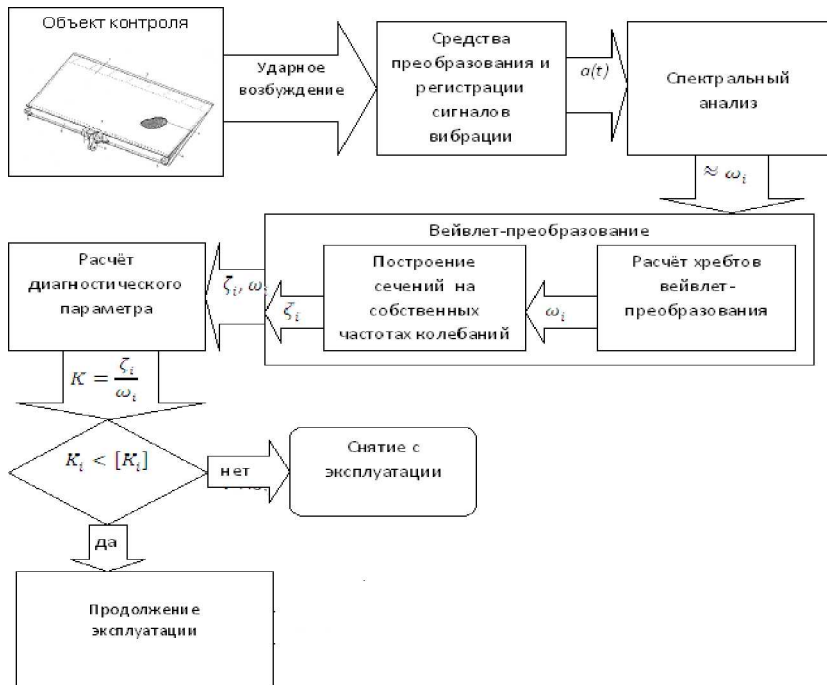


Рис. 7.15. Алгоритм проведения диагностирования

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_i .

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

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

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]:

$$a_i \sqrt{1 - \xi_i^2} \omega_i = \xi_i \omega_i = -m_i, \quad (7.3)$$

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 K , по величине которого судят о наличии и степени развития отслоения.

Проиллюстрируем применение это метода на примере.

На рис. 7.16 изображены свободные колебания системы с двумя степенями свободы, имеющей собственные частоты ω_1 и ω_2

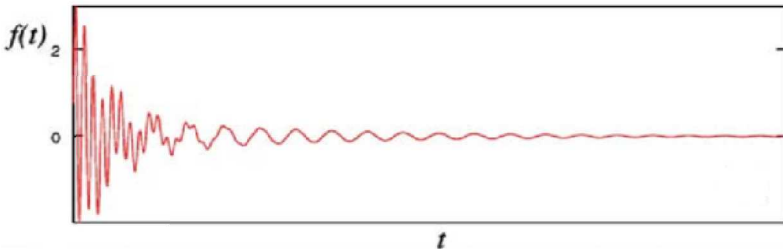


Рис. 7.16. Свободные колебания системы с двумя степенями свободы

После вычисления вейвлет-преобразования этих колебаний мы получаем модуль вейвлета, трехмерный график которого изображен на рис. 7.17.

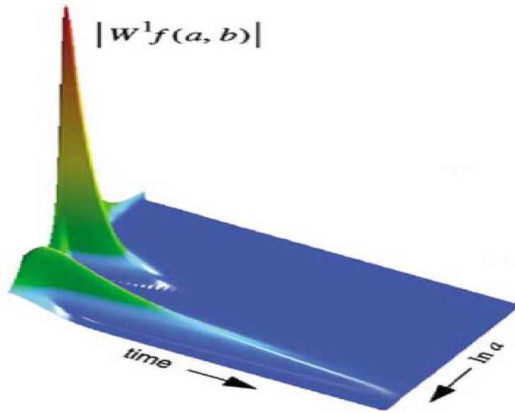


Рис. 7.17. Модуль вейвлет-преобразования колебаний системы с двумя степенями свободы

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 рис. 7.18 представлен график этого сечения. По этому графику определяются значения a_1 и a_2 .

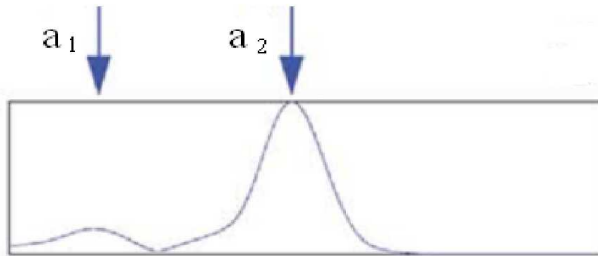


Рис. 7.18. График сечения модуля вейвлета по $\ln a$

Для полученных значений a_1 и a_2 строят сечения модуля вейвлет-преобразования по времени « b » (рис.7.19).

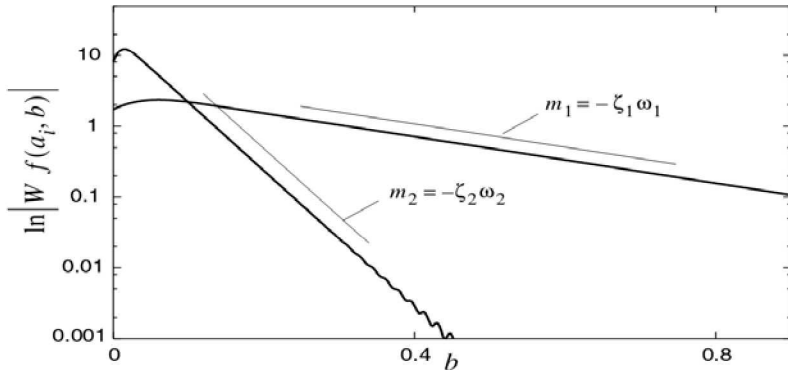


Рис. 7.19. Графики сечений модуля вейвлет-преобразования по времени для значений a_1 и a_2

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 (7.3) 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 7.5

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 частот и коэффициентов демпфирования по данным, полученным из вейвлет-преобразования?

8. ОЦЕНКА ИНФОРМАТИВНОСТИ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ

В главе 7 было показано, что в качестве диагностических признаков выявления тех или иных неисправностей, могут использоваться различные характеристики вибрации.

При решении задач технической диагностики важное значение имеет описание объекта в системе диагностических признаков, обладающих большой информативностью (диагностической ценностью). Количественное определение диагностической ценности признаков производится на основе *теории информации* [68, 69, 70].

Главный принцип: *диагностическая ценность признака* определяется информацией, которая вносится признаком в оценку состояния системы (объекта диагноза).

Центральное место в теории информации занимает понятие *энтропии системы*, которое и используется для оценки количества информации.

8.1. Энтропия системы

Понятие энтропии в теории информации, введенное Винером, Шенноном и Колмогоровым [69, 70, 71], базируется (так же, как и в термодинамике) на представлении, что в мире порядок борется с хаосом (дезорганизованностью). Если не прикладывать никаких усилий, то объекты мира становятся более дезорганизованными. Или, по-другому, как состояние хаос более вероятен, чем порядок. Поэтому в естественных условиях состояние системы будет становиться все более дезорганизованным, то есть энтропия системы будет возрастать.

Получение информации, в том числе и о состоянии системы, есть операция по наведению порядка. Эта операция направлена на повышение организованности системы. Следовательно, извлечение информации ведет к снижению энтропии системы, но требует определенных затрат. В такой постановке диагностическая ценность признака определяется тем, насколько уменьшается энтропия системы после определения величины конкретного диагностического признака.

Рассмотрим математическое определение энтропии с позиций теории информации. Первоначально проанализируем факторы, влияющие на энтропию.

1. Допустим, имеется система A , которая может находиться в N случайных состояниях A_i ($i = 1 \dots N$). Нахождение системы в одном из этих состояний является случайным событием, каждое из которых может появляться с вероятностями $P(A_1), P(A_2), \dots, P(A_i), \dots, P(A_N)$. Чем больше число состояний, в которых может находиться система, тем больше степень её дезорганизованности. Поскольку степень дезорганизованности определяет энтропию системы, то с увеличением числа состояний энтропия системы будет возрастать. Отсюда следует вывод о том, что математическое выражение для определения величины энтропии должно учитывать количество состояний системы.

2. Будем считать, что события A_i составляют полную группу несовместимых событий, то есть

$$\sum_{i=1}^N P(A_i) = 1.$$

3. Степень дезорганизованности (то есть энтропия системы) зависит не только от числа состояний n , но и от соотношения между вероятностями $P(A_i)$ нахождения системы в каждом из этих состояний. Поясним на примере. Предположим, что система может находиться в трех состояниях A_1, A_2 и A_3 . Пусть известны вероятности нахождения системы в этих состояниях $P(A_1); P(A_2); P(A_3)$, причем $P(A_1) = 0,96; P(A_2) = 0,02; P(A_3) = 0,02$. Очевидно, в такой ситуации заранее можно утверждать, что система вероятнее всего будет находиться в состоянии A_1 .

Если $P(A_1) = P(A_2) = P(A_3)$, то дезорганизованность системы будет выше, и следовательно, энтропия больше, чем в первом случае.

Если $P(A_1) = 1$, а $P(A_2) = P(A_3) = 0$, то ни о какой дезорганизованности системы говорить не имеет смысла и в этом случае энтропия системы должна быть равна 0.

С учетом этих требований в теории информации энтропия $H(A)$ системы A , которая может находиться в N состояниях с вероятностями $P(A_i)$, определяется следующим соотношением:

$$H(A) = \sum_{i=1}^N P(A_i) \cdot \log_2 \frac{1}{P(A_i)} = - \sum_{i=1}^N P(A_i) \cdot \log_2 P(A_i), \quad (8.1)$$

где $\log_2$ – двоичный логарифм.

Рассмотрим основные свойства энтропии, которые в дальнейшем будут использоваться для определения количества информации.

1. Так как вероятность появления события A_i величина положительная и заключена в интервале от нуля до единицы, то есть $0 \leq P(A_i) \leq 1$, то энтропия системы величина также положительная, то есть $H(A) \geq 0$.

2. Целесообразность использования двоичного логарифма следует из теории связи, поскольку сообщение в одной ячейке памяти может принимать два значения: нуль (событие A_1) или единица (событие A_2) с одинаковой вероятностью, то есть $P(A_1) = P(A_2) = 0,5$. Для такой системы

$$H(A) = -P(A_1) \cdot \log_2 P(A_1) - P(A_2) \cdot \log_2 P(A_2) = -\frac{1}{2} \cdot \log_2 \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \log_2 \frac{1}{2} = 1.$$

Эта единица измерения называется двоичной единицей или битом. Таким образом, в качестве единицы измерения энтропии принимается степень неопределенности системы, имеющей два возможных равновероятных состояния.

3. Можно ввести понятие энтропии для отдельного состояния A_i :

$$H(A_i) = \log_2 \frac{1}{P(A_i)} = -\log_2 P(A_i).$$

Тогда энтропия системы в целом представляет собой среднее значение энтропии отдельных состояний:

$$H(A) = \sum_{i=1}^N P(A_i) \cdot H(A_i).$$

Отсюда следует важный вывод, что в случае введения понятия энтропии i -го состояния энтропию всей системы можно вычислять как среднее значение энтропии отдельных состояний:

$$H(A) = [H(A_i)]_{CP} = [-\log_2 P(A_i)]_{CP}.$$

4. Если вероятность одного из состояний $P(A_k) = 1$, то энтропия всей системы $H(A)$ равна 0. Этот вывод вытекает из следующих соображений. Во-первых, в сумме, определенной выражением (8.1), будет слагаемое с индексом k , равное нулю, то есть

$$P(A_k) \cdot \log_2 P(A_k) = 1 \cdot 0 = 0.$$

Все остальные слагаемые при $i \neq k$ будут иметь неопределенное значение следующего вида:

$$P(A_i) \cdot \log_2 P(A_i) = 0 \cdot \infty.$$

Однако можно доказать, что эта неопределенность в пределе при стремлении $P(A_i)$ к нулю принимает значение, равное нулю:

$$\lim_{P(A_i) \rightarrow 0} \{P(A_i) \cdot \log_2 P(A_i)\} = 0.$$

Таким образом, в соответствии с выражением (8.1) полная энтропия системы равна нулю: $H(A) = 0$. Это условие очевидно и из физических соображений, так как в подобной системе нет никакой неопределенности.

5. Пусть система может находиться в N равновероятных состояниях, то есть

$$P(A_1) = P(A_2) = P(A_3) = \dots = P(A_i) = \dots = P(A_N) = \frac{1}{N}.$$

Тогда энтропия системы определится следующим образом:

$$H(A) = - \sum_{i=1}^N P(A_i) \cdot \log_2 P(A_i) = - \sum_{i=1}^N \frac{1}{N} \cdot \log_2 \frac{1}{N} = \log_2 N.$$

Отсюда следует вывод, что если система может находиться в N равновероятных состояниях, то её энтропия равна логарифму двоичному из числа состояний, то есть $H(A) = \log_2 N$, где N – число состояний.

