

УДК 629.7.083.03 : 629.735.45

В.Н. Чернявский¹, Г.П. Сигайло¹, С.А. Шевченко²

¹Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков

²Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенка

ВЫБОР МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО СИГНАЛА ГЛАВНОГО РЕДУКТОРА ВОЕННО-ТРАНСПОРТНОГО ВЕРТОЛЕТА

В работе проведено анализ и выбор модели виброакустического сигнала для описания физических процессов возбуждения колебаний при взаимодействии узлов главного редуктора военно-транспортного вертолета

главный редуктор, виброакустический сигнал, модель, амплитуда, частота, зубчатое зацепление, подшипниковый узел

Введение

Постановка проблемы. Поддержание заданного уровня безопасности полетов (БзП) на этапе

эксплуатации авиационной техники в границах продленных значений ресурсных показателей является актуальной задачей. Одним из факторов, влияющих на уровень БзП, является технический.

Проведенное изучение отказов систем летательного аппарата свидетельствует о том, что методы контроля технического состояния, используемые в настоящее время для главных редукторов военно-транспортных вертолетов не обеспечивают в полной мере обнаружение и своевременное предупреждение отказов. Данный факт свидетельствует, что существует необходимость применения новых методов контроля главного редуктора вертолета. Методы должны позволять выявлять имеющиеся неисправности, обнаруживать развивающиеся дефекты на ранней стадии, быть просты и удобны в эксплуатации.

Одним из методов, который позволяет проводить контроль технического состояния главного редуктора согласно работы [1] является вибродиагностический метод. При использовании данного метода в качестве носителя информации о техническом состоянии взаимодействующих деталей используется виброакустический сигнал. Моделирование виброакустических сигналов позволяет связать физические процессы возбуждения колебаний на различных диапазонах частот с диагностическими признаками неисправностей.

Анализ литературы. Проведенный анализ исследований [1 – 4] в области вибродиагностики систем, позволил выделить следующие классы моделей:

- импульсных моделей вынужденных и собственных колебаний;
- моделей огибающей акустического сигнала;
- полигармонических моделей;
- квазиполигармонических моделей.

При этом, по мнению авторов [2 – 4] выбор класса моделей выбирается в зависимости от задач исследования, применяемой аппаратуры, а также от глубины изменений конструкции объекта исследований, вызванных установкой измерительной аппаратуры. Именно поэтому, несмотря на довольно глубокие исследования, которые выполнены и выполняются сегодня, вопрос о правильном выборе модели виброакустического сигнала главного редуктора и сегодня остается открытым и требует индивидуального подхода в каждом отдельном случае.

Цель статьи. Проведение исследований виброхарактеристик главного редуктора требует применения модели представления сигнала. В связи с этим целью статьи является проведение анализа существующих моделей вибрационного сигнала и выбор наиболее приемлемой модели описания сигнала при проведении исследований технического состояния главного редуктора вертолета.

Основной материал

Рассмотрим модели виброакустического сигнала на предмет возможности использования для описания вибрационных параметров главного редуктора военно-транспортного вертолета.

Достаточно универсальной является импульсная модель, которая может быть использована для рассмотрения процессов возбуждения колебаний в

зубчатых зацеплениях, подшипниках качения и скольжения [2, 3].

При использовании данной модели применяют функцию $f(t)$, определяющую отдельный импульс и аналитически представляют ее через периодическую последовательность импульсов в виде выражения:

$$\xi(t) = \sum_{R=-\infty}^{\infty} f(t - t_R), \quad (1)$$

где $t_R = t_0 + RT_0$; R – целое число; T_0 – период импульсов.

Периодическая функция $\xi(t)$ может быть как детерминированной, так и случайной, отражая случайность одиночного импульса. При этом амплитуда импульса, его длительность и момент появления, могут быть случайными величинами.

Для случая пересопряжения зубьев в зубчатом зацеплении, которые представляют собой случай периодической последовательности импульсов, а интервалы T_z модулированы по амплитуде, то выражение (1) может быть записано:

$$x(t) = \sum_{z=1}^Z y_z \delta(t - zT_{вр}), \quad (2)$$

где $T_{вр} = T_d$ – период низкочастотного процесса попадания дефектов в зону контакта, равный периоду частоты вращения вала зубчатого колеса ($1/T_{вр} \ll 1/T_z$); z – целое число; δ – дельта функция.

