

УДК 621.5.047

А.Н. Литвяк, В.В. Логинов

Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков

АНАЛИЗ И ЗАДАЧИ ВИБРОДИАГНОСТИКИ АВИАЦИОННЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

В статье проводится анализ проблемы вибродиагностики авиационных двигателей, распознавания сигналов на основе эталонных комплексов диагностических признаков.

вибродиагностика, колебания, авиационный двигатель, эталонный сигнал

Введение

Авиационная силовая установка – сложная техническая система, состоящая из большого числа систем, узлов и деталей, взаимодействующих между собой [1].

Широкий частотный диапазон колебательных процессов в силовой установке обуславливает быструю реакцию виброакустического сигнала на изменение технического состояния. Это является определяющим в аварийных ситуациях [2, 3]. Агрегаты, от надежности безаварийной работы которых зависит жизнь людей, требуют особого внимания. Очень важно вовремя обнаружить и не допустить развитие дефектов, приводящих к необратимым катастрофическим последствиям. Поэтому виброакустическое диагностирование авиационных силовых установок является актуальной задачей [1 – 3].

Сущность проблемы виброакустической диагностики сложных технических систем состоит в разработке и практической реализации алгоритмов оценки параметров технического состояния объекта без его разборки в рабочих условиях по характеристикам виброакустических процессов, сопровождающих его функционирование [4].

Для авиационного двигателя можно выделить основные источники возникновения вибрации: колебания от несбалансированных вращающихся масс (роторная вибрация); вибрации, возбуждаемые зубчатыми передачами редукторов; колебания подшипниковых узлов; собственные колебания лопаток, дисков, корпусов; аэродинамические колебания; вибрации, возбуждаемые процессами в газоздушном тракте; вибрации агрегатов и трубопроводов [3].

Основными колебаниями, подлежащими диагностике, являются низкочастотные (0,1 ... 400 Гц) и среднечастотные (400 ... 2000 Гц) вибрации. Высокочастотными (> 2000 Гц) колебаниями обычно пренебрегают вследствие малой доли энергии, переносимой этими колебаниями.

Все разнообразие колебательных процессов в механизме представляется в виде вынужденных и собственных колебаний [1]. Оба эти вида могут

служить носителями информации о техническом состоянии, но характер и объем этой информации различны. Вынужденные колебания содержат информацию о качестве изготовления, ремонта, сборки и о грубых изменениях технического состояния, граничащих с аварийной ситуацией. Собственные колебания содержат информацию о наличии дефектов на ранней стадии развития.

Колебания в механических системах можно охарактеризовать тремя связанными между собой величинами:

$x(t)$ – вибросмещением;

$V(t) = \frac{dx}{dt}$ – виброскоростью;

$a(t) = \frac{dV}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}$ – виброускорением.

Выбор диагностических параметров зависит от типа исследуемого механизма и частотного диапазона измеряемых колебаний. В низкочастотном диапазоне используют параметр вибросмещения – $x(t)$. В среднечастотном диапазоне – $V(t)$, и в высокочастотном – $a(t)$. В высокочастотном диапазоне вместо виброускорения чаще используют безразмерную величину – виброперегрузку:

$$k(t) = \frac{a(t)}{g} \quad (g=9,81 \frac{M}{c^2}).$$

Значение виброперегрузки нормируется и составляет:

- $k \leq 2$ – для истребительной авиации;
- $k \leq 4$ – для транспортной авиации;
- $k \leq 6 \dots 8$ – для трансмиссии вертолетов.

Простейшей формой колебательного движения является гармоническое колебание:

$$x(t) = A_x \cdot \text{Cos}(\omega t + \varphi),$$

где A_x – амплитуда колебаний;

ωt – круговая частота колебаний;

φ – фаза колебаний.

Установлено, что для механических систем справедлив принцип суперпозиции. Если имеется

несколько колебательных движений, то суммарное колебание представляет собой также гармоническое колебание (полигармоническое колебание):

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t) + \dots + x_k(t) = \sum_{k=1}^{\infty} A_k(t) \cdot \cos(\omega_k t + \varphi_k(t)).$$

Левая часть данного уравнения называется виброграммой и представляет собой запись выходного сигнала по времени (рис. 1).