6. Если система A может находиться в N состояниях, то энтропия системы максимальна в том случае, когда все состояния равновероятны, то есть

$$H(A) = - \sum_{i=1}^N P(A_i) \cdot \log_2 P(A_i) = \max = \log_2 N$$

при $P(A_1) = P(A_2) = P(A_3) = \dots = P(A_i) = \dots = P(A_N)$.

Поясним последний вывод на следующем примере. Пусть имеется система A , которая может находиться в двух состояниях A_1 и A_2 (так называемая бинарная система). Известно $P(A_1)$, а $P(A_2) = 1 - P(A_1)$.

Рассмотрим, как будет меняться энтропия системы при различных сочетаниях вероятностей $P(A_1)$ и $P(A_2)$ (рис.8.1).

В первом варианте примем $P(A_1)=0$. Тогда $P(A_2)=1$ и, следовательно, $H(A) = 0$.

Во втором варианте примем $P(A_1) = 1$. Тогда $P(A_2) = 0$ и, следовательно, $H(A)$ также равна нулю.

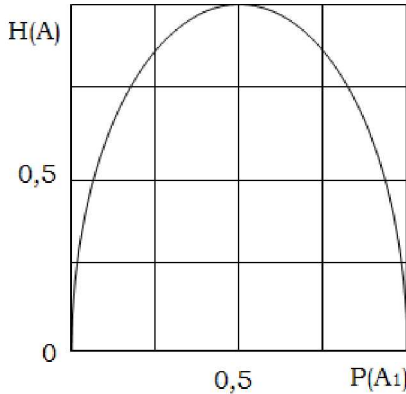


Рис.8.1. Зависимость энтропии $H(A)$ бинарной системы от вероятности первого состояния

В третьем варианте примем, что вероятности появления первого и второго состояний одинаковы, то есть $P(A_1)=P(A_2)=0,5$. В этом случае энтропия системы $H(A)$ максимальна и равна единице, то есть $H(A) = \max = 1$.

Рассмотренные понятия самой энтропии и ее свойства позволяют подойти к вопросу определения количества информации [68, 70].

Контрольные вопросы к разделу 8.1

1. Дайте понятие энтропии.
2. Какие факторы влияют на энтропию?
3. Как математически записывается величина энтропии?
4. Почему в формуле вычисления энтропии используется двоичный логарифм?
5. Чему равно значение энтропии системы, если вероятность нахождения ее в одном из состояний равна единице?
6. При каком условии значение энтропии максимально?

8.2. Определение количества информации при диагностировании

С точки зрения диагностики важно определять не саму энтропию системы, а то количество информации, которое приобретается о состоянии системы в результате измерения некоторого комплекса (набора, вектора) признаков.

Рассмотрим следующий пример. Пусть объектом диагностики является маслосистема, которая может находиться либо в исправном A_1 , либо в неисправном A_2 состояниях. Для диагностирования системы проводятся измерение температуры t_M или давления P_M масла.

Очевидно, что до выполнения измерений дать ответ о состоянии системы весьма затруднительно. Можно предположить, что исправное и неисправное состояния, являются равновероятными, то есть $P(A_1) = P(A_2) = 0,5$. Таким образом, с учетом изложенного выше, можно определить начальную энтропию системы до проведения измерений $H_{HAC}(A)$, которая равна:

$$\begin{aligned} H_{HAC}(A) &= -P(A_1) \cdot \log_2 P(A_1) - P(A_2) \cdot \log_2 P(A_2) = \\ &= -\frac{1}{2} \cdot \log_2 \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \log_2 \frac{1}{2} = 1. \end{aligned}$$

Пусть для температуры предельное значение составляет 90°C . Из опыта эксплуатации установлено, что при температуре масла $t_M < 90^\circ\text{C}$ в 60% случаев масляная система находится в исправном состоянии, то есть при $t_M < 90^\circ\text{C}$ $P(A_1) = 0,6$, а $P(A_2) = 0,4$. Следовательно, если в процессе измерения установлено, что температура масла меньше 90°C , то энтропия системы равна:

$$H_t(A) = -0,6 \cdot \log_2 0,6 - 0,4 \cdot \log_2 0,4 = 0,92.$$

Количество информации о состоянии системы A , которое мы получили по результатам измерения температуры $I_A(t_M)$, определим как разность начальной энтропии $H_{HAC}(A)$ и значения энтропии, которую имела система после измерения температуры $H_t(A)$:

$$I_A(t_M) = H_{HAC}(A) - H_t(A) = 1 - 0,92 = 0,08.$$

Для этой же системы известно, что если давление масла в системе превышает две атмосферы, то вероятность нахождения системы в исправ-

ном состоянии равна единице, а в неисправном нулю, то есть при $P_M > 2 \text{ атм}$ $P(A_1) = 1$, а $P(A_2) = 0$. Поэтому, если в процессе измерения установлено, что давление масла в системе превышает две атмосферы, то энтропия системы равна:

$$H_P(A) = -1 \cdot \log_2 1 - 0 \cdot \log_2 0 = 0.$$

Как и в предыдущем случае, количество информации о состоянии системы A , которое мы получили по результатам измерения давления $I_A(P_M)$, определим как разность начальной энтропии $H_{HAЧ}(A)$ и значения энтропии, которую имела система после измерения давления $H_P(A)$:

$$I_A(P_M) = H_{HAЧ}(A) - H_P(A) = 1 - 0 = 1.$$

В общем случае задача определения количества информации ставится таким образом. Пусть имеется система (объект диагностики) A , которая может находиться в одном из состояний A_i (где $i = 1 \dots N$). В каждом из этих состояний объект может находиться с определенной вероятностью $P(A_i)$. С этим объектом связан комплекс (система, вектор) диагностических признаков K . Этот комплекс (вектор) задается своими компонентами (координатами), число которых равно n . Другими словами объект диагностики описывается в n -мерном пространстве диагностических признаков. В процессе диагностирования, после проведения соответствующих измерений и обработки диагностических параметров, определяются конкретные значения (реализации) диагностических признаков по всем n координатам. В свою очередь, этот комплекс, состоящий из n реализаций диагностических признаков определяет некоторую j -ю реализацию вектора диагностических признаков K_j , принадлежащую множеству K . Математически эти рассуждения можно записать следующим образом:

$$K = K^* = K_j = \{k_{j1}; k_{j2}; \dots k_{js}; \dots k_{jn}\},$$

где K^* – экспериментально полученная реализация вектора диагностических признаков K ; K_j – экспериментально полученная конкретная j -я реализация вектора диагностических признаков; k_{js} – экспериментально полученная реализация диагностического признака по s -й координате, соответствующая j -й реализации вектора диагностических признаков K_j ; $s = 1, \dots, n$; $j = 1, \dots, m$.

В диагностическом смысле задача оценки количества информации формулируется так: – необходимо определить количество информации, которое получается о состоянии системы A , после измерения всех реализаций вектора диагностических признаков, входящих во множество K . В такой постановке количество информации записывается следующим образом:

$$I_A(K) = H(A) - H\left(\frac{A}{K}\right), \quad (8.2)$$

где $H(A) = - \sum_{i=1}^N P(A_i) \cdot \log_2 P(A_i)$ – начальная энтропия объекта диагностики, которая определяется по априорным данным; $H\left(\frac{A}{K}\right)$ – энтропия системы A после того, как стали известны все реализации вектора диагностических признаков из множества K .

Вычисление начальной энтропии при известных вероятностях $P(A_i)$ не вызывает затруднений. Рассмотрим второй член в правой части выражения (8.2), который называется условной энтропией. Эта условная энтропия вычисляется таким же образом, как и начальная энтропия, только вместо вероятности появления события A_i подставляется условная вероятность нахождения системы в состоянии A_i при наблюдении всех реализаций вектора признаков K_j из множества K , то есть

$$H\left(\frac{A}{K}\right) = - \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^m P\left(\frac{A_i}{K_j}\right) \cdot \log_2 P\left(\frac{A_i}{K_j}\right),$$

где $P\left(\frac{A_i}{K_j}\right)$ – условная вероятность нахождения объекта диагностирования в состоянии A_i при условии, что вектор диагностических параметров получит реализацию K_j ; $i = 1 \dots N$ – номер технического состояния (диагноза); $j = 1 \dots m$ – номер реализации вектора диагностических признаков.

После подстановки начальной и условной энтропии в выражение (8.2) и соответствующих преобразований выражение для количества информации, получаемого при обследовании всех диагнозов A_i по всем реализациям вектора диагностических признаков K_j , будет иметь вид

$$I_A(K) = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^m P(A_i) \cdot P\left(\frac{K_j}{A_i}\right) \cdot \log_2 \frac{P\left(\frac{K_j}{A_i}\right)}{P(K_j)}, \quad (8.3)$$

где $P\left(\frac{K_j}{A_i}\right)$ – условная вероятность появления j -й реализации вектора признаков K_j при нахождении системы в A_i состоянии; $P(K_j)$ – вероятность появления j -й реализации вектора признаков K_j при нахождении объекта диагностики во всех возможных состояниях.

Используя известные из теории вероятностей соотношения между вероятностями совместного появления событий и условными вероятностями появления событий:

$$P(A_i, K_j) = P(A_i) \cdot P\left(\frac{K_j}{A_i}\right) = P(K_j) \cdot P\left(\frac{A_i}{K_j}\right),$$

выражение (8.3) для количества информации можно представить в другом виде:

$$I_A(K) = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^m P(K_j) \cdot P\left(\frac{A_i}{K_j}\right) \cdot \log_2 \frac{P\left(\frac{A_i}{K_j}\right)}{P(A_i)} \quad (8.4)$$

или

$$I_A(K) = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^m P(A_i, K_j) \cdot \log_2 \frac{P(A_i, K_j)}{P(A_i) \cdot P(K_j)}, \quad (8.5)$$

где $P\left(\frac{A_i}{K_j}\right)$ – вероятность нахождения объекта в диагнозе A_i при условии, что в ходе процесса диагностирования была получена реализация вектора диагностических признаков K_j ; $P(A_i, K_j)$ – вероятность совместного появления следующих событий: нахождение объекта в диагнозе A_i и получение в процессе диагностирования реализации диагностических признаков K_j .

При анализе выражения (8.5) можно сделать вывод, способствующий физическому пониманию расчетных формул, предназначенных для оценки величины получаемой информации. Так, если система признаков выбрана неправильно, то она оказывается не связана с техническим состоянием. Говоря по-другому, все диагнозы объекта и все реализации векторов диагностических признаков являются независимыми событиями, то есть $P(A_i, K_j) = P(A_i) \cdot P(K_j)$. Тогда, как следует из выражения (8.5),

$I_A(K) = 0$. Следовательно, в такой ситуации знание диагностических признаков не дает никакой информации о техническом состоянии объекта диагностики.

При необходимости определить количество информации, получаемое об отдельном состоянии A_i при обследовании по всем реализациям вектора признаков K_j , в предыдущих выражениях необходимо опустить суммирование по i ($i = 1 \dots N$). Тогда мы получим три выражения для определения $I_{A_i}(K)$:

$$I_{A_i}(K) = \sum_{j=1}^m P(A_i, K_j) \cdot \log_2 \frac{P(A_i, K_j)}{P(A_i) \cdot P(K_j)} \quad (8.6)$$

или

$$I_{A_i}(K) = \sum_{j=1}^m P(A_i) \cdot P\left(\frac{K_j}{A_i}\right) \cdot \log_2 \frac{P\left(\frac{K_j}{A_i}\right)}{P(K_j)}, \quad (8.7)$$

или

$$I_{A_i}(K) = \sum_{j=1}^m P(K_j) \cdot P\left(\frac{A_i}{K_j}\right) \cdot \log_2 \frac{P\left(\frac{A_i}{K_j}\right)}{P(A_i)}. \quad (8.8)$$

Если необходимо определить количество информации $I_{A_i}(K_j)$, которое получают о состоянии системы A_i при измерении в процессе диагностирования конкретной реализации вектора диагностических признаков K_j , то в предыдущих выражениях надо вообще опустить суммирование:

$$I_{A_i}(K_j) = P(A_i, K_j) \cdot \log_2 \left[\frac{P(A_i, K_j)}{P(A_i) \cdot P(K_j)} \right] \quad (8.9)$$

или

$$I_{A_i}(K_j) = P(A_i) \cdot P\left(\frac{K_j}{A_i}\right) \cdot \log_2 \left[\frac{P\left(\frac{K_j}{A_i}\right)}{P(K_j)} \right], \quad (8.10)$$

или

$$I_{A_i}(K_j) = P(K_j) \cdot P\left(\frac{A_i}{K_j}\right) \cdot \log_2 \left[\frac{P\left(\frac{A_i}{K_j}\right)}{P(A_i)} \right], \quad (8.11)$$

Итак, последние выражения для $I_{A_i}(K_j)$ определяют ожидаемое количество информации о состоянии A_i , получаемое при появлении в ходе процесса диагностирования конкретной реализации вектора диагностических признаков K_j .

В общей постановке вектор диагностических признаков может содержать любое число компонент, то есть объект диагностирования может быть определен в пространстве диагностических признаков любой размерности. Следовательно, количество диагностических признаков, являющихся компонентами вектора, может изменяться от одного до бесконечности. Поэтому полученные выражения могут быть применены и к случаю, когда вектор диагностических признаков содержит только одну компоненту, то есть $K_j = k_j$. Тогда, если в выражениях (8.9), (8.10) и (8.11) заменить K_j на k_j , то они будут определять количество информации, получаемое о состоянии A_i при обследовании по конкретному признаку k_j .

