

УДК 629.7.03.018

А.А. СТАСЕВИЧ, Б.Б. КОРОВИН

*Федеральное государственное унитарное предприятие РФ
«Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия*

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА НАИМЕНЬШИХ КВАДРАТОВ ПРИ ИДЕНТИФИКАЦИИ СТРУКТУР ДИНАМИЧЕСКОГО СПЕКТРА ГТД

В ходе анализа тензо и вибросигналов, полученных при испытаниях ГТД сверхвысокой степени двухконтурности сложной схемы, идентификация гармонических составляющих значимого уровня традиционными методами в ряде случаев оказалась малоэффективной из-за не учета в используемой частотной модели двигателя комбинационных гармоник, обусловленных взаимодействием источников колебаний. Для повышения эффективности процедуры идентификации предложена методика определения передаточных чисел взаимодействующих элементов ГТД, базирующаяся на использовании при решении системы линейных уравнений, описывающих генерацию частот в ГТД, метода наименьших квадратов. Эффективность методики продемонстрирована на реальной экспериментальной информации. Полученные результаты подтвердили значимость и необходимость учета эффекта взаимодействия источников колебаний.

Ключевые слова: динамический спектр, вибросигнал, тензосигнал, частотная модель ГТД, сонограмма, идентификация, модуляция, метод наименьших квадратов, сверхвысокая степень двухконтурности.

Введение

При анализе информации, полученной в ходе летно-прочностных испытаний на летающей лаборатории ГТД сверхвысокой степени двухконтурности с редуктором были обнаружены гармонические составляющие значимого уровня, идентификация которых традиционными средствами вызывала значительные затруднения. Указанные затруднения были связаны со сложностью силовой схемы двигателя, состоящего из роторов низкого и высокого давлений (РНД и РВД), дифференциального редуктора, турбины воздушного винта (ТВВ) переднего и заднего винтов (ПВ и ЗВ), трех коробок двигательных и самолетных агрегатов, что повлекло за собой значительное увеличение числа ожидаемых источников колебаний и вариантов их вероятного взаимодействия между собой.

Затруднения в идентификации вероятных источников колебаний отмечались для составляющих как вибросигналов так и для тензосигналов с датчиков наклеенных на элементах основного силового узла двигателя (системы ПВ+ЗВ+редуктор).

Для преодоления указанных затруднений разработан метод идентификации составляющих вибро и тензо процессов в ГТД, основанный на использовании метода наименьших квадратов (МНК) при решении системы линейных уравнений, описывающих поведение в динамике неизвестной составляю-

щей. Апробации указанного метода применительно к редукторному ТВВД нетрадиционной схемы и посвящено настоящее сообщение.

1. Формулирование проблемы

1.1. Основные источники колебаний в ГТД и их взаимодействие

Основными источниками колебаний в рассматриваемом ГТД (см. рис. 1) являются ротора низкого и высокого давлений, передний и задний винты, а также агрегаты (дифференциальный редуктор, коробки приводов двигательных и самолетных агрегатов).

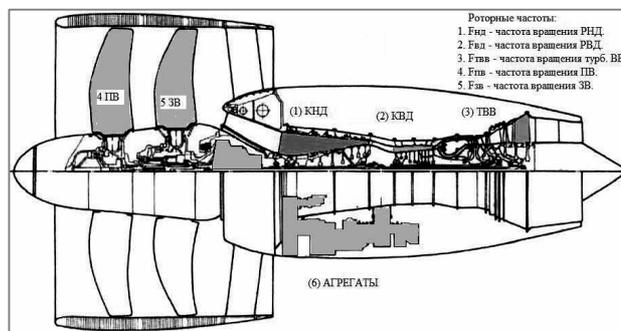


Рис. 1. Иллюстрация основных узлов-источников колебаний ГТД с биротативным винтовентилятором

В процессе анализа частотного состава вибросигналов и динамических напряжений в элементах двигателя были обнаружены результаты взаимодействия между собой различных источников колебаний модуляционной природы.

Так, рис. 2 иллюстрирует результат взаимодействия ПВ и РВД в категориях динамического спектра [1] для тензосигнала, замеренного на валу ПВ. Выявленное взаимодействие носит ярко выраженный модуляционный характер, что подтверждается наличием разностных $F_{\text{РВД}} - F_{\text{ПВ}}$ и суммарных $F_{\text{РВД}} + F_{\text{ПВ}}$ частот.