Правая часть уравнения называется спектральным разложением, или просто спектром выходного сигнала. Спектр показывает, какие гармонические колебания присутствуют в исходном сигнале и како-

ва их интенсивность (рис. 2). В работе реального механизма сказываются погрешности изготовления деталей, температурные изменения деталей и зазоров, степень изношенности деталей и прочее.

Эти и другие причины приводят к "размыванию" линий спектра. Кроме того, реальная картина вибрации усложняется присутствием шума с равномерным спектром.

Поэтому реальную картину вибрации двигателя можно описать квазиполигармоническим колебанием с дополнительным шумовым возбуждением:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} A_k(t) \cdot \cos(k\omega_0 t + \varphi_k(t)) + W_{ш}(t),$$

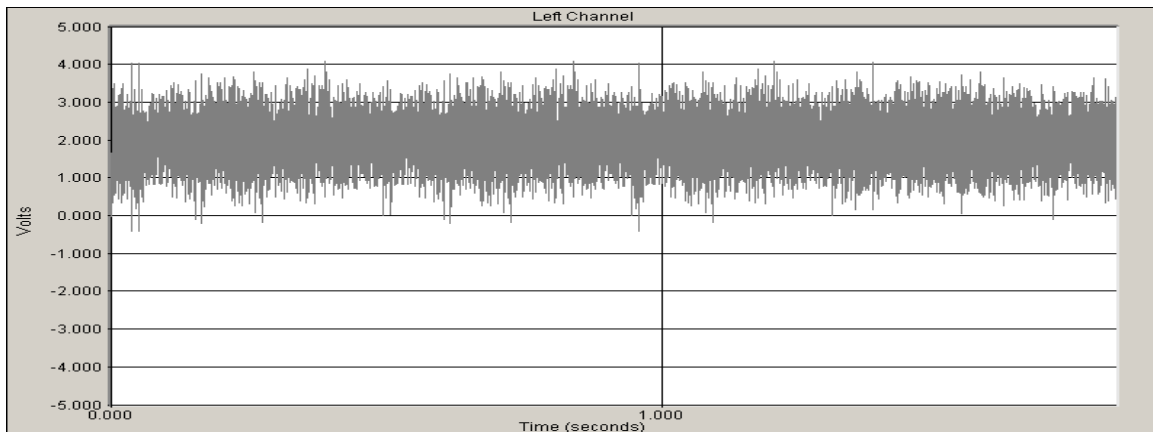


Рис. 1. Виброграмма

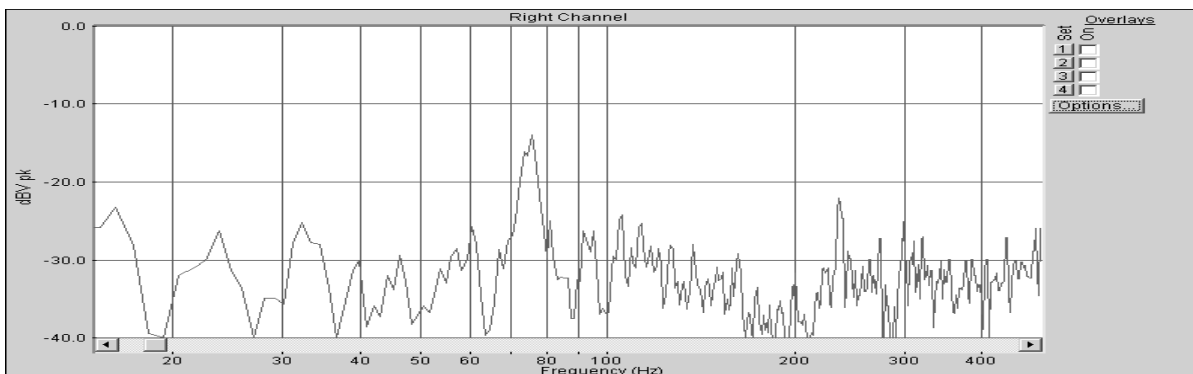


Рис. 2. Реальный спектр с шумом

где $A_k(t)$ – амплитуда k -й гармоники;
 $k\omega_0$ – круговая частота k -й гармоники;
 $\varphi_k(t)$ – фаза k -й гармоники.