Последний вывод о том, что данные соотношения справедливы как для случая измерения комплекса признаков, так и для случая измерения отдельного диагностического признака или параметра является весьма существенным. На его основе вводится ряд важнейших для практики понятий. Одним из таких понятий является *диагностический вес признака* [68].

В технической диагностике понятие *диагностического веса признака* вводится как величина, которая определяется следующим выражением:

$$Z_{A_i}(k_j) = \log_2 \left[\frac{P(A_i/k_j)}{P(A_i)} \right]. \quad (8.12)$$

Данное выражение является эквивалентом количества информации, которое мы получаем о состоянии A_i после измерения признака k_j .

Рассмотрим некоторые свойства диагностического веса признака.

1. Если вероятность появления состояния A_i после измерения признака k_j больше вероятности появления этого состояния без измерения признака (то есть $P(A_i/k_j) > P(A_i)$), тогда $Z_{A_i}(k_j) > 0$.

2. Если условная вероятность появления состояния A_i равна обычной вероятности (то есть $P(A_i/k_j) = P(A_i)$), тогда $Z_{A_i}(k_j) = 0$. Такая ситуация означает, что появление состояния A_i и появление признака k_j являются независимыми событиями.

3. Если условная вероятность появления состояния A_i меньше обычной вероятности (то есть $P(A_i/k_j) < P(A_i)$), тогда $Z_{A_i}(k_j) < 0$. Такая ситуа-

ция свидетельствует о том, что появление признака k_j есть отрицание появления состояния A_i .

Учитывая предыдущие выражения (8.9) и (8.10), диагностический вес можно записать и следующим образом:

$$Z_{Ai}(k_j) = \log_2 \left[\frac{P(A_i, k_j)}{P(A_i) \cdot P(k_j)} \right], \quad (8.13)$$

или

$$Z_{Ai}(k_j) = \log_2 \left[\frac{P(k_j/A_i)}{P(k_j)} \right]. \quad (8.14)$$

Определяемые этими соотношениями диагностические веса признаков называются независимыми (безусловными) диагностическими весами. При определении диагностических весов признаков по этим соотношениям предполагается ситуация, в которой обследование по признаку k_j не зависит от обследования по другим признакам.

Контрольные вопросы к разделу 8.2

1. Объясните на примере как количество информации связано с энтропией.
2. Как определяется энтропия до и после проведения диагностирования?
3. Как определить общую информативность признака?
4. Как определить диагностическую ценность признака?
5. Как определить количество информации получаемой об отдельном состоянии системы при измерении конкретной реализации диагностического признака?
6. Что такое диагностический вес признака?
7. Опишите основные свойства диагностического веса признака.

8.3. Оценка информативности систем контроля и диагностики

Повышение эффективности использования авиационной техники (АТ), в том числе и наземного применения, неразрывно связано с внедрением эксплуатации по состоянию с контролем параметров. При этом экс-

плуатационная надежность АТ обеспечивается за счёт раннего, до наступления отказа, обнаружения дефектов, а экономическая эффективность эксплуатации повышается за счет максимально возможного использования запасов работоспособности каждого изделия.

Применение данного метода требует использования в эксплуатации различных методов и средств диагностики. Эффективность (совершенство) диагностических комплексов определяется таким свойством, как контролепригодность.

Контролепригодностью АТ называется свойство изделия АТ, характеризующее его приспособленность к проведению контроля параметров изделия и его составных частей с целью выполнения с установленными показателями следующих задач определения технического состояния (ТС):

- контроля ТС;
- поиска места отказа (до заданной сменной сборочной единицы изделия);
- прогнозирования ТС и установления места отказа изделия по результатам обработки информации, зарегистрированной для этого изделия в процессе полета (полетов).

Таким образом, уровень контролепригодности в значительной степени определяет эффективность системы технического обслуживания и ремонта АТ в целом.

При оценке контролепригодности АТ проводится качественный и количественный анализ. Количественный анализ обычно проводится путем расчета некоторых количественных показателей. Например, достаточность числа контролируемых параметров:

$$K_{\text{КП}} = N_{\text{КП}} / N_{0\text{КП}},$$

где $N_{\text{КП}}$ – фактическое число контролируемых параметров; $N_{0\text{КП}}$ – число контролируемых параметров, заданное руководящими документами.

Показатель полноты контроля, с помощью которого оценивается полнота определения вида технического состояния (исправность, работоспособность), определяется соотношением

$$K_{\text{ПК}} = N_{\text{К}} / N_0,$$

где N_K – число контролируемых элементов ВС (функциональной системы), регулировка или замена, которых разрешена в эксплуатации; N_0 – общее число таких элементов (контролируемых и неконтролируемых).

Ко второй группе показателей относятся показатели, которые оценивают соотношение времени или трудоемкости выполнения различных операций диагностики. Например, показатель, определяющий соотношение времени (трудоемкости) операций контроля и общего времени (трудоемкости) T_{OK} технического обслуживания:

$$K_T = 1 - T_{OK}/T_{TO},$$

где T_{OK} – средние затраты времени или средняя трудоемкость на контроль; T_{TO} – средние общие затраты времени или средняя трудоемкость на техническое обслуживание, включая контроль.

Существует большое число и других показателей, однако среди них отсутствуют показатели, с помощью которых возможно оценивать количественно объем информации, получаемой о техническом состоянии АТ с помощью конкретного диагностического комплекса. Между тем такие показатели позволили бы напрямую оценивать и сопоставлять для различных диагностических комплексов их способность выполнять основную функцию – получать информацию о техническом состоянии АТ.

Оценку количества информации, получаемой о техническом состоянии АТ с помощью конкретной системы диагностики можно дать, используя понятие энтропии.

Пусть имеется объект диагностики **A**, который может находиться в одном из состояний (диагнозе) A_i (где $i = 1...N$). В каждом из этих состояний объект может находиться с определенной вероятностью $P(A_i)$.

С этим объектом связан комплекс диагностических признаков **K**. Этот комплекс состоит из отдельных признаков, число которых равно n . В процессе диагностирования, после проведения соответствующих измерений, определяется конкретные значения каждого диагностического признака.

Задача оценки количества информации формулируется так: необходимо определить количество информации $I_A(K)$, которое получается о

состоянии объекта $\mathbf{A}$, после измерения всех реализаций вектора диагностических признаков, входящих во множество $\mathbf{K}$.

В такой постановке количество информации записывается следующим образом:

$$I_A(\mathbf{K}) = H(A) - H\left(\frac{A}{\mathbf{K}}\right), \quad (8.15)$$

где $H(A) = \sum_{i=1}^N P(A_i) \cdot \log_2 \frac{1}{P(A_i)}$ – начальная энтропия объекта диагностики, которую он имеет до проведения измерений диагностических признаков; $H(A/K)$ – энтропия объекта $\mathbf{A}$ после того, как стали известны все реализации вектора диагностических признаков из множества $\mathbf{K}$.

С учетом того, что энтропия объекта диагностики определяет степень его незнания, то выражение (8.15), для оценки информативности конкретного контрольно-диагностического комплекса $I_{KDK}(\mathbf{K})$, можно переписать следующим образом:

$$I_{KDK}(\mathbf{K}) = H(\mathbf{A}) - H(A_{НЕДИАГ}), \quad (8.16)$$

где $H(\mathbf{A})$ – начальная энтропия объекта диагностики, которая рассчитывается с учетом данных, полученных из эксплуатации, о всех возможных диагнозах объекта и вероятностей их появления; $H(A_{НЕДИАГ})$ – энтропия объекта диагностики, для тех его состояний, которые не диагностируются оцениваемым контрольно-диагностическим комплексом.

Ниже, в качестве примера, проведена оценка информативности автоматизированной системы диагностики двигателя (АСД) НК-37 и НК-36СТ (АСД-37/АСД-36СТ), по сравнению с системой контроля двигателей, не включающей АСД.

Стоит отметить, что газотурбинный двигатель может находиться фактически в бесконечном числе состояний, однако для проведения оценки выделим лишь состояния, встречающиеся на двигателе по опыту эксплуатации. Например, для двигателя НК-37 это 37 неисправных состояний и одно исправное состояние. Вероятности состояний рассчитаны к моменту истечения назначенного межремонтного ресурса (25000 ч) с использованием статистики неисправностей. Всего за рассматриваемый период различные неисправные состояния к моменту съема двигателя для ремонта наблюдались 96 раз. Известно, что за все время эксплуатации только один двигатель отработал межремонтный ресурс, поэтому будем

считать вероятность нахождения двигателя в исправном состоянии к моменту выработки межремонтного ресурса как 1/97.

Для оценки информативности АСД воспользуемся формулой (8.16), подставив в нее рассчитанные вероятности.

Начальная энтропия для двигателя НК-37(36СТ):

$$H(A) = \sum_{i=1}^{38} P(A_i) \cdot \log_2 \frac{1}{P(A_i)} = 4,68 ,$$

т.е. начальная энтропия двигателя равна 4,68 битам.

Рассмотрим второй член в правой части выражения (8.16), который вычисляется с учетом состояний, которые не диагностируются оцениваемой системой. Для вычисления этого члена необходимо по опыту эксплуатации или путем анализа алгоритмов диагностирования определить, какие состояния двигателя не выявляются АСД.

В процессе работы состояние двигателя НК-37 контролируется АСУ агрегата и АСД-37 (если АСД установлена). Проанализируем контролепригодность работающего двигателя с использованием АСД и без использования АСД, т.е. эффективность АСД по сравнению с АСУ.

По опыту эксплуатации известно, что при контроле *с помощью АСУ и АСД* не выявляются 9 технических состояний. Степень неопределенности (незнания) технического состояния, которая определяется с помощью энтропии, будет равна:

$$H(A_{НАСД}) = \sum_{i=1}^{N_{нв}} P(A_i) \cdot \log_2 \frac{1}{P(A_i)} = 0,631 ,$$

где $N_{нв}$ – количество технических состояний, которое не выявляется данным комплексом проверок.

Таким образом, информативность АСД по выражению (8.16):

$$H(A_{АСД}) = H(A) - H(A_{НАСД}) = 4,68 - 0,631 = 4,049 \text{ бит.}$$

При контроле *с помощью АСУ, без использования АСД* не выявляются 15 технических состояний. Степень неопределенности (незнания) технического состояния, которая определяется с помощью энтропии, будет равна:

$$H(A_{НАСД}) = \sum_{i=1}^{N_{нв}} P(A_i) \cdot \log_2 \frac{1}{P(A_i)} = 1,612 ,$$

где $N_{нв}$ – количество технических состояний, которое не выявляется данным комплексом проверок.

Таким образом, информативность без АСД составляет:

$$H(A_{АСД}) = H(A) - H(A_{НАСД}) = 4,68 - 1,612 = 3,068 \text{ бит.}$$

По аналогии с предыдущими рассуждениями информативность идеального диагностического комплекса (выявляющего все состояния) должна составлять:

$$H(A_{СК}) = H(A) - H(A_{НСК}) = 4,68 - 0 = 4,68 \text{ бит.}$$

Таким образом, информативность АСД-37(36СТ) в 1,15 раз меньше идеального комплекса, и в 1,3 раз выше информативности АСУ. Т.е., применение АСД для контроля состояния работающего двигателя весьма значительно повышает контролепригодность, при этом имеется возможность проводить совершенствование АСД.

В заключение необходимо отметить, что предлагаемый подход позволяет анализировать и сопоставлять различные контрольно-диагностические комплексы по показателю, который напрямую оценивает их способность выполнять основную функцию – получать информацию о техническом состоянии авиационной техники.

Контрольные вопросы к разделу 8.3

1. Что такое контролепригодность?
2. Какими показателями оценивается контролепригодность?
3. Как оценивается информативность системы диагностики с использованием понятия энтропии?

9. МЕТОДЫ КЛАССИФИКАЦИИ В ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ

9.1. Основные понятия

На заключительном этапе, после построения модели выбора диагностических признаков и оценки их информативности, необходимо произвести классификацию, распознать диагноз, в котором находится диагностируемый объект. Для этого следует построить решающее правило, с помощью которого проводится классификация.

В общем случае задача распознавания диагнозов формулируется следующим образом [36, 68, 72].

Технический объект (система) может находиться в n состояниях, то есть для этого объекта может наблюдаться совокупность диагнозов $D = (D_1, D_2, \dots, D_i, \dots, D_n)$, где $i = 1 \dots n$.

Каждое техническое состояние (диагноз D_i) описывается комплексом признаков $K = (K_1, K_2, \dots, K_j, \dots, K_L)$, где $j = 1 \dots L$. Каждый j -й признак обладает m_j разрядами.

Требуется построить решающее правило, с помощью которого объект, предъявленный для диагностики технического состояния, по полученному комплексу m_j – разрядных признаков мог быть отнесен к одному из возможных диагнозов D_i .

Для наглядности описания задач распознавания диагнозов удобно дать им геометрическую интерпретацию. В зависимости от свойств объекта диагностики, законов изменения параметров технического состояния, законов изменения диагностических параметров и, следовательно, диагностических признаков существуют два подхода к решению задач распознавания диагнозов: детерминистский и вероятностный.