В работах [2, 3] рекомендуется перейти к рассмотрению вибрационного процесса в частотной области. Однако, в этом случае диагностическая модель не отвечает одному из требований предъявляемых к модели – простоте. Кроме того, она дает общий вид представления спектрального виброакустического сигнала в широком диапазоне частот при различных видах модуляции импульсной последовательности. Что же касается представления диагностических признаков зубчатых зацеплений и подшипниковых узлов, то их выполняют в достаточно узком диапазоне, в зоне одной из гармоник основной частоты возбуждения механизма. Поэтому использование модели в частотной для рассмотрения зубчатых передач и подшипниковых узлов из-за сложности представления спектральной функции затруднительно.

В работах [4 – 6] в качестве моделей для описания виброакустических процессов на установившемся режиме работы роторных механизмов применяют модели в виде полигармонического процесса. Вибрация роторных механизмов в этом случае может быть представлена в виде:

$$x(t) = \sum_{i=1}^n A_i \cos(\omega_i t + \varphi_i), \quad (3)$$

где A_i – амплитуда колебаний; ω_i – угловая частота; φ_i – сдвиг по фазе; i – порядок гармоники; t – время.

Данная модель также нашла применение при оценке технического состояния подшипниковых узлов гидравлических насосов [7].

На собственную вибрацию гидронасосов накладывается вибрация конструкции ЛА, в связи с этим выражение (3) может быть уточнено за счет введения в него широкополосного шума:

$$x(t) = \sum A_i \cos(\omega_i t + \varphi) + \zeta(t), \quad (4)$$

где $\zeta(t)$ – шумовая составляющая.

Согласно данной модели результаты измерений представляются в форме значений амплитуд и частот каждой составляющей вибрации. Модель проста, имеет удобную форму представления колебательного процесса. В низкочастотном и среднечастотном диапазонах описание вибрации роторных механизмов при помощи данной модели имеет наиболее простую форму. Выражение (3), (4) позволяют сконцентрировать внимание исследователя лишь на определенных частотах ω_i , кратных основной частоте возбуждения колебаний диагностируемого узла механизма. Модель используется в задачах локализации источников повышенной виброактивности конструкции механизма и диагностирования дефектов, которые вызывают существенное увеличение уровня акустического сигнала на определенных частотах [6].

Усложнение же объекта диагностирования влечет за собой усложнение характера вибрации, приобретающей свойства случайного процесса.

Поэтому, в случае высокой сложности системы исследователи могут использовать квазиполигармонические модели, являющиеся суперпозицией узкополосных случайных процессов с кратными средними частотами:

$$x_i(t) = \sum_{i=1}^n A_i(t) \cos[i\omega_{0i}t - \varphi_i(t)], \quad (5)$$

где $A(t)$ – случайная, медленно (по сравнению с $T_i = 2\pi/(i\omega_0)$) изменяющаяся огибающая узкополосного процесса; $i\omega_i$ – средняя частота узкополосного процесса; $\varphi(t)$ – медленно изменяющаяся фаза.

В связи с тем, что влияние изменения параметров технического состояния роторных механизмов на виброакустические процессы $x(t)$ можно моделировать не только вариацией соотношения спектральных амплитуд A_i , но и введением дополнительного шумового возбуждения $\omega_{ш}$ с равномерным спектром в рассматриваемом диапазоне, то

$$x_i(t) = \sum_{i=1}^n A_i(t) \cos[\omega_{0i}t - \varphi_i(t)] + \omega_{ш}(t). \quad (6)$$

Такая форма представления виброакустического сигнала достаточно хорошо моделирует рост шумовой компоненты при увеличении степени износа контактирующих поверхностей, когда необходимо учитывать появление шумовой компоненты, являющейся следствием воздействия сил трения или ударного возмущения. Соотношение энергии периодической и шумовой компонент является информативным параметром акустического сигнала и ис-

пользуется при формировании диагностических признаков состояния механизма [3].

Указанная модель также используется при описании процесса колебаний газотурбинного двигателя в работе [8] и редуктора. Однако автор вводит понятие вибрационного шума $\zeta(t)$, который рассматривает как широкополосный, случайный процесс с нормальным распределением, статистически независимый от узкополосной вибрации. Соответственно вибрацию представляют как аддитивную смесь суммы конечного числа узкополосных компонент $x_i(t)$ и широкополосного вибрационного шума $\zeta(t)$:

$$x_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n x_i(t) + \zeta(t). \quad (7)$$

Соответственно, общая математическая модель с учетом широкополосного вибрационного шума будет представлена в виде:

$$x_{\Sigma}(t) = \sum_{i=1}^n A_i(t) \sin[\omega_{0i}t - \varphi_i(t)] + \zeta(t). \quad (8)$$

Интенсивность вибрационного шума в окрестностях средних частот каждой из компонент полагают постоянной и рассматривают его как ограниченный по частоте “белый шум”.