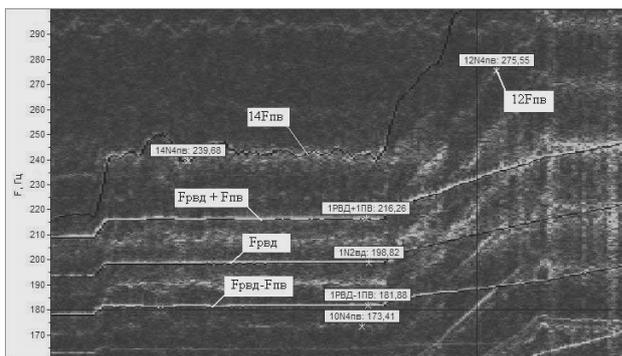


Рис. 2. Пример взаимодействия ПВ и РВД

Указанный пример намеренно представлен в форме сонোগраммы. Такая форма отображения спектральной плотности вибропроцесса является существенным дополнением к традиционным методам, позволяя рассматривать поведение гармонических составляющих в их динамике. Ось абсцисс представляет собой время, ось ординат – частота процесса. Яркость пиксела пропорциональна амплитуде процесса на данной частоте в текущем временном сечении.

1.2. Частотная модель ГТД с биротативным вентилятором

Используемый в частотной модели ГТД перечень контролируемых частот всегда будет неполным, что обусловлено:

- статистическим характером связи вибропараметров с состоянием конкретного узла;
- большим числом источников колебаний;
- наличием вероятного взаимодействия различной природы между источниками колебаний;

Совокупность описываемых частотной моделью ГТД процессов может быть разбита на следующие категории.

1. Роторные и кратно роторные колебания.
2. Процессы, являющиеся результатом вероятного взаимодействия источников колебаний между собой (комбинационные колебания).

3. Агрегатные колебания (колебания, генерируемые агрегатами).

Частотная модель ГТД, как и любая другая модель, не является абсолютно адекватной реальному объекту. Тем не менее, она может быть отнесена к идентификационному типу [2], так как используемые в ней кинематические соотношения описывают не только очевидные механизмы генерации гармоник, но в неявном виде содержат в себе и взаимодействующие источники колебаний.

Модель генерации частот колебаний ГТД (частотная модель ГТД) для рассматриваемого двигателя имеет следующий вид:

$$F = K_{\text{РНД}} * F_{\text{РНД}} + K_{\text{РВД}} * F_{\text{РВД}} + K_{\text{ТВВ}} * F_{\text{ТВВ}} + K_{\text{ПВ}} * F_{\text{ПВ}} + K_{\text{ЗВ}} * F_{\text{ЗВ}}, \quad (1)$$

где F – контролируемая частота вибропроцесса;

$K_{\text{РНД}}, K_{\text{РВД}}, K_{\text{ТВВ}}, K_{\text{ПВ}}, K_{\text{ЗВ}}$ – коэффициенты, характеризующие кинематические связи между роторами (РНД, РВД, ТВВ, ПВ и ЗВ) и связанными с ними другими источниками колебаний на двигателе;

$F_{\text{РНД}}, F_{\text{РВД}}, F_{\text{ТВВ}}, F_{\text{ПВ}}, F_{\text{ЗВ}}$ – частоты вращений РНД, РВД, ТВВ, ПВ и ЗВ соответственно.

Выражение (1) можно также записать в виде (2).

$$F = \sum_{i=1}^N K_i * F_i, \quad (2)$$

где K_i и F_i – передаточное число и частота вращения i -го элемента конструкции ГТД;

N – число рассматриваемых источников колебаний (число роторов).

Для рассматриваемого ГТД в рамках решаемой задачи идентификации частотная модель (1) состояла из пяти источников колебаний.

2. Решение проблемы

Модель генерации частот в форме (1) или (2) представляет из себя алгебраический многочлен 1-й степени, состоящий из суммы линейных функций вида

$$y = ax + b, \quad (3)$$

где y – выходное значение (частота процесса);

x – входное значение (частота вращения ротора);

a – константа (передаточное число для ротора);

b – смещение ($b=0$).

Задача идентификации неизвестной компоненты сводится к поиску параметров функциональной зависимости (приближающей функции), представленной в форме (1) или (2) при дискретном задании приближаемой функции. Параметры функциональной зависимости – коэффициенты K_i алгебраического многочлена в выражениях (1) или (2)..