Детерминистский подход имеет место в том случае, если каждый диагноз может быть описан конкретным набором диагностических признаков, которые принимают строго определенные значения. При этом этот набор значений признаков имеет место только для данного диагноза.

Дадим геометрическую интерпретацию задач распознавания диагнозов для детерминистского подхода. Пусть в результате оценки технического состояния определены конкретные значения диагностических признаков, то есть получено, что объект диагностирования характеризуется комплексом признаков $K = (K_1, K_2, \dots, K_j, \dots, K_L)$. Пусть признак K_j определяет значение j -й координаты некоторого вектора в L -мерном

пространстве. Тогда набор признаков ($K_1, K_2, \dots, K_j, \dots, K_L$) определяет вектор, соединяющий начало координат и точку с соответствующими координатами в L -мерном пространстве. При таком представлении каждому диагнозу будет соответствовать строго определенная точка в L -мерном пространстве признаков или параметров.

Отметим, что поскольку практически значения параметров получаются с учетом погрешностей измерений, то для каждого диагноза как в пространстве параметров, так и в пространстве признаков мы будем иметь не точку, а некоторую область. Но главной особенностью детерминистской постановки задачи является то, что области различных диагнозов не пересекаются. Например, на рис.9.1 изображен случай (затененные области), когда объект диагностики может находиться в двух диагнозах D_1 и D_2 , а его техническое состояние описывается двумя признаками (параметрами) K_1 и K_2 .

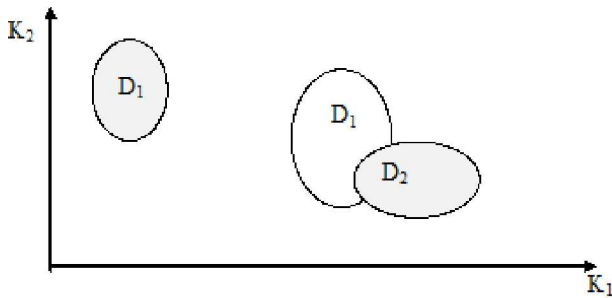


Рис. 9.1. Представление областей диагнозов в пространстве признаков

Таким образом, при детерминистском подходе задача разработки решающего правила сводится к разделению пространства признаков (или параметров) на области диагнозов.

К сожалению, детерминистская постановка диагностической задачи зачастую невозможна, так как на диагностические параметры (а следовательно, и на сформированные на их основе диагностические признаки) воздействует огромное количество случайных факторов (изготовление элементов систем в пределах допусков, внешние условия работы, точность измерения и т.п.). В результате диагностические признаки (параметры) имеют существенный разброс значений даже для случая, когда объекты находятся в одном и том же диагнозе. Поскольку диагностиче-

ский признак обладает существенным разбросом, то он становится величиной, которая только с некоторой вероятностью определяет появление конкретного диагноза.

В такой ситуации используется *вероятностный подход* к решению задач технической диагностики. При использовании вероятностных методов постановка задач распознавания диагнозов формулируется следующим образом.

1. Имеется технический объект, который может находиться в одном из n диагнозов $D = (D_1, D_2, \dots, D_i, \dots, D_n)$. Появление конкретного диагноза D_i в данный момент времени случайно и определяется соответствующей вероятностью $P(D_i)$.

2. Известна совокупность признаков $K = (K_1, K_2, \dots, K_j, \dots, K_L)$, каждый из которых является случайной величиной и возможность его появления характеризуется вероятностью $P(K_j)$.

3. Требуется сформулировать правило, с помощью которого можно по заданному комплексу признаков отнести объект к одному из диагнозов. То есть определить вероятность нахождения объекта в i -м диагнозе (появления события D_i) при условии, что экспериментально получен конкретный набор значений признаков $K^* = (K_1^*, K_2^*, \dots, K_j^*, \dots, K_L^*)$, где K_j^* – конкретная реализация случайной величины K_j .

В геометрической интерпретации ситуация, соответствующая вероятностному подходу, означает, что области диагнозов пересекаются, как это показано на рис.9.1 (светлая область для диагноза D_1).

Вероятностные методы распознавания являются более общими. Поэтому ниже подробно рассмотрены наиболее широко используемые методы, относящиеся к этому классу.

Контрольные вопросы к разделу 4.1

1. Как формулируется задача распознавания диагнозов в общем виде?
2. Как ставится задача определения диагнозов при детерминистском подходе?
3. В чем суть вероятностного подхода при определении диагноза?
4. Как ставится задача определения диагнозов при вероятностном подходе?

9.2. Метод Байеса

Метод Байеса является одним из наиболее простых и мощных методов. Этот метод основан на вычислении условной вероятности появления такого события, как диагноз D_i при появлении конкретной реализации комплекса признаков K^* [68, 72, 73].

Рассмотрим первоначально основные положения этого метода на простейшем случае, когда имеется диагноз D_i и один бинарный признак K_j , встречающийся при появлении этого диагноза.

Определим некоторые понятия:

1. $P(D_i)$ – априорная (доопытная) вероятность появления диагноза D_i . Эту вероятность определяют по статистическим данным на начальном этапе применения метода исходя из следующих соображений. Если при обследовании N объектов диагноза установлено, что из них N_i имеют диагноз D_i , то вероятность появления этого диагноза определяется соотношением

$$P(D_i) = \frac{N_i}{N}.$$

2. $P(K_j / D_i)$ – априорная условная вероятность появления признака K_j у объектов имеющих техническое состояние (диагноз) D_i . Эта вероятность также определяется на начальном этапе по имеющимся статистическим данным. Если из N обследованных объектов N_i находилось в диагнозе D_i , а из них N_{ij} объектов имели признак K_j , то условная вероятность появления признака K_j у объектов с диагнозом D_i вычисляется следующим образом:

$$P(K_j / D_i) = \frac{N_{ij}}{N_i}.$$

4. $P(K_j)$ – априорная вероятность появления признака K_j у всех объектов независимо от их состояния. То есть, если из N объектов независимо от их технического состояния у N_j был обнаружен признак K_j , то эта вероятность определяется следующим соотношением:

$$P(K_j) = \frac{N_j}{N}.$$

Напомним некоторые положения теории вероятностей. Пусть мы имеем два события A и B . Известны вероятности появления этих собы-

тий $P(A)$ и $P(B)$, а также условная вероятность появления события A при уже состоявшемся событии B $P(A/B)$ и условная вероятность появления события B при уже состоявшемся событии A $P(B/A)$. Тогда вероятность одновременного появления событий A и B $P(A,B)$ определяется следующей формулой:

$$P(A,B) = P(A) P(B/A) = P(B) P(A/B).$$

Воспользовавшись этой формулой и данными выше понятиями, можно записать вероятность одновременного появления диагноза D_i и признака K_j следующим образом:

$$P(D_i, K_j) = P(D_i) P(K_j/D_i) = P(K_j) P(D_i/K_j).$$

В этом выражении величина $P(D_i/K_j)$ – это условная вероятность существования диагноза D_i при обнаружении признака K_j , то есть это та величина, которая ищется при вероятностном подходе к решению задачи распознавания диагнозов. После соответствующих преобразований из последнего выражения получим формулу Байеса

$$P(D_i/K_j) = P(D_i) P(K_j/D_i) / P(K_j). \quad (9.1)$$

Формула (9.1) получена для случая, когда при постановке диагноза используется один простой признак.

Для принятия решения о диагнозе при использовании набора (комплекса) признаков применяется *обобщенная формула Байеса*, которую можно получить из следующих соображений. Если диагностирование проводится по комплексу признаков, то в результате обследования мы получаем конкретную реализацию каждого j -го признака K_j^* и, следовательно, конкретную реализацию комплекса признаков K^* в целом. В этом случае формула Байеса предстанет в виде

$$P(D_i/K^*) = P(D_i) \frac{P(K^*/D_i)}{P(K^*)}, \quad (9.2)$$

где $P(D_i/K^*)$ – условная вероятность нахождения объекта диагностики в диагнозе D_i при условии, что в ходе обследования была получена реализация K^* комплекса признаков K ; $P(K^*)$ – вероятность появления конкретной реализации K^* комплекса признаков K у всех диагностируемых объектов, независимо от их технического состояния; $P(K^*/D_i)$ – условная

вероятность появления конкретной реализации K^* комплекса диагностических признаков K для объектов, находящихся в диагнозе D_i .

Преобразуем последнее выражение с учетом следующих соображений.

Примем, что система может находиться только в одном из n технических состояний, тогда

$$\sum_{i=1}^n P(D_i) = 1.$$

Будем считать, что отдельные диагностические признаки, входящие в состав комплекса признаков, – независимые. Такое допущение вполне справедливо для реальных условий при большом числе влияющих факторов. Тогда условную вероятность $P(K^*/D_i)$ в соответствии с известными положениями теории вероятностей можно представить как произведение:

$$P(K^*/D_i) = P(K_1^*/D_i)P(K_2^*/D_i) \dots P(K_j^*/D_i) \dots P(K_L^*/D_i) = \prod_{j=1}^L P(K_j^*/D_i),$$

где $P(K_j^*/D_i)$ – условная вероятность появления конкретной реализации K_j^* j -го признака при нахождении объекта диагностики в диагнозе D_i ; $j = 1 \dots L$.

Вероятность же появления конкретной реализации комплекса признаков при нахождении объекта во всех диагнозах $P(K^*)$ можно представить следующим образом:

$$P(K^*) = \sum_{i=1}^n P(D_i)P(K^*/D_i) = \sum_{i=1}^n P(D_i) \prod_{j=1}^L P(K_j^*/D_i).$$

С учетом последних соотношений уравнение (9.2) перепишем в окончательном виде:

$$P(D_i/K^*) = \frac{P(D_i) \prod_{j=1}^L P(K_j^*/D_i)}{\sum_{i=1}^n P(D_i) \prod_{j=1}^L P(K_j^*/D_i)}. \quad (9.3)$$

Полученное уравнение называется *обобщенной формулой Байеса*.

Сделаем некоторые замечания к полученным соотношениям.

1.Поскольку проверяемый объект обязательно будет находиться в одном из диагнозов D_i , то с учетом соотношения (9.3) можно записать:

$$\sum_{i=1}^n P(D_i/K^*)=1.$$

2.Если реализация некоторого комплекса признаков K^* встречается только для одного диагноза D_s , а для остальных диагнозов не встречается, то такая реализация комплекса признаков называется детерминирующей для диагноза D_s . Для этой реализации комплекса признаков справедливо соотношение

$$P(K^*/D_i)=\begin{cases} =0 & \text{при } i \neq s, \\ \neq 0 & \text{при } i=s. \end{cases}$$

Тогда из обобщенной формулы Байеса следует, что

$$P(D_i/K^*)=\begin{cases} =1 & \text{при } i=s, \\ =0 & \text{при } i \neq s. \end{cases}$$

Анализ этих замечаний свидетельствует о том, что детерминистский подход является частным случаем вероятности.

Для практического использования метода Байеса на первоначальном этапе необходимо произвести расчет априорных вероятностей появления i -х диагнозов и условных априорных вероятностей появления m -го разряда j -го признака при нахождении объекта диагностики в D_i -м диагнозе. Расчет этих вероятностей производится на основе статистического материала, полученного из эксплуатации. Результаты этих расчетов и результаты окончательных расчетов вероятностей появления диагнозов при полученном комплексе признаков удобно представлять в табличном виде.

Рассмотрим порядок диагностирования с помощью метода Байеса.

На первоначальном этапе на основе собранного статистического материала определяют:

- набор диагнозов D_i , подлежащих распознаванию;
- априорные вероятности появления этих диагнозов $P(D_i)$.
- априорные вероятности появления m -го разряда j -го признака K_{jm} при нахождении объекта в диагнозе D_i , то есть $P(K_{jm}/D_i)$.

Для удобства работы эти данные представляются в виде табл.9.1, которая называется диагностической матрицей в методе Байеса [68].

Таблица 9.1 – Диагностическая матрица в методе Байеса

$P(K_{jm}/D_i) \setminus D_i$		D_1	D_2	...	D_i	...
K_1	$P(K_{11}/D_1)$					
	$P(K_{12}/D_1)$					
	$P(K_{13}/D_1)$					
K_2	$P(K_{21}/D_1)$					
	$P(K_{22}/D_1)$					
...	...	...	...	...	...	...
K_j	$P(K_{jm}/D_i)$					
...	...	...	...	...	...	...
K_l	$P(K_{lm}/D_i)$					
$P(D_i)$						

Составление этой таблицы является важнейшим моментом при диагностировании с использованием метода Байеса. Поскольку эксплуатация ведется непрерывно, то исходные данные постоянно пополняются и элементы диагностической матрицы должны постоянно уточняться.

Пользуясь данными, представленным в диагностической матрице, для каждого из диагнозов D_i с использованием обобщенной формулы Байеса (9.3) рассчитываются послеопытные (апостериорные) вероятности появления диагноза D_i при условии, что в ходе измерений получена конкретная реализация комплексах признаков K_s^* , то есть $P(D_i / K_s^*)$. Для удобства пользования результаты расчета заносятся в табл. 9.2.