Модели колебательных процессов представленных в виде (3), (5), (8) дают общее представление о частотном составе сигнала не всегда позволяют выявить причины возбуждения полигармонических колебаний и отношении спектральных амплитуд на частотах кратных основной частоте возбуждения.

При рассмотрении диагностического признака в узкочастотном диапазоне частот, можно проводить представление колебаний в виде модуляции высокочастотных колебаний.

Все разнообразие колебательных процессов в механизме можно представить в виде вынужденных и собственных колебаний. В качестве носителя информации о техническом состоянии могут служить оба вида колебаний, однако характер и объем информации содержащийся в них, – различный. Если амплитуды вынужденных колебаний, являясь энергетическими характеристиками и содержат информацию о качестве изготовления (сборки, ремонта) и о изменениях параметров технического состояния, граничащих с аварийной ситуацией в процессе эксплуатации механизма [9], то модуляция вынужденных колебаний и колебаний в зоне собственных частот узлов механизма – это источники информации о наличии дефектов на ранней стадии их возникновения [1]. Рост её глубины свидетельствует о развитии дефекта, вид модуляции определяет вид дефекта [10].

В общем виде случайный такой узкополосный виброакустический процесс может быть представлен выражением:

$$x(t) = A(t) \cos \varphi(t) = A(t) [\omega_0 t + \theta(t) + \varphi_0] \quad (9)$$

где $A(t)$ – огибающая виброакустического процесса; $\varphi(t)$ – фаза; φ_0 – фазовый сдвиг.

В данном случае огибающую и фазу представляют в следующем виде:

$$A(t) = \sqrt{x^2(t) + [x'(t)]^2}; \quad (10)$$

$$\varphi(t) = \arctg \frac{x'(t)}{x(t)}, \quad (11)$$

где $x'(t)$ называется функцией, сопряженной $x(t)$ в соответствии с преобразованием Гильберта:

$$x'(t) = -\frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{\tau - t} d\tau. \quad (12)$$

Выражения (10), (11) часто используют для расчета амплитудной и фазовой огибающих при помощи прикладных программ, с последующим анализом их результатов, в целях формирования диагностических признаков неисправностей узлов и механизмов.

В данной работе объектом исследования является главный редуктор военно-транспортного вертолета, который представляет сложную техническую систему. Для контроля его технического состояния целесообразно и затруднительно проводить установку датчиков на все узлы и детали, поэтому суммарный вибрационный сигнал узлов главного редуктора будет представлять суперпозицию сигналов.

Выводы

Таким образом, в работе были рассмотрены основные классы моделей представления виброакустического сигнала. Исходя из задач исследования, а также применяемых при этом аппаратных средств для измерения сигнала, приемлемым является представление сигнала в спектральной области. Полосы частот дефектов главного редуктора находятся в средних частотах, поэтому полигармоническая имеет удобную форму представления колебательного процесса в этом диапазоне. Применение полигармонической модели позволит выделить со спектра

только определенные полосы и рассматривать сигнал на частотах, кратных основной частоте возбуждения колебаний диагностируемых подшипниковых узлов и зубчатых зацеплений.

Список литературы

1. Генкин М.Д., Соколова А.Г. *Виброакустическая диагностика машин и механизмов.* – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
2. *Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов* / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванов, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков. – М.: Машиностроение, 1984. – 120 с.
3. Павлов Б.В. *Акустическая диагностика механизмов.* – М.: Машиностроение, 1971. – 224 с.
4. Карасев В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К., *Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей.* – М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.
5. *Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник* / Под ред. Э.Б. Вулгакова. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
6. Попков В.И. *Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов.* – Л.: Судостроение, 1974. – 224 с.
7. Баишта Т.М., Бабанская В.Д., Головки Ю.С. *Надежность гидравлических систем воздушных судов.* – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
8. Сидоренко М.К. *Виброметрия газотурбинных двигателей.* – М.: Машиностроение, 1973. – 224 с.
9. Ляишенко А.С., Малащенко Л.А., Переверзева Л.Н. *Моделирование в вопросах диагностики роторных механизмов сельскохозяйственных машин // Вісник ХНТУСГ. Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні.* – Х.: ХНТУСГ, 2005. – Вип. 40. – С. 267-273.
10. Мигаль В.Д. *Вибрационные методы и средства распознавания дефектов машин.* – Х.: ХГПУ, 1996. – 234 с.

Поступила в редколлегию 28.02.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Войтов, Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко, Харьков.