

УДК 261.438:534.647.083.8

Е.А. ИГУМЕНЦЕВ, Е.А. ПРОКОПЕНКО

Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков, Украина

ДЕМОДУЛЯЦИЯ ПОМПАЖНЫХ КОЛЕБАНИЙ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В работе рассмотрены колебания давления газа, которые возбуждают вибрацию корпусов нагнетателя. Приведено сравнение узкополосного низкочастотного спектра и спектра огибающей модулированного сигнала нагнетателя и электродвигателя. В амплитудном спектре огибающей выделены пики помпажных колебаний. Анализ боковых полос спектра вибрации использован для диагностики помпажных колебаний. В спектре вибрации электродвигателя выделены частотные составляющие, характеризующие ударные импульсы, позволяющие обнаружить дефекты подшипников. Ударные импульсы в спектре проявляются в виде боковых полос частот. Демодуляция выполнена с помощью преобразования Гильберта.

Ключевые слова: нагнетатель, спектр, вибрация, колебания, газотурбинный двигатель, модуляция, диагностика.

Введение

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В практике эксплуатации газоперекачивающих агрегатов (ГПА) на компрессорных станциях (КС) отмечены режимы работы, при которых наблюдаются пульсации потока газа, сопровождавшиеся шумовым эффектом и вызывающие: циклическое изменение направления потока газа через нагнетатель. Такой режим работы назван помпажом. Помпаж приводит к выходу из строя газотурбинного двигателя (ГТД). Перечисленные последствия работы ГТД в помпажном режиме наглядно демонстрируют необходимость оснащения агрегата современной и надежной противопомпажной защитой.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Наиболее распространенные противопомпажные системы построены на использовании универсальной напорно-расходной характеристики нагнетателя. При этом измеряется расход и напор (степень повышения давления) газа и по этим параметрам на напорно-расходной характеристике наносится рабочая точка. Если рабочая точка ГТД находится в заранее отмеченной на характеристике зоне неустойчивой работы [1], то система выдает управляющий сигнал.

Противопомпажная система, построенная на этом принципе, обладает существенными недостатками, так как не учитывается истинное физическое состояние потока газа и запас «расхода» по помпажу определяется с помощью паспортной, а не фактической характеристики ГТД. Кроме того, снятие ре-

альной характеристики помпажа в условиях эксплуатации КС связано со значительным риском в силу возможных повреждений оборудования. Поэтому определение истинной границы помпажа, как правило, проводят один раз в год (снимают 5-6 помпажных точек). Реальная линия помпажа, полученная при этих испытаниях, с течением времени может изменять своё местоположение по отношению к характеристике ГТД [1].

Известен другой подход, основанный на спектральном анализе вибрации, где разработана система вибродиагностики, позволяющая по параметрам вибрации определить предпомпажные колебания [2]. Однако, предлагаемая система использует теплотехнические параметры: адиабатический напор и к.п.д. Такой подход требует дополнительно использовать датчики давления, температуры и расхода с целью пересчета их в теплотехнические характеристики, что сводит задачу к известному методу [1].

Цель исследований работы заключается в том, чтобы в спектре вибрации ГТД отыскать информативный частотный диапазон, чувствительный к различным стадиям помпажных колебаний.

Результаты исследований

Установлено [3], что угловая частота самовозбуждения в момент появления колебаний расхода и давления (т.е. вблизи границы помпажа) определяется выражением:

$$\Omega = \frac{c_0}{\sqrt{\left(\frac{I_1}{S_1} \varepsilon + \frac{I_2}{2S_2}\right) \cdot \frac{S_2 I_2 \varepsilon^{(1-k)/k}}{2}}}, \quad (1)$$

где c_0 – скорость воздуха в трубе; l_1, l_2, S_1, S_2 – длины и площади поперечных сечений соответственно подводящего и отводящего участка газопровода; ε – степень сжатия ЦБН; k – показатель адиабаты.

Известно [4], что при дополнительных потерях в колесе ЦБН возбуждаются импульсы потока газа на лопаточных частотах. При помпаже, потери в ГТД в результате аэродинамического взаимодействия, за каждой рабочей лопаткой ступени образуют закомочный след, форма которого зависит от характера колебаний рабочих лопаток. Идеальная форма закомочного следа лопатки описывается квадратом косинуса согласно следующему выражению [2]:

$$v = v_{\max} \cos^2 \left(\frac{\pi}{4S} \right), \quad (2)$$

где v – дополнительная скорость потока в следе; v_{\max} – максимальная дополнительная скорость потока в следе; S – физическая ширина следа.