Таблица 9.2

$D_i \setminus P(D_i / K_s^*)$	$P(D_i / K_1^*)$	$P(D_i / K_2^*)$	...	$P(D_i / K_s^*)$
D_1	$P(D_1 / K_1^*)$	$P(D_1 / K_2^*)$	...	$P(D_1 / K_s^*)$
D_2	$P(D_2 / K_1^*)$	$P(D_2 / K_2^*)$	...	$P(D_2 / K_s^*)$
...	...	...	...	...
D_n	$P(D_n / K_1^*)$	$P(D_n / K_2^*)$		$P(D_n / K_s^*)$

Решающим правилом является выбор, диагноза имеющего максимальную рассчитанную вероятность при данном наборе признаков, то есть при использовании метода Байеса объект с комплексом признаков K_s^* относится к диагнозу с наибольшей рассчитанной (апостериорной) вероятностью $P(D_i / K_s^*)$.

Следует отметить, что метод Байеса обладает рядом недостатков:

1. Для реализации данного метода необходим большой объем экспериментальных начальных данных, которые можно получить только из эксплуатации.
2. Для метода характерны большие погрешности при распознавании редких диагнозов из-за грубости оценок вероятности появления этих диагнозов.
3. Отсутствует однозначный критерий для выбора порогового значения вероятности $P(D_i / K_s^*)$, по которому принимается решение по диагнозу.

Несмотря на имеющиеся недостатки, метод Байеса достаточно эффективен.

Контрольные вопросы к разделу 9.2

1. Как определяется вероятность нахождения изделия в некотором диагнозе по данным эксплуатации?
2. Как определяется вероятность появления конкретного признака у изделий находящихся в некотором диагнозе по данным эксплуатации?
3. Какую вероятность вычисляют, пользуясь методом Байеса?
4. Сделайте вывод формулы Байеса для случая одного признака и одного диагноза.
5. Какие допущения принимаются при выводе обобщенной формулы Байеса?
6. Сделайте вывод обобщенной формулы Байеса.
7. Каким решающим правилом пользуются в методе Байеса при определении диагноза, в котором находится изделие?
8. Какими недостатками обладает метод Байеса?

9.3. Методы принятия статистических решений

Эти методы также относятся к вероятностным методам. Они отличаются от Байесовского подхода в первую очередь правилами принятия решения. Напомним, что в методе Байеса предпочтение отдается диагнозу, имеющему максимальную величину условной вероятности появления при полученной в ходе обследования объекта диагностики реализации комплекса диагностических признаков. В этих же методах решающее правило определяется с наложением некоторого условия оптимальности, которое позволяет сократить необходимый для решения диагностической задачи объем статистической информации [68, 72, 73].

Кроме того, эти методы эффективны в случаях, когда имеются затруднения в формировании диагностического признака, поскольку не определено пороговое значение параметра, по которому принимается решение о нахождении объекта в том или ином диагнозе, то есть отсутствует критерий, необходимый для принятия решения.

Первоначально рассмотрим простейший случай, когда при решении диагностической задачи объект описывается только одним диагностическим параметром (одномерный случай). При таком рассмотрении задача распознавания диагнозов формулируется следующим образом.

Пусть диагностируется объект, который может находиться в исправном (диагноз D_1) или в неисправном (диагноз D_2) состояниях. Диагностика объекта производится с использованием выходного диагностического параметра «у», который является случайной величиной и для каждого из этих состояний описывается своим законом распределения. Обозначим распределение плотности вероятности этого параметра для исправного состояния $f(y/D_1)$, а для неисправного – $f(y/D_2)$. Примем, что при переходе объекта в неисправное состояние величина параметра возрастает. Ставится задача выбрать некоторое пороговое значение (порог) этого параметра y_0 . После выбора этого порога решающее правило формулируется таким образом: при превышении порогового значения диагностическим параметром объект следует относить к неисправному состоянию, и наоборот, при значениях диагностического параметра ниже порога будем относить объект к исправному состоянию. В символьном виде это условие запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} &\text{если } y > y_0, \text{ то } y \in D_2; \\ &\text{если } y < y_0, \text{ то } y \in D_1. \end{aligned} \quad (9.4)$$

Существенным в этой постановке является то, что непрерывные распределения диагностического параметра «у» для исправного и неисправного состояний пересекаются (рис.9.2). Поскольку распределения $f(y/D_1)$ и $f(y/D_2)$ пересекаются, следовательно принципиально невозможно выбрать y_0 , которое не давало бы ошибочных решений. Поэтому выбор порогового значения параметра y_0 осуществляется на основе заданного условия оптимальности, которое базируется на понятиях ошибки типа «ложная тревога» и «пропуск дефекта». Определим эти понятия.

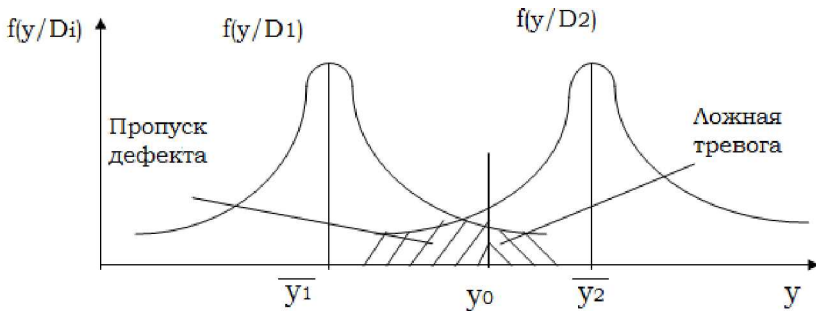


Рис. 9.2. Плотности вероятности параметра «у» для исправного и неисправного состояний

Ложная тревога. После выбора порога y_0 может возникнуть ситуация, когда $y > y_0$ и, в соответствии с условием (9.4), принимается, что объект относится к неисправному состоянию (к диагнозу D_2). На самом деле объект исправен, то есть принадлежит диагнозу D_1 . Такое событие вполне возможно из-за того, что непрерывные распределения $f(y/D_1)$ и $f(y/D_2)$ пересекаются (рис.9.2). Такое событие называется "ложная тревога" и обозначается H_{21} , где индекс «2» обозначает тот диагноз, который мы приняли, а индекс «1» — тот диагноз, который есть на самом деле.

Пропуск дефекта. Пропуск дефекта это событие, заключающееся в том, что неисправный объект принимается за исправный. Оно возникает тогда (рис.9.2), когда измеренная величина диагностического параметра меньше выбранного порога ($y < y_0$), но принадлежит распределению $f(y/D_2)$. Будем обозначать это событие H_{12} . Как и предыдущем случае, первый индекс соответствует принятому диагнозу, а второй — действительному.

Поскольку события «ложная тревога» и «пропуск дефекта» случайные, то для их характеристики следует определить вероятность их появления при некотором пороговом значении диагностического параметра y_0 .

Вероятность появления сложного события «ложная тревога» $P(H_{21})$ это есть вероятность одновременного появления двух простых событий: нахождение объекта диагностики в диагнозе D_1 и появление значения диагностического параметра больше порогового $y > y_0$ для исправного состояния (то есть из распределения $f(y/D_1)$). В соответствии с положениями теории вероятностей

$$P(H_{21}) = P(D_1)P(y > y_0/D_1) = P_1 \int_{y_0}^{\infty} f(y/D_1) dy, \quad (9.5)$$

где $P(D_1) = P_1$ – априорная вероятность нахождения объекта в диагнозе D_1 ;

$P(y > y_0/D_1) = \int_{y_0}^{\infty} f(y/D_1) dy$ – вероятность события $y > y_0$ для исправного изделия.

Последняя вероятность соответствует площади под кривой $f(y/D_1)$ при $y > y_0$ (рис.9.2).

Вероятность появления сложного события «пропуск дефекта» $P(H_{12})$ это есть вероятность одновременного появления двух простых событий: нахождение объекта диагностики в диагнозе D_2 и появление значения диагностического параметра меньше порогового $y < y_0$ для неисправного состояния (то есть из распределения $f(y/D_2)$). Аналогично предыдущему эту вероятность определим следующим соотношением:

$$P(H_{12}) = P(D_2)P(y < y_0/D_2) = P_2 \int_{-\infty}^{y_0} f(y/D_2) dy, \quad (9.6)$$

где $P(D_2) = P_2$ – априорная вероятность нахождения объекта в диагнозе D_2 ;

$P(y < y_0/D_2) = \int_{-\infty}^{y_0} f(y/D_2) dy$ – вероятность события $y < y_0$ для неисправного изделия.

Последняя вероятность соответствует площади под кривой $f(y/D_2)$ при $y < y_0$ (рис.9.2).

Полная вероятность принятия ошибочного решения складывается из вероятностей событий «ложная тревога» и «пропуск дефекта». Учитыв-

вая, что в различных ситуациях затраты на ликвидацию ошибок по ложной тревоге и пропуску дефекта различны, то им устанавливают «цены» (весовые коэффициенты): C_{21} – цена ложной тревоги и C_{12} – цена пропуска дефекта. Разумеется, цены ошибок имеют условное значение, но они должны учесть предполагаемые последствия ложной тревоги и пропуска дефекта. С учетом заданных цен и определяют суммарную ошибку:

$$R = C_{21}P_1 \int_{y_0}^{\infty} f(y/D_1)dy + C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{y_0} f(y/D_2)dy. \quad (9.7)$$

Выражение, определенное соотношением (9.7), называется функцией риска.

Основная идея методов принятия статистических решений заключается в следующем. В зависимости от наличия и объема исходных статистических данных, по которым определяются цены ошибок C_{21} и C_{12} , априорные вероятности диагнозов P_1 и P_2 , плотности вероятностей $f(y/D_1)$ и $f(y/D_2)$, задается условие минимизация функции риска R и далее определяется пороговое значение y_0 для этого условия.

Метод минимального риска

Этот метод применим тогда, когда имеется полная информация о ценах C_{12} и C_{21} , о вероятностях нахождения объектов в исправном D_1 и неисправном D_2 диагнозах, о функциях $f(y/D_1)$ и $f(y/D_2)$. Задача ставится таким образом, чтобы пороговое значение y_0 соответствовало минимальному значению функции риска R .

Для нахождения экстремума функции риска продифференцируем ее по y_0 и приравняем полученное выражение к нулю:

$$\frac{dR}{dy_0} = -C_{21} \cdot P_1 \cdot f(y_0/D_1) + C_{12} \cdot P_2 \cdot f(y_0/D_2) = 0.$$

После преобразования получим

$$C_{12} \cdot P_2 \cdot f(y_0/D_2) = C_{21} \cdot P_1 \cdot f(y_0/D_1).$$

Откуда отношение плотностей вероятностей, называемое отношением правдоподобия, для исправного и неисправного состояний при граничном значении диагностического параметра равно:

$$\frac{f(y_0/D_1)}{f(y_0/D_2)} = \frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1}. \quad (9.8)$$

Пользуясь выражением (9.8), при известных ценах C_{12} и C_{21} , вероятностях P_1 и P_2 и функциях $f(y/D_1)$ и $f(y/D_2)$ можно вычислить пороговое значение диагностического параметра y_0 . В дальнейшем это пороговое значение следует использовать для проверки выполнения условий соотношения (9.4) и отнесения объекта к одному из диагнозов.

Отметим, что для классификации объектов необязательно вычислять пороговое значение параметра. Ее можно проводить путем определения величины отношения правдоподобия для текущего значения диагностического параметра и сравнения этой величины со значением, рассчитанным по формуле (9.8).

Действительно, численное значение отношения $\frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1}$ равно величине отношения правдоподобия $\frac{f(y_0/D_1)}{f(y_0/D_2)}$, вычисленному при подста-

новке в него порогового значения диагностического параметра y_0 . Из рис.9.2 следует, что величина отношения правдоподобия, вычисленного для значений диагностического параметра y меньше порогового y_0 , будет больше величины отношения правдоподобия, вычисленного для порогового значения параметра. То есть при $y < y_0$ выполняется условие $\frac{f(y/D_1)}{f(y/D_2)} > \frac{f(y_0/D_1)}{f(y_0/D_2)}$. Для значений диагностического параметра боль-

ше порогового это соотношение будет обратным, т. е. при $y > y_0$ выполняется условие $\frac{f(y/D_1)}{f(y/D_2)} < \frac{f(y_0/D_1)}{f(y_0/D_2)}$. С учетом этих соотношений клас-

сификацию диагностируемых объектов можно проводить следующим образом.

После экспериментального определения величины диагностического параметра y^* вычисляют отношение правдоподобия $\frac{f(y^*/D_1)}{f(y^*/D_2)}$. Полу-

ченное значение сравнивают с величиной $\frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1}$. Решающее правило

будет выглядеть следующим образом:

$$\text{если } \frac{f(y^*/D_1)}{f(y^*/D_2)} > \frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1}, \text{ то } y^* \in D_1; \quad (9.9)$$

$$\text{если } \frac{f(y^*/D_1)}{f(y^*/D_2)} < \frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1}, \text{ то } y^* \in D_2.$$

Сделаем два замечания к полученным результатам.