Указанный подход является частью метода статистических испытаний [3]. Трудности его непосредственного использования для обследуемого

ТВВД нетрадиционной схемы заключались в сложности конструкции двигателя и, как следствие, в большом числе возможных источников колебаний, а также вероятных вариантов их взаимодействия.

Поэтому процедура идентификации выполнялась только для составляющих, относящихся к первым двум категориям приведенных в разделе 1.2. классификации для перечня контролируемых частот.

Величины коэффициентов K_i определялись в результате решения системы линейных уравнений при использовании МНК [3].

Процедура идентификации неизвестных гармонических составляющих предусматривала два этапа.

На первом этапе вычислялись передаточные числа K_i в формуле (1) или (2).

На втором этапе осуществлялась коррекция полученных чисел в соответствии с реальной конструкцией ГТД и значением коэффициента для i -го ротора.

2.1. Определение коэффициентов

Вычисление передаточных чисел K_i в формуле (1) выполняется посредством решения системы линейных неоднородных уравнений, состоящей из $m = N+1$ уравнений вида (1) или (2), где N – число переменных (число роторов ГТД). В общем виде указанная система уравнений для m уравнений и n неизвестных записывается в форме (3):

$$A \cdot X = B, \quad (3)$$

где A – матрица размерности $m \times n$ частот вращений роторов;

X – вектор искомых коэффициентов K_i ;

B – вектор частот неизвестной составляющей.

Характер множества решений этой системы зависит только от ранга матрицы коэффициентов A системы и от ранга расширенной матрицы коэффициентов $(A|b)$.

Условие разрешимости системы: $\text{rang}(A|b) = \text{rang}(A) = p$.

Условие единственности решения: $p = n$.

Естественно нас интересует только единственное и нетривиальное решение.

Для рассматриваемого ГТД с пятью роторами требовалось составить не менее шести уравнений в форме (1) или (2). Определение частот вращений роторов и частоты идентифицируемой гармоники выполнялось при визуальном представлении спектральной плотности в виде сонограммы (рис. 2, 3), хотя и не исключен любой другой вариант задания входных значений для формирования уравнений.

После вычисления коэффициентов выполняется построение расчетной линии динамического

спектра и оценка ее соответствия наблюдаемой на сонограмме. В случае неадекватности полученной расчетом линии процедура повторяется. Число уравнений увеличивается, осуществляется решение новой системы уравнений, выполняется построение новой расчетной линии и ее оценка.

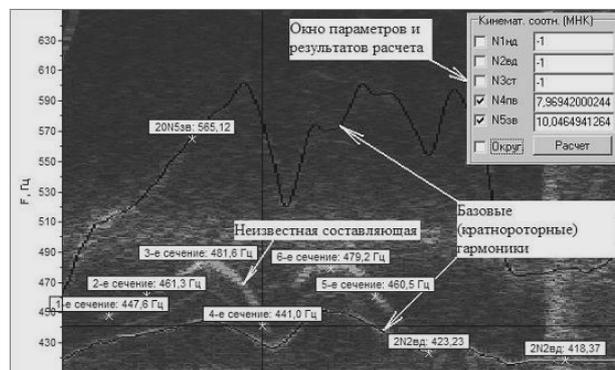


Рис. 3. Динамический спектр вибрационного сигнала, для которого выполнен пример расчета

Адекватность расчетной линии динамического спектра реальной оценивается по ее отклонению от заданных входных значений частот либо визуально по изображению выбранного временного участка на сонограмме. На рис. 4 приведены результаты идентификации предлагаемым методом гармонических составляющих динамических изгибных напряжений для отдельной реализации, замеренных на валу ПВ.

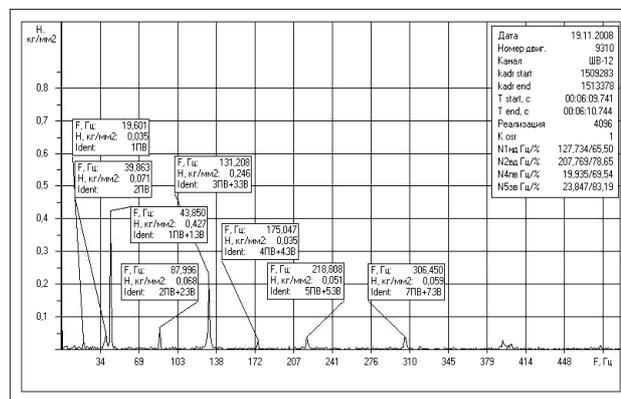


Рис. 4. Результаты идентификации составляющих динамических тензонапряжений на валу ПВ

На рис. 5 приведен пример счетного эффекта сворачивания частоты процесса с кратностью 54 к частоте вращения РНД, обнаруженный в вибросигнале. Несмотря на относительно узкий рабочий частотный диапазон бортовых программно-аппаратных средств устойчивое проявление указанной составляющей может свидетельствовать о наличии реального источника колебаний с частотой $54 \cdot F_{\text{Рнд}}$.