Виброграмму легко получить, используя простые датчики перемещений, скорости или ускорений. С помощью нее оценивается общее вибрационное состояние двигателя, но нельзя оценить работу элементов двигателя, т.е. вклад отдельных гармоник.

Для более детального анализа виброграммы временную функцию $x(t)$ представляют в виде частотной функции $A(f)$ посредством прямого преобразования Фурье:

$$A(f) = 2 \int_0^{\infty} x(t) \cdot e^{-2\pi i f t} \cdot dt$$

или

$$A(f) = F x(t) .$$

Преобразование Фурье обратимо:

$$x(t) = 2 \int_0^{\infty} A(f) \cdot e^{-2\pi i f t} \cdot df$$

или

$$x(t) = F^{-1} A(f) .$$

Однако обратное преобразование Фурье не всегда совпадает с исходной функцией.

Анализ спектрограм позволяет локализовать отказ и проследить за его развитием во времени [2].

Таким образом, основная задача диагностики – определить текущее состояние объекта или предсказать его будущее состояние по известной совокупности диагностических параметров.

Подобные задачи называются классификационными и решаются методами распознавания образов. Процедура диагностики в такой задаче состоит в разработке правил классификации диагностических параметров и применения этих правил к конкретному объекту [1, 2].

В случае вибродиагностики диагностическими параметрами являются:

A_x – амплитуда колебаний;

ωt – круговая частота колебаний;

φ – фаза колебаний.

Распознавание по изменению уровня вибрации

Контроль уровня вибрации в процессе наработки преследует две цели [1, 3]:

- а) предотвратить разрушение двигателя;
- б) не допустить повышения вибрационных нагрузок на элементы двигателя.

Наиболее простым способом оценки вибросостояния двигателя является отслеживание амплитуды k -й гармоники, так, чтобы

$$A_k(t) \leq A_{k, \text{доп}}.$$

Для того чтобы учесть все составляющие гармоник, иногда используют среднее абсолютное значение амплитуды за некоторый период "Т":

$$A_{\text{ср}} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| \cdot dt$$

или среднеквадратичное значение амплитуды:

$$A_{\text{ср.кв.}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) \cdot dt}.$$

Однако по мере наработки вибрация двигателя изменяется вследствие ряда необратимых процессов (рис. 3):

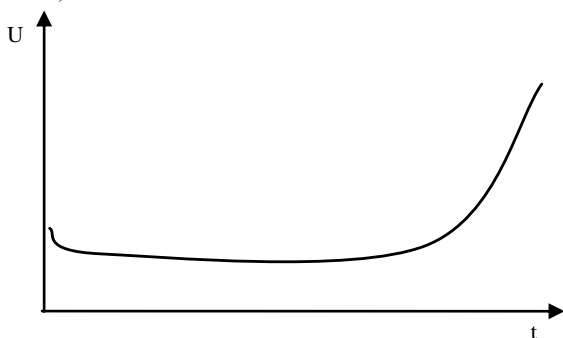


Рис. 3. Изменение уровня вибрации в процессе наработки

- роста усталостных повреждений в деталях;
- ползучести материала;
- износа кинематических пар;
- эрозионного износа деталей;
- изменения упругих свойств материалов;
- коробления, перераспределения внутренних напряжений.

Если проследить за изменением уровня вибрации в процессе наработки, то можно с высокой степенью вероятности предсказать момент разрушения [4].

Распознавание на основе эталонных комплексов диагностических признаков

Пусть объект диагностирования характеризуется комплексом n - диагностических признаков:

$$\bar{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n).$$

Распознавание состояния объекта в этом случае выполняется сравнением вектора \bar{x} с эталонным комплексом признаков \bar{x}_d , характеризующего исправное предельное состояние двигателя. Очевидно, чтобы перейти из состояния \bar{x} в состояние \bar{x}_d , необходимо преодолеть некоторое "расстояние". В качестве меры "расстояния" между вектором состояния \bar{x} и вектором состояния \bar{x}_d используют обычное или взвешенное Евклидово расстояние.