1. Для одномодальных законов распределения диагностического параметра пороговое значение параметра y_0 расположено на числовой оси между средними значениями y_1 и y_2 , то есть $\overline{y_1} < y_0 < \overline{y_2}$ (рис.9.2). Это вытекает из следующего. Поскольку ищется минимум функции риска, то вторая производная этой функции в точке y_0 должна быть больше нуля, то есть

$$dR'' = -C_{21} \cdot P_1 \cdot f'(y_0/D_1) + C_{12} \cdot P_2 \cdot f'(y_0/D_2) > 0.$$

После переноса в правую часть, будем иметь следующее неравенство:

$$C_{12} \cdot P_2 \cdot f'(y_0/D_2) > C_{21} \cdot P_1 \cdot f'(y_0/D_1).$$

Проведя преобразования, в окончательном виде получим следующее соотношение:

$$\frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1} > \frac{f'(y_0/D_1)}{f'(y_0/D_2)}. \quad (9.10)$$

Величина отношения $\frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1}$ всегда положительная. В то же время значение производной $f'(y/D_1)$ при $y > \overline{y_1}$ всегда меньше нуля, а производной $f'(y/D_2)$ при $y < \overline{y_2}$ всегда больше нуля. Поэтому соотношение (4.10) строго выполняется при условии $\overline{y_1} < y_0 < \overline{y_2}$.

2. Часто распределения вероятностей диагностического параметра y в исправном и неисправном состояниях подчиняются нормальному закону. При этом определены параметры законов распределений (средние значения и среднеквадратические отклонения) соответственно для исправного ($D_1 \rightarrow \overline{y_1}$ и σ_1) и для неисправного ($D_2 \rightarrow \overline{y_2}$ и σ_2) состояний. Подставив эти параметры законов в известную формулу, получим уравнения (9.11), описывающие распределения плотностей вероятно-

стей диагностического параметра y соответственно для исправного и неисправного состояний:

$$\begin{cases} f(y/D_1) = \frac{1}{\sigma_1 \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(y-\bar{y}_1)^2}{2\sigma_1^2}} \\ f(y/D_2) = \frac{1}{\sigma_2 \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(y-\bar{y}_2)^2}{2\sigma_2^2}} \end{cases}, \quad (9.11)$$

Отношение правдоподобия для этого случая будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{f(y_o/D_1)}{f(y_o/D_2)} = \frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1} = \frac{\sigma_2 \cdot e^{-\frac{(y_o-\bar{y}_1)^2}{2\sigma_1^2}}}{\sigma_1 \cdot e^{-\frac{(y_o-\bar{y}_2)^2}{2\sigma_2^2}}}.$$

Выполним последовательно преобразования этого выражения

$$\frac{\sigma_2}{\sigma_1} \cdot e^{-\left[\frac{(y_o-\bar{y}_1)^2}{2\sigma_1^2} - \frac{(y_o-\bar{y}_2)^2}{2\sigma_2^2}\right]} = \frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1},$$

и далее, в окончательном виде:

$$e^{-\left[\frac{(y_o-\bar{y}_1)^2}{2\sigma_1^2} - \frac{(y_o-\bar{y}_2)^2}{2\sigma_2^2}\right]} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \cdot \frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1}.$$

После логарифмирования последнего выражения, получим

$$-\frac{1}{2} \left[\frac{(y_o - \bar{y}_1)^2}{\sigma_1^2} - \frac{(y_o - \bar{y}_2)^2}{\sigma_2^2} \right] = \ln \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \cdot \frac{C_{12} \cdot P_2}{C_{21} \cdot P_1}. \quad (9.12)$$

Последнее выражение (9.12) представляет собой квадратное уравнение относительно y_o . Решив это уравнение, мы получим два корня: y_{o1} и y_{o2} . Из полученных корней в качестве порогового значения диагностиче-

ского параметра y_o , с учетом сделанного выше первого замечания, выбирается положительное значение, удовлетворяющее условию $(\overline{y_1} < y_o < \overline{y_2})$.

Еще раз отметим, что этот метод применяется в том случае, если имеется полная информация о всех функциях и величинах, входящих в уравнение риска. Такая ситуация не всегда имеет место.

Метод минимального числа ошибочных решений

Этот метод применяется тогда, когда стоимости ошибок ложной тревоги C_{21} и пропуска дефектов C_{12} точно не известны, но из практических соображений можно принять, что они примерно одинаковы, то есть $C_{21} \approx C_{12}$. С учетом этого допущения определяют полную вероятность принятия ошибочного решения как сумму вероятностей ошибок ложной тревоги и пропуска дефекта в виде

$$P_{ош} = P_1 \int_{y_o}^{\infty} f(y/D_1) \cdot dy + P_2 \int_{-\infty}^{y_o} f(y/D_2) \cdot dy. \quad (9.13)$$

Выражение (9.13) определяет так называемую функцию суммарной ошибки. В методе минимального числа ошибочных решений в качестве условия оптимальности при определении порогового значения диагностического параметра y_o принимается минимум функции суммарной ошибки.

Для нахождения значения диагностического параметра, при котором функция суммарной ошибки имеет минимум, продифференцируем выражение (9.13) и приравняем его нулю:

$$\frac{dP_{ош}}{dy_o} = -P_1 \cdot f(y_o/D_1) + P_2 \cdot f(y_o/D_2) = 0.$$

Из последней формулы отношение правдоподобия для порогового значения диагностического параметра y_o определяется следующим образом:

$$\frac{f(y_o/D_1)}{f(y_o/D_2)} = \frac{P_2}{P_1}. \quad (9.14)$$

Отметим, что и в методе минимального числа ошибочных решений для классификации объектов необязательно вычислять пороговое значение параметра y_o . Как и в методе минимального риска, классификацию

можно проводить путем определения величины отношения правдоподобия для текущего значения диагностического параметра и сравнения этой величины со значением, рассчитанным по формуле (9.14). Для метода минимального числа ошибочных решений решающее правило будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} \text{если } \frac{f(y^*/D_1)}{f(y^*/D_2)} &> \frac{P_2}{P_1}, \text{ то } y^* \in D_1; \\ \text{если } \frac{f(y^*/D_1)}{f(y^*/D_2)} &< \frac{P_2}{P_1}, \text{ то } y^* \in D_2. \end{aligned} \quad (9.15)$$

Если дважды продифференцировать выражение (9.13) для функции суммарной ошибки и провести рассуждения аналогично, как и в методе минимального риска, то можно показать, что для метода минимального числа ошибочных решений в случае одномодальных распределений плотностей вероятности выполняется условие $\overline{y_1} < \overline{y_0} < \overline{y_2}$.

Если распределения диагностического параметра в исправном и неисправном состояниях заданы нормальным законом, то произведя такие же преобразования, как и в методе минимального риска, мы получим квадратичное уравнение относительно y_0 . Решив это уравнение, определим пороговое значение y_0 .

Напомним, что применение этого метода предполагает равенство цен ошибок ложной тревоги и пропуска дефекта. Если при решении практических задач методом минимального числа ошибочных решений оказывается, что $C_{12} \gg C_{21}$ (как это часто бывает на самом деле), то полученное пороговое значение параметра y_0 в результате даст большое значение ошибки пропуска дефекта. Мы получим так называемое “неосторожное решение”.

Метод максимального правдоподобия

Этот метод также опирается на формулу (9.7), определяющую функцию риска. Идея этого метода вытекает из следующих соображений. В практических задачах вероятность неисправного состояния мала, то есть $P_1 \gg P_2$. В то же время цена пропуска дефекта значительно больше цены ложной тревоги, то есть $C_{21} \ll C_{12}$. Таким образом, если не известны вероятности состояний и цены ошибок, то можно считать

$$C_{12} \cdot P_2 \approx C_{21} \cdot P_1.$$

Тогда выражение (9.7) можно представить в виде

$$R_{MAX, nm} = \int_{y_0}^{\infty} f(y/D_1) dy + \int_{-\infty}^{y_0} f(y/D_2) dy. \quad (9.16)$$

В данном методе условием оптимизации является нахождение порогового значения y_0 , удовлетворяющего минимуму выражения (4.16). Как и в предыдущих случаях, для нахождения минимума проведем дифференцирование этого выражения и после преобразований получим отношение правдоподобия, соответствующее пороговому значению диагностического параметра y_0 в виде

$$\frac{f(y_0/D_1)}{f(y_0/D_2)} = 1. \quad (9.17)$$

Для этого метода справедливы все те же замечания, что и для предыдущих, а именно:

1. Классификацию объектов диагностики можно проводить с использованием порогового отношения правдоподобия, рассчитанного по формуле (9.17). Для метода максимального правдоподобия решающее правило будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} &\text{если } \frac{f(y^*/D_1)}{f(y^*/D_2)} > 1, \text{ то } y^* \in D_1; \\ &\text{если } \frac{f(y^*/D_1)}{f(y^*/D_2)} < 1, \text{ то } y^* \in D_2. \end{aligned} \quad (9.18)$$

2. В случае одномодальных распределений диагностического параметра для исправного D_1 и неисправного D_2 состояний выполняется условие $\overline{y_1} < \overline{y_0} < \overline{y_2}$.

3. Если распределения диагностического параметра в исправном и неисправном состояниях заданы нормальным законом, то производя необходимые преобразования, мы получим квадратичное уравнение относительно y_0 . Решая это уравнение, определим пороговое значение y_0 .

Решение по методу максимального правдоподобия оказывается близким к решению по методу минимального риска.

Метод минимакса

Метод предназначен для ситуации, когда отсутствуют предварительные статистические сведения о вероятностях появления диагнозов D_1 и D_2 , то есть о P_1 и P_2 . Решение ведется для «наихудшего случая». Рассматривается ситуация, когда P_1 и P_2 имеют наименее благоприятные значения, приводящие к максимальному значению функции риска R . Значение порога y_0 ищут такое, которое минимизирует функцию риска R при этих неблагоприятных значениях P_1 и P_2 . Отсюда и название метода – *метод минимакса*.

В такой постановке функция риска становится функцией двух параметров: y_0 и P_1 (так как $P_2 = 1 - P_1$):

$$R(y_0, P_1) = C_{21} P_1 \int_{y_0}^{\infty} f(y/D_1) dy + C_{12} (1 - P_1) \int_{-\infty}^{y_0} f(y/D_2) dy. \quad (9.19)$$

Поскольку функция записана как функция двух параметров P_1 и y_0 , будем проводить минимизацию функции риска по двум этим параметрам. Для нахождения экстремумов по P_1 и y_0 необходимо взять частные производные по этим аргументам и приравнять их нулю. Продифференцировав выражение (9.19) по y_0 и приравняв нулю, получим:

$$\frac{\partial R}{\partial y_0} = -C_{21} P_1 f(y_0/D_1) + C_{12} f(y_0/D_2) - C_{12} P_1 f(y_0/D_2) = 0.$$

После соответствующих преобразований и подстановки $y = y_0$ приходим к отношению правдоподобия (назовем его условием 1) в виде

$$\frac{f(y_0/D_1)}{f(y_0/D_2)} = \frac{C_{12} \cdot (1 - P_1)}{C_{21} \cdot P_1}. \quad (9.20)$$

Проведя дифференцирование выражения (9.19) по аргументу P_1 и приравняв производную нулю, получаем следующее выражение:

$$\frac{\partial R}{\partial P_1} = C_{21} \int_{y_0}^{\infty} f(y/D_1) dy - C_{12} \int_{-\infty}^{y_0} f(y/D_2) dy = 0.$$

После необходимых преобразований получаем еще одно соотношение (назовем его условием 2):

$$C_{21} \int_{y_0}^{\infty} f(y/D_1) dy = C_{12} \int_{-\infty}^{y_0} f(y/D_2) dy. \quad (9.21)$$

Далее требуется определить y_0 и P_1 такие, чтобы они удовлетворяли условиям 1 и 2, то есть необходимо определить корни системы уравнений, состоящей из двух уравнений, заданных условиями 1 и 2.

Данную систему уравнений решают с помощью метода приближений Ньютона, который связывает между собой исходное (предыдущее) $y_{0(n-1)}$ и последующее y_{0n} приближения для порогового значения диагностического параметра. Для выполнения этих приближений вводят функцию вида

$$\Phi(y_0) = C_{21} \int_{y_0}^{\infty} f(y/D_1) dy - C_{12} \int_{-\infty}^{y_0} f(y/D_2) dy.$$

Это выражение, которое определяет $\Phi(y_0)$, удобнее переписать с использованием интегральных функций распределения диагностического параметра в исправном $F(y/D_1)$ и неисправном состояниях $F(y/D_2)$. При такой замене последнее выражение примет вид

$$\Phi(y_0) = C_{21} [1 - F(y_0/D_1)] - C_{12} [F(y_0/D_2)]. \quad (9.22)$$

Уравнение, связывающее между собой исходное (предыдущее) $y_{0(n-1)}$ и последующее y_{0n} приближения порогового значения, по методу Ньютона записывается следующим образом:

$$y_{0(n)} = y_{0(n-1)} - \frac{\Phi(y_{0(n-1)})}{\Phi'(y_{0(n-1)})}. \quad (9.23)$$

Производную функции $\Phi(y_0)$ можно определить с учетом выражения (9.22):

$$\Phi'(y_0) = -C_{21} f(y_0/D_1) - C_{12} f(y_0/D_2) \quad (9.24)$$

На базе полученных соотношений и проводится определение порогового значения диагностического параметра y_0 путем последовательного вычисления приближений. В качестве первого приближения y_0 принима-

ется величина $y_{01} = \frac{\bar{y}_1 + \bar{y}_2}{2}$. Второе приближение вычисляется с использованием соотношений (9.22), (9.23), (9.24) по выражению $y_{02} = y_{01} - \frac{\varphi(y_{01})}{\varphi'(y_{01})}$. Третье – по выражению $y_{03} = y_{02} - \frac{\varphi(y_{02})}{\varphi'(y_{02})}$ и так далее.

Расчет ведется до тех пор, пока отличия между последующими приближениями станут меньше выбранной погрешности. После определения y_0 его значение подставляется в формулу, соответствующую условию 1, и из этой формулы определяется вероятность P_1 . После необходимых преобразований формулу для вычисления P_1 получим в следующем виде:

$$P_1 = \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{21} \left[\frac{f(y_0 / D_1)}{f(y_0 / D_2)} \right]}.$$

Далее вычисляют вероятность $P_2 = 1 - P_1$. После определения порогового значения диагностического параметра, вероятностей исправного и неисправного состояний становится возможным определить величины ошибок ложной тревоги и пропуска дефекта, а также величины суммарной ошибки и функции риска.

Выше был рассмотрен случай, когда неисправность приводила к увеличению диагностического параметра. Если неисправность приводит к уменьшению параметра, то соотношение между плотностями распределения будет выглядеть следующим образом (рис.9.3).

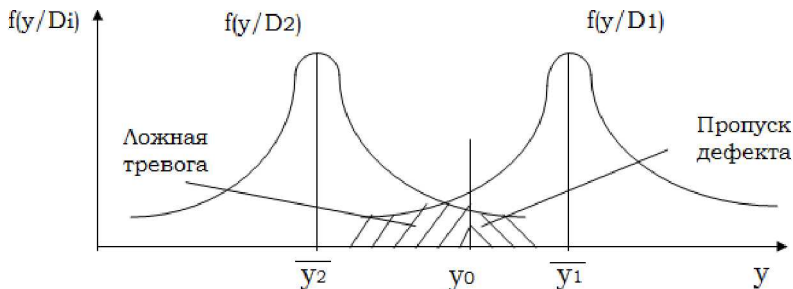


Рис. 9.3. Плотности вероятности « y » для исправного и неисправного состояний в случае, когда при неисправности « y » уменьшаются

При этом условие классификации (9.4) изменится и будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} \text{если } y > y_0, \text{ то } y &\in D_1; \\ \text{если } y < y_0, \text{ то } y &\in D_2. \end{aligned} \quad (9.25)$$

Площади под кривыми плотностей распределения, относящиеся соответственно к ошибкам ложной тревоги и пропуска дефекта, поменяются местами (рис.9.3). А выражение для функции риска будет иметь следующий вид:

$$R = C_{21}P_1 \int_{-\infty}^{y_0} f(y/D_1)dy + C_{12}P_2 \int_{y_0}^{\infty} f(y/D_2)dy. \quad (9.26)$$

Отличие последнего выражения от выражения (9.7) заключается в изменении пределов интегрирования. С учетом этого несколько изменяться решения для всех перечисленных выше методов [6].

Контрольные вопросы к разделу 9.3

1. Дайте определение событию типа «Ложная тревога».
2. Дайте определение событию типа «Пропуск дефекта».
3. Запишите правило классификации и выражение для вероятности события «Ложная тревога» для случая, когда неисправность приводит к увеличению диагностического параметра.
4. Как определяется вероятность суммарной ошибки?
5. Как вводится понятие «Функция риска»?
6. При каких условиях используется метод минимального риска? Изложите его суть.
7. При каких условиях используется метод минимального числа ошибочных решений? Изложите его суть.
8. При каких условиях используется метод максимального правдоподобия? Изложите его суть.
9. При каких условиях используется метод минимакса? Изложите его суть.
10. В каком диапазоне значений диагностического параметра находится его пороговое значение?

9.4. Методы распознавания в пространстве параметров

Методы распознавания (разделения) диагнозов в пространстве параметров [6, 68, 72] основываются на том, что каждый объект описывается набором (комплексом) диагностических параметров, которые принимаются в качестве компонентов n -мерного вектора. С точки зрения вибродиагностики, в качестве компонент могут выступать частоты или амплитуды составляющих спектра вибрации диагностируемого изделия. Каждому объекту можно поставить в соответствие точку в пространстве параметров, в которой находится конец этого вектора. Считается, что точки, отображающие одинаковые технические состояния (диагнозы), группируются в одной области параметров, то есть образуют “компактное множество”. Следовательно, каждому диагнозу соответствует некоторая область в пространстве параметров. В такой трактовке задача постановки диагноза сводится к выработке формализованного метода, позволяющего определить, в какой области пространства параметров находится конец вектора, компоненты которого соответствуют комплексу диагностических параметров, измеренных у контролируемого объекта.

Эту задачу можно решать путем построения, так называемой разделяющей функции [6, 68]. Более просто эта задача решается на основе метрических методов распознавания в пространстве параметров.

Метрические методы распознавания в пространстве параметров

Эти методы также основаны на представлении (описании) диагностируемого объекта вектором в n -мерном пространстве параметров. Базовым понятием в этих методах является понятие *метрика пространства* диагностических параметров. Поэтому рассмотрим первоначально это понятие. Начнем с наиболее распространенной метрики – евклидовой.

Евклидова метрика. Пусть имеются две точки в пространстве параметров a и y . Точка a описывается в пространстве координатами $a_1, a_2, \dots, a_j, \dots, a_n$, а точка y описывается в пространстве координатами $y_1, y_2, \dots, y_j, \dots, y_n$. Если расстояние между этими точками определяется соотношением

$$l(a, y) = \sqrt{(a_1 - y_1)^2 + (a_2 - y_2)^2 + \dots + (a_j - y_j)^2 + \dots + (a_n - y_n)^2}, \quad (9.27)$$

то такое пространство называется *евклидовым*. Величина, определенная по формуле (9.27), называется *евклидовым расстоянием* или *евклидовой метрикой*. В евклидовом пространстве его метрика обладает рядом свойств. Приведем эти свойства:

$$\begin{aligned} l(a, y) &\geq 0, \quad l(a, y) = l(y, a), \quad l(a, a) = 0, \\ l(a, c) &\leq l(a, b) + l(b, c). \end{aligned} \quad (9.28)$$

В ряде диагностических задач целесообразнее использовать так называемое *обобщенное расстояние порядка k* или *обобщенную метрику порядка k* . Обобщенная метрика порядка k для n -мерного пространства параметров определяется следующим соотношением:

$$l_k(a, y) = \left(\sum_{j=1}^n |a_j - y_j|^k \right)^{\frac{1}{k}},$$

где k может принимать значения от 1 до ∞ . При $k = 2$ последнее выражение определяет евклидову метрику.

Наиболее часто применяется евклидова метрика, которая записывается без корня:

$$L^2 = l_2(a, y) = \sum_{j=1}^n (a_j - y_j)^2. \quad (9.29)$$

Рассмотренные выше метрики применимы только в том случае, если векторы диагностических параметров (признаков) имеют одинаковую размерность, так как при вычислении метрик используется операция сложения разностей различных параметров. Такое пространство параметров называют однородным или изотропным.

Если диагностические параметры (признаки) имеют разные единицы измерения, то пространство параметров неоднородно. При использовании такого пространства параметров производится нормализация координат путем введения весовых коэффициентов:

$$L^2 = \sum_{j=1}^n \lambda_j^2 \cdot (a_j - y_j)^2, \quad (9.30)$$

где λ_j – весовой коэффициент по j -й координате.

Чаще всего в качестве нормализующего весового коэффициента по j -й координате используют величину, обратную среднеквадратическому отклонению диагностического параметра y_j , то есть $\lambda_j = \frac{1}{\sigma_j}$. В этом

случае весовой коэффициент λ_j имеет определенный физический смысл.

Чем меньше рассеивание диагностического параметра или признака, тем больше его вклад в метрику, то есть тем больше его значимость для диагностики технического состояния объекта.

Диагностирование с помощью метрик называется *диагностированием по расстоянию между диагнозами в пространстве параметров*.

Диагностирование по расстоянию разделяют:

- на метод диагностирования *по расстоянию до эталона*;
- метод диагностирования *по расстоянию до множества*.

Диагностирование по расстоянию до эталона

В этом методе отнесение предъявленного для распознавания объекта к одному из диагнозов совершается по наименьшему расстоянию до эталона, характеризующего этот диагноз. В качестве эталона для некоторого диагноза принимается «типичный» для данного диагноза объект. Наиболее естественно определить «типичный» объект как некий средний для данного диагноза объект.

Пусть имеется диагноз D_i . Известно, что M_i объектов попадают в область диагноза D_i и каждый из этих объектов характеризуется своим вектором параметров a_{is} (где s изменяется от 1 до M_i). С учетом сказанного выше в качестве эталона примем объект, который описывается средним вектором параметров $\overline{a_i}$ (где $\overline{a_i} = \frac{1}{M_i} \sum_{s=1}^{M_i} a_{is}$). Компоненты этого

вектора по каждой из координат определяются как средние значения соответствующих координат всех M_i объектов, попадающих в диагноз D_i . Например, по j -й координате компонент a_i^j для среднего вектора $\overline{a_i}$ определится следующим образом:

$$a_i^j = \frac{1}{M_i} \sum_{s=1}^{M_i} a_{is}^j, \quad (9.31)$$

где a_{is}^j – значение j -й координаты (j -го параметра) s -го объекта, входящего в диагноз D_i .

После определения эталона можно проводить процедуру диагностирования.

Алгоритм диагностирования по расстоянию до эталона

1. Для каждого i -го диагноза по априорным данным определяют эталоны, которые задаются средними векторами $\overline{a_i}$. Координаты средних векторов рассчитывают по формуле (9.31).

2. Для неизотропных пространств параметров определяют средние квадратичные значения σ_{ij} для i -го диагноза по j -й координате (j -му диагностическому параметру).

3. Проводят расчет расстояний (метрики) между вектором, характеризующим предъявленный к диагностированию объект, и векторами эталонов.

4. Объект относят к тому диагнозу, с которым имеет минимальное расстояние или минимальную метрику: $L_i = \min$.

Необходимо отметить, что надежность распознавания диагноза тем выше, чем меньше расстояние L_i по сравнению с другими. Сопоставление этих расстояний можно провести следующим образом. Введем величину, обратную этому расстоянию, то есть $1/L_i$. Сопоставление расстояний L_i ведется по следующему отношению:

$$\varepsilon_i = \frac{1/L_i}{\sum_{m=1}^M \frac{1}{L_m}},$$

где M – число известных диагнозов, i и m – текущие номера диагнозов.

Вычисленная по этому отношению величина эквивалентна вероятности появления i -го диагноза, так как $\sum_{i=1}^M \varepsilon_i = 1$.

Диагностирование по расстоянию до множества

В этом методе оценивается расстояние не до одного эталона, а до всех точек, попадающих в данную область диагноза D_i . Причем в качестве оценки расстояния до диагноза чаще всего используется один из двух достаточно простых критериев.

В качестве первого критерия используется минимальное расстояние от конца вектора диагностических параметров, характеризующего диагностируемый объект, до конца вектора диагностических параметров, характеризующего объект, принадлежащий диагнозу D_i . В этом случае алгоритм распознавания строится следующим образом.

Алгоритм диагностирования по минимальному расстоянию

1. Определяется расстояние $l(\bar{Y}, \overline{a_{iS}})$ от предъявленного объекта, характеризуемого вектором $\bar{Y}$, до всех объектов данного диагноза D_i , характеризующих собственными векторами диагностических признаков $\overline{a_{iS}}$:

$$l(\bar{Y}, \overline{a_{iS}}) = L_{iS}^2 = \sum_{j=1}^n \lambda_{ij}^2 \cdot (a_{iS}^j - y_j)^2. \quad (9.32)$$

2. Для диагноза D_i определяют минимальное расстояние $l(\bar{Y}, \overline{a_{iS}})_{\min}$.

3. Подобную процедуру выполняют для всех известных диагнозов.

4. Проводят сравнение выявленных минимальных расстояний по всем диагнозам. Объект относят к тому диагнозу, с которым он имеет наименьшее расстояние из этих минимальных расстояний.

В качестве второго критерия используют среднее расстояние от конца вектора, характеризующего диагностируемый объект, до области диагноза D_i . В этом случае алгоритм распознавания строится следующим образом.

Алгоритм диагностирования по среднему расстоянию

1. Определяется расстояние $l(\bar{Y}, \overline{a_{iS}})$ от предъявленного объекта, характеризуемого вектором $\bar{Y}$, до всех объектов данного диагноза D_i , характеризующих собственными векторами диагностических признаков $\overline{a_{iS}}$ в соответствии с формулой (9.32).

2. Для каждого диагноза D_i определяют среднее значение расстояний до диагностируемого объекта:

$$l_{CP}(\bar{Y}, \overline{a_{iS}}) = l(\bar{Y}, D_i) = \frac{1}{M_S} \sum_{S=1}^{M_S} l(\bar{Y}, \overline{a_{iS}}).$$

3. Объект относится к тому техническому состоянию (к тому диагнозу), с которым он имеет минимальное среднее расстояние.