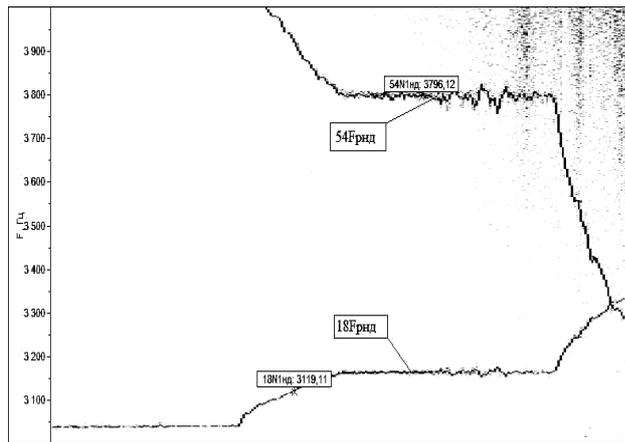


Рис. 5. Пример счетного эффекта (сворачивание частот)

2.2. Коррекция полученных коэффициентов

Коррекция (адаптация) полученных коэффициентов не формализована и заключается в выборе оптимальных значений исходя из обеспечения адекватности получаемой расчетной линии реальной и соответствия получаемых кинематических соотношений особенностям конструкции реального ГТД (учет числа стоек, числа лопаток на рабочих колесах, и пр.). При коррекции величин коэффициентов (передаточных чисел) использовалось 3 изложенных ниже способа.

1. Понижение числа частот источников колебаний (числа переменных в уравнениях) F_i исходя из величины коэффициента K_i для i -го ротора (2). В случае, если значение коэффициента K_i близко к нулю, то, полученный коэффициент приравнивается к нулю и выполняется повторное решение новой системы уравнений.

2. Повышение числа уравнений в форме (1) или (2) в системе путем ввода значений частот источников колебаний для другого временного сечения и повторение расчета.

3. Построение расчетной линии идентифицируемой гармоники на сонограмме только с целочисленными значениями полученных передаточных чисел и ее визуальное сравнение с реальным процессом.

Например, передаточные числа 7.96 для ПВ и 10.05 для ЗВ (см. рис.3), полученные без учета влияния остальных источников колебаний (РНД, РВД, ТВВ), вполне реалистичны и, после округления, соответствуют числу лопастей 8 и 10 для ПВ и ЗВ.

Отметим, что поиск адекватных кинематических соотношений между взаимодействующими источниками колебаний двигателя предлагаемым методом наиболее эффективен при рассмотрении

поведения выбранной гармонической составляющей в динамике, т.е. на квазиустановившихся и переходных режимах работы ГТД.

Предлагаемый подход к идентификации составляющих спектра вибропроцессов на основе метода МНК позволяет повысить адекватность частотной модели, используемой для конкретного ГТД, способствуя повышению эффективности исследования динамических процессов в ГТД. В результате его апробации применительно к ТВВД сложной схемы и большой размерности убедительно продемонстрированы наличие и необходимость учета эффектов взаимодействия источников колебаний в ГТД.

В частности, применение предлагаемого подхода к идентификации компонент вибропроцессов в ГТД позволило выявить следующие источники колебаний и закономерности их взаимодействия для переменных напряжений в основном силовом узле двигателя (ПВ+ЗВ+редуктор):

- кратно роторные гармоники ПВ значимого уровня с кратностями: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 12, 24, 15, 32, 40, 60;

- эффект взаимодействия ЗВ и ПВ (наличие составляющей с кратностью 99 к частоте вращения ЗВ на лопастях ПВ);

- комбинационные гармоники, описываемые соотношениями $F_{зв} \pm F_{пв}$ и $k * F_{пв} \pm n * F_{зв}$, где k и n – целые числа, включая 0;

- комбинационные гармоник значимого уровня с частотами $F_i = F_{рвд} \pm M * F_{пв} \pm N * F_{зв}$, где M и N – целые числа.