Импульс вида (2) воздействует на направляющие лопатки z раз за один оборот ротора (z – количество рабочих лопаток колеса). В спектральной области результат такого взаимодействия можно представить рядом гармоник кратности z пульсаций давления $p(t)$ в трубопроводе:

$$p(t) = \sum_{k=1}^h A_k \cos(kz\omega t); \quad (k = 1, 2, \dots, n), \quad (3)$$

где A_k – амплитуды гармоник с частотами $kz\omega$; $\omega = 2\pi f_p$ – угловая частота вращения ротора; t – время.

Для того чтобы выделить информативную часть из общего сигнала, необходимо провести когерентное накопление с частотой вращения ротора. При этом отношение сигнал/шум на выходе накопителя будет определяться количеством усреднений. Для синхронизации начала накопления в каждом периоде, оно проводится с внешней частотой выборки кратной $z\omega$ умноженной на 2 в степени n , где n – целое число. Низкочастотная часть сигнала (роторные гармоники) отсекаются с помощью аналогового фильтра.

Выражение амплитуды пульсаций давления (A_k) на лопаточных частотах $kz\omega$ нагнетателя для прямоугольных импульсов получено в работе [4] в функции к.п.д. и геометрических размеров. Аналогичным образом, раскладывая в ряд Фурье соотношение (2) на периоде $2\pi/z\omega$, получены выражения для амплитуд пульсаций давления в трубопроводе на лопаточных частотах.

Совместное действие предпомпажных и лопаточных колебаний ГТД приводит к амплитудной

модуляции первой лопаточной частоты давления в трубопроводе в виде:

$$p(t) = A_1 [1 + m \cdot \cos \Omega t] \cdot \cos(z\omega t), \quad (4)$$

где $m = A_n/A_1$ – коэффициент модуляции (отношение амплитуд помпажных и лопаточных частот).

Собственную частоту акустических колебаний газа, заключенного в цилиндрическом объеме, определяем из известного выражения [2]:

$$f_a = \frac{\alpha_{m,n} \sqrt{m_r R_r T_r z_r}}{2R_T}, \quad (5)$$

где m_r – показатель адиабаты; R_r – универсальная газовая постоянная; T_r – абсолютная температура газа в трубопроводе; z_r – коэффициент сжимаемого газа; R_T – радиус трубы; $\alpha_{m,n}$ – корни дисперсионного уравнения частот.

При акустическом резонансе $f_a = f_n$ наступает антирезонанс упругих колебаний цилиндрической оболочки. В этом случае работа нагрузки (пульсаций давления) идет на поддержание акустических колебаний, а оболочка практически не колеблется. Однако, пульсирующие нагрузки с частотой $f_a = f_n$ полностью проходят через оболочку и уравниваются акустическим давлением с ее внутренней стороны. При этом амплитуда виброскорости равна:

$$\dot{X} = \frac{A_1}{\gamma \sqrt{m_r R_r T_r z_r}}, \quad (6)$$

где γ – плотность газа.

Расчеты акустических колебаний газоперекачивающего агрегата ГПА-10 показывают, что при некоторых значениях температуры газа T_r в газопроводе возникает акустический резонанс ($\alpha_{3,3}=3,61$ и $\alpha_{1,4}=3,762$ [4]). Однако, максимальные амплитуды виброскорости (6) для наибольших пульсаций давления газа не превышают значений 2 мм/с. Если собственная частота упругоакустической системы отстроена от акустических резонансов, то выражение для амплитуды виброскорости трубной обвязки на лопаточных частотах f_n можно представить в следующем виде:

$$\dot{X} = \frac{r A_1}{\rho h \cdot 2\pi f_n \sqrt{\left((1-r)^2 + \left(\frac{\delta}{\pi} \right)^2 r^2 \right)}}, \quad (7)$$

где ρ – плотность металла трубы; h – толщина трубы; $r = z f_p / f_{m,n}$ – относительная собственная частота колебаний оболочки.

Особый интерес представляют резонансные колебания, когда $r = 1$:

$$\dot{X} = \frac{A_1}{\rho h \cdot 2\pi f_{m,n} \left(\frac{\delta}{\pi}\right)} \quad (8)$$

Здесь собственные частоты определяются по следующей формуле [3]:

$$2\pi f_{m,n} = \sqrt{\left[\left(\frac{D}{\rho h} \right) \left(\frac{\pi^2 m^2}{l^2} + \frac{n^2}{R_T^2} \right)^2 + \left(2\pi f_k \frac{\pi^2 m^2}{l^2 \left(\frac{\pi^2 m^2}{l^2} + \frac{n^2}{R_T^2} \right)} \right)^2 \right]} \quad (9)$$

$m=1,2,\dots, n=2,3,\dots$

где D – цилиндрическая жесткость