Напомним, что применение методов распознавания предполагает обладание некоторым количеством априорной информации. Так, использование методов разделения в пространстве параметров требует, чтобы каждый из диагнозов был предварительно описан первоначальной выборкой, в которую входили бы не менее десяти объектов.

Контрольные вопросы к разделу 9.4

1. Изложите основные свойства пространства параметров?
2. В чем суть метрических методов распознавания в пространстве параметров?
3. Что такое метрика пространства параметров?
4. Как необходимо определять метрику, если параметры имеют разную размерность?
5. Как производится диагностирование по расстоянию до эталона?
6. Как производится диагностирование по расстоянию до множества?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Положение о комплексной системе диагностирования изделий авиационной техники с применением обмена информации на этапах эксплуатации и ремонта [Текст]. – М.: МГА, 1989.-121 с.
2. ГОСТ 20911-89 Техническая диагностика. Термины и определения [Текст].
3. ГОСТ 27.002-89 Надежность в технике. Термины и определения [Текст].
4. ГОСТ 19919-74 Контроль автоматизированный технического состояния изделий авиационной техники. Термины и определения [Текст].
5. Технические средства диагностирования [Текст]: справ. / В.В. Ключев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук [и др.]; под общ. ред. В.В. Ключева. – М.: Машиностроение, 1989.
6. Киселев, Ю.В. Основы теории технической диагностики [Текст]: учеб. пособие / Ю.В. Киселев; Самар. гос. ун-т. – Самара, 2004.
7. Сакач, Р.В. Безопасность полетов [Текст] / Р.В. Сакач. – М.: Транспорт, 1998.
8. Техническая эксплуатация летательных аппаратов [Текст]: учеб. для вузов / Н.Н. Смирнов, Н.И. Владимиров, Ж.С. Черненко [и др.]; под ред. Н.Н. Смирнова. – М.: Транспорт, 1990.
9. Ямпольский, В.И. Контроль и диагностирование гражданской авиационной техники [Текст] / В.И. Ямпольский, Н.И. Белоконов, Б.Н. Пилипосян. – М.: Транспорт, 1990.
10. Пивоваров, В.А. Прогрессивные методы технической диагностики [Текст] / В.А. Пивоваров. – М.: РИО МГТУГА, 1999.
11. Технология эксплуатации, диагностики и ремонта газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, К.А. Машиновский [и др.]. – М.: Высш. шк., 2002.
12. Коллакот, Р.А. Диагностирование механического оборудования [Текст] / Р.А. Коллакот; пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1980.
13. Контроль технической исправности самолетов и вертолетов [Текст]: справ. / под ред. В.Г. Александрова. – М.: Транспорт, 1976.
14. Приборы для неразрушающего контроля материалов и изделий [Текст]: справ. В 2-х кн. / под ред. В.В. Ключева. – М.: Машиностроение, 1986.

15. Сиротин, Н.Н. Конструкция и эксплуатация, повреждаемость и работоспособность газотурбинных двигателей [Текст] / Н.Н. Сиротин. – М.: РИА «ИМ – Информ», 2002.

16. Третьяков, О.Н. Методы и средства эксплуатационного сопровождения ресурса авиационных ГТД [Текст] / О.Н. Третьяков. – М.: Изд-во МАТИ, 1999.

17. Иивоваров, В.А. Дефектоскопия гражданской авиационной техники [Текст] / В.А. Иивоваров, О.Ф. Машошин. – М.: Транспорт, 1994.

18. Ермаков, Г.И. Диагностирование технического состояния авиационных двигателей путем анализа работавшего масла [Текст] / Г.И. Ермаков. – М.: ЦНТИ ГА, 1985.

19. Симбирский, Д.Ф. Температурная диагностика двигателей [Текст] / Д.Ф. Симбирский. – Киев: Техника, 1976.

20. Госсорг, Ж. Инфракрасная термография [Текст] / Ж. Госсорг. – М.: Мир, 1988.

21. Вибрация в технике [Текст] В 6 т.: справ. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 5 / под ред. М.Д. Генкина, 1981.

22. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов [Текст] / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987.

23. Дорошко, С.М. Контроль и диагностирование технического состояния газотурбинных двигателей по вибрационным параметрам [Текст] / С.М. Дорошко. – М.: Транспорт, 1984.

24. Карасев, В.А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей [Текст] / В.А. Карасев, В.П. Максимов, М.К. Сидоренко. – М.: Машиностроение, 1978.

25. Карасев, В.А. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы [Текст] / В.А. Карасев, А.Б. Ройтман. – М.: Машиностроение, 1986.

26. Ахметзянов, А.М. Диагностика состояния ВРД по термогазодинамическим параметрам [Текст] / А.М. Ахметзянов, Н.Г. Дубравский, А.П. Тунаков. – М.: Машиностроение, 1983.

27. Епишев, Н.И. Техническое диагностирование ГТД по параметрам, регистрируемым при работе двигателя [Текст] / Н.И. Епишев. – Куйбышев: КуАИ, 1985.

28. Сироткин, Н.Н. Техническая диагностика авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / Н.Н. Сироткин, Ю.М. Коровкин. – М.: Машиностроение, 1979.

29. Люлько, В.И. Эксплуатация авиационных двигателей по техническому состоянию [Текст] / В.И. Люлько. – М.: МГУ, 2001.
30. Чичков, Б.А. Модели и параметрическая диагностика авиационных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Б.А. Чичков. – М.: МГТУГА, 2005.
31. Степаненко, В.П. Практическая диагностика авиационных ГТД [Текст] / В.П. Степаненко. – М.: Транспорт, 1985.
32. В мире неразрушающего контроля [Текст]: журн. – 2003. – №2.
33. Машошин, О.Ф. Оптимизация процессов диагностирования авиационной техники с использованием критериев информативности [Текст] / О.Ф. Машошин // сб. труд. науч. конф. ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского. – М., 2002.
34. Машошин, О.Ф. Информационное обеспечение процессов диагностирования авиационной техники [Текст] / О.Ф. Машошин, А.В. Бигус // Науч. вестн. МГТУ ГА. – М., 2002. – №49.
35. <http://www.testiki.info/index.html>
36. Основы технической диагностики. Модели объектов, методы и алгоритмы диагноза [Текст] / В.В. Карибский, П.П. Пархоменко, Е.С. Согомонян [и др.]; под ред. П.П. Пархоменко. – М.: Энергия, 1976.
37. Мозгалеvский, А.В. Техническая диагностика (непрерывные объекты) [Текст] / А.В. Мозгалеvский, Д.В. Гаскаров. – М.: Высшая школа, 1975.
38. Диагностирование и прогнозирование технического состояния авиационного оборудования [Текст]: учеб. пособие для вузов / В.Г. Воробьев, В.В. Глухов, Ю.В. Козлов [и др.]; под ред. И.М. Синдеева. – М.: Транспорт, 1984.
39. Константинов, В.Д. Методы контроля технического состояния авиационного оборудования [Текст] / В.Д. Константинов, В.В. Глухов, Г.А. Куликов. – М.: МИИГА, 1986.
40. Константинов, В.Д. Средства контроля технического состояния авиационного оборудования [Текст] / В.Д. Константинов, Г.А. Куликов. – М.: МИИГА, 1987.
41. Маркович, Х.П. Использование граф-модели для решения задач технической диагностики [Текст] / Х.П. Маркович // Кибернетика и диагностика. – Рига: Зинатне, 1968. Вып. 2. – С. 49 – 62.
42. Идентификация неисправностей газоперекачивающих агрегатов по функциональным признакам [Текст] / А.С. Семенов, В.А. Иванов,

С.В. Кузьмин [и др.] // Нефть и газ. Новые технологии в системах транспорта: сб. науч. тр. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2004. — С. 69-74.

43. Сидоренко, М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей [Текст] / М.К. Сидоренко. — М.: Машиностроение, 1978.

44. Корн, Г.А. Справочник по математике для научных работников и инженеров [Текст] / Г.А. Корн, Т.М. Корн. — М.: Наука, 1973.

45. Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации [Текст]: учеб. пособие / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. — СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000.

46. Барков, А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации [Текст]: учеб. пособие / А.В. Барков, Н.А. Баркова. — СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2004.

47. Левит, М.Е. Вибрация и уравнивание роторов авиадвигателей [Текст] / М.Е. Левит, В.П. Ройзман. — М.: Машиностроение, 1970.

48. Динамика авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шора. — М.: Машиностроение, 1981.

49. Киселев, Ю.В. Исследование аномалий линий скольжения роторов ГТД с повышенной вибрацией [Текст] / Ю.В. Киселев // Тез. докл. XXVI междунар. науч.-техн. совещан. по динам. и прочн. двигателей. — Самара, 1996.

50. Киселев, Ю.В. Особенности вибрационного поведения многороторного ГТД на переходных режимах [Текст] / Ю.В. Киселев // Тез. докл. XXVIII междунар. науч.-техн. конф. по динам. и прочн. двигателей. — Самара, 2001.

51. Киселев Ю.В. Экспериментальное исследование особенностей возбуждения высокочастотной вентиляторной вибрации [Текст] / Ю.В. Киселев // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. тр. — Куйбышев: КуАИ, 1986. — С. 76-81.

52. Канунников, И.П. Некоторые особенности спектрального состава виброакустических процессов при срывных режимах работы компрессоров [Текст] / И.П. Канунников. // Физические методы исследования шумообразования и акустическая диагностика в машиностроении: сб. тр. — Куйбышев, 1978. — С. 46-47.

53. Технические средства диагностирования [Текст]: справ. / В.В. Клюев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук [и др.]; под общ. ред. В.В. Клюева. — М.: Машиностроение, 1989.

54. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара [Текст] В 2 кн.: справ. / под ред. В.В. Ключева. – М.: Машиностроение, 1978.

55. Максимов, В.П. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах [Текст] / В.П. Максимов, И.В. Егоров, В.А. Карасев. – М.: Машиностроение. 1987.

56. <http://vibration.narod.ru>

57. <http://www.vibrocenter.ru/atlant8.htm>

58. Многоканальный синхронный регистратор «Атлант». Руководство пользователя [Текст]. – Пермь: «Вибро-Центр», 2007.

59. <http://www.nitskd.ru/tc183/>

60. ГОСТ 26382-84 Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Допустимые уровни вибрации и общие требования к контролю вибрации [Текст].

61. Смирнов, Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений [Текст] / Н.В. Смирнов, И.В. Дужин-Барковский. – М.: Наука, 1969.

62. Вильнер, П.Д. Аэродинамическая неоднородность колеса турбомашин и ее диагностика [Текст] / П.Д. Вильнер, М.А. Караблин // Физические методы исследования шумообразования и акустическая диагностика в машиностроении: сб. тр. – Куйбышев, 1978. – С.25-26.

63. Киселев, Ю.В. Исследование влияния неоднородности рабочего колеса вентилятора на структуру вибрационных процессов [Текст] / Ю.В. Киселев // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. тр. – Куйбышев: КуАИ, 1983. – С. 65-71.

64. Варжицкий, Л.А. Моделирование спектра кромочных следов для диагностики осевого компрессора [Текст] / Л.А. Варжицкий, Ю.В. Киселев, М.К. Сидоренко // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. тр. – Куйбышев: КуАИ, 1987. – С. 33-39.

65. <http://www.vibrotek.ru>

66. Тиц, С.Н. Разработка математической модели сотовых конструкций летательных аппаратов [Текст] / С.Н. Тиц // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – Самара, 2008. – Вып. 1(14). – С. 80-91.

67. Тиц, С.Н. Метод выявления дефектов авиационных конструкций основанный на анализе линий максимумов и хребтов непрерывного вейв-

лет-преобразования [Текст] / С.Н. Тиц, А.Н. Коптев, Ю.В. Киселёв // Авиационная промышленность. – М., 2009. – №6. – С.326-335.

68. Биргер, И.А. Техническая диагностика [Текст] / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978.

69. Винер, Н. Кибернетика, или управление и связь в животном и машине [Текст] / Н. Винер. – М.: Наука, 1983.

70. Шеннон, К. Работы по теории информации и кибернетике [Текст] / К. Шеннон. – М.: Изд-во иностр. лит., 1963.

71. Колмогоров, А.И. Интерполирование и экстраполирование стационарных случайных последовательностей [Текст] / А.И. Колмогоров // Изв. АН СССР. Математика. – 1941. – № 5. – С.3 – 14.

72. Вапник, В.Н. Теория распознавания образов [Текст] / В.Н. Вапник, А.Я. Червоненкис. – М.: Наука, 1974.

73. Пивоваров, В.А. Диагностика летательных аппаратов и авиадвигателей (основы теории и прикладные вопросы) [Текст] / В.А. Пивоваров. – М.: МГТУ ГА, 1995.

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-reliability.com>

Учебное электронное издание

Киселёв Юрий Витальевич
Киселёв Денис Юрьевич
Тиц Сергей Николаевич

**ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА СИСТЕМ
И КОНСТРУКЦИЙ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ**

Учебник

Редакторская обработка Н. С. К у п р и я н о в а
Компьютерная доверстка Т. Е. П о л о в н е в а

Электронный ресурс.

Арт. – ЭР 6(Д2)/2012.

Самарский государственный
аэрокосмический университет
443086, г. Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета
443086, Самара, Московское шоссе, 34.