Для вибросигналов рассматриваемого ТВВД установлены:

- виброактивность ЗВ с кратностями 3, 7, 27, 32, 47, 54, 100, 106, 160, 200, 300;

- наличие комбинационных гармоник значимого уровня, описываемых соотношением $8 * F_{пв} + 10 * F_{зв}$, где 8 и 10 – число лопастей в рабочих колесах ПВ и ЗВ соответственно;

- Эффект стробирования (сворачивания) колебаний частотами $54 * F_{рнд}$ и $72 * F_{нд}$.

Заключение

Апробация метода идентификации спектральных составляющих вибрационных процессов в ГТД на основе использования МНК при решении системы уравнений для частот, генерируемых узлами двигателя, показала наличие и необходимость учета эффектов взаимодействия источников колебаний при анализе вибрационного состояния элементов конструкции для двигателей сложных схем.

Полученные с помощью предложенного метода кинематические соотношения для спектральных

составляющих вибропроцессов в ТВВД нетрадиционной схемы свидетельствуют о значимости нелинейных эффектов при колебаниях элементов конструкции для таких двигателей.

Литература

1. Стасевич А.А. Метод идентификации структур динамического спектра ГТД / А.А. Ста-

севич, Б.Б. Коровин // Вестник двигателестроения. – Запорожье: ОАО Мотор-Сич, 2008. – №3.

2. Чуян Р.К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов / Р.К. Чуян. – М.: Машиностроение 1988. – 288 с.

3. Кальницкий Л.А. Специальный курс высшей математики / Л.А. Кальницкий, Д.А. Добротин, В.Ф. Жевержеев. – М.: Высшая школа, 1976. – 389 с.

Поступила в редакцию 29.05.2009

Рецензент: д-р техн. наук М.Е. Колотников, заместитель Генерального конструктора ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия.

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДА НАЙМЕНШИХ КВАДРАТІВ ПРИ ІДЕНТИФІКАЦІЇ СТРУКТУР ДИНАМІЧНОГО СПЕКТРА ГТД

А.А. Стасевич, Б.Б. Коровін

В ході аналізу тензо і вібросигналів, одержаних при випробовуваннях ГТД надвисокої степені двухконтурності, ідентифікація гармонічних складових значимого рівня традиційними методами в ряді випадків явилась малоєфективною із-за неврахування в використованій частотній моделі двигуна комбінаційних гармонік, обумовлених взаємодією джерел коливань. Для підвищення ефективності процедури ідентифікації запропонована методика визначення передаточних чисел взаємодіючих елементів ГТД, що базуються на використанні при рішенні системи лінійних рівнянь, описуючих генерацію частот в ГТД методом найменших квадратів. Ефективність методики продемонстрована на реальній експериментальній інформації. Одержані результати підтвердили значимість і необхідність врахування ефекту взаємодії джерел коливань.

Ключові слова: динамічний спектр, вібросигнал, тензосигнал, частотна модель ГТД, сонограма, ідентифікація, модуляція, метод найменших квадратів, надвисока ступінь двухконтурності.

APPLICATION OF LEAST-SQUARES METHOD FOR IDENTIFICATION OF GAS TURBINE ENGINES SPECTER DUYNAMIC STRUCTURES

A.A. Stasevitch, B.B. Korovin

During analysis of stress and vibration data received during tests of ultra-high bypass ratio gas turbine engine of complicated layout the identification of harmonic constituents in some cases turned out to be ineffective for the reason of neglect of engine frequency generation model the combination harmonics caused by interaction of oscillation sources. In order to increase the effectiveness of identification procedures the technique of determination of gear-ratios of interacted gas turbine engines elements based on solution of linear equation system describing a generation of unknown process of gas turbine engine (least-squares method) was suggested. The efficiency of suggested technique was demonstrated on the real experimental data. The obtained results confirmed the both meaning and need to take into account the effects of interaction between oscillation sources.

Key words: dynamic specter, vibration signal, stress signal, frequency generation gas turbine engine model, sonogram, identification, least square method, ultra high bypass ratio.

Стасевич Аркадій Анатольевич – ведущий инженер КНИО-3 ФГУП ЛИИ им. М.М. Громова, г. Жуковский, Россия, e-mail: fly sim-lii@mtu-net.ru.

Коровин Борис Борисович – д-р техн. наук, начальник лаборатории КНИО-3 ФГУП ЛИИ им. М.М. Громова, г. Жуковский, Россия, e-mail: fly sim- lii@mtu-net.ru.