Обычное Евклидово расстояние:

$$d(\bar{x}; \bar{x}_d) = \sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - x_{d_i}^3)^2}.$$

Взвешенное Евклидово расстояние:

$$d_B(\bar{x}; \bar{x}_d) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \mu_i \cdot (x_i - x_{d_i}^3)^2},$$

где $0 \leq \mu_i \leq 1$ – некоторый неотрицательный вес каждой компоненты.

Очевидно, что исправному двигателю соответствует:

$$d(\bar{x}; \bar{x}_d) \leq d_{\text{min}}.$$

Графическая интерпретация данного способа заключается в сравнении текущего спектра с эталонной маской (рис. 4).

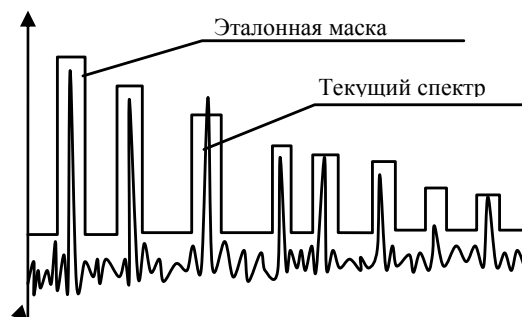


Рис. 4. Сравнение спектра с эталонной маской

В вибродиагностике используется гипотеза о том, что вибросигнал, измеренный в любой точке объекта, содержит информацию, достаточную для диагноза всех виброактивных элементов. Надо только суметь выделить необходимую информацию. Так, при диагностировании i -го элемента на k -м выходе полезная информация заключается только в параметрах, связанных с этим узлом. Составляющие от других элементов выступают в роли помех.

Отношение сигнала к шуму имеет вид:

$$a = x / \sigma \sqrt{2},$$

где x – информативный параметр; σ – среднее квадратичное отклонение всех неинформативных составляющих.

При измерении вибрации следует учитывать, что вибрация обладает свойством локализоваться вблизи источника. При удалении от источника она ослабляется в зависимости от упруго-массовых показателей и диссипативных свойств системы. Поэтому успех диагностики в значительной мере зависит от выбора числа и места установки датчиков вибрации; чувствительности системы измерения вибрации; выбора математических методов обработки сигналов [2, 4].

Исходя из сказанного, места расположения датчиков должны быть максимально приближены к потенциальным источникам возбуждения вибраций. Это корпуса подшипников и силовые корпуса двигателя. Корпусы подшипников – наилучшее место для измерения вибраций ротора, именно в этих точках прикладываются основные динамические нагрузки.

Кроме того, подшипник является наиболее слабым звеном механизма. Поэтому вибродатчики целесообразно устанавливать во всех корпусах подшипников ротора ГТД. Если это недостижимо, то измерения необходимо производить в месте, наиболее расположенном к подшипнику, на корпусной детали.

Вибродатчики, установленные на силовом корпусе могут характеризовать состояние сразу нескольких элементов двигателя, оценить вибросостояние несилевых элементов и оценить величину колебательной энергии, передаваемой на летательный аппарат.

Таким образом, вибродиагностика позволяет выявить отклонения параметров технической системы от предельно допустимых в эксплуатации и не допустить катастрофических последствий.

Список литературы

1. Чигрин В.С., Симбирский Д.Ф., Белогуб А.В. *Виброакустика авиационных двигателей*. – Х.: НАКУ "ХАИ", 2000. – 84 с.
2. Бендерский М.М., Кошевой Г.И. *Элементы спектрального анализа*. – Х., 1991. – 189 с.
3. *Турбовинтовой двигатель ТВ3-117ВМА-СБМ1. Руководство по технической эксплуатации. Книга 1, 2, 3.*
4. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [Http://www.autoprokat@narod.ru](http://www.autoprokat@narod.ru).

Поступила в редколлегию 11.12.2006

Рецензент: д-р техн. наук, ст. научн. сотрудн. А.Б. Леонтьев, Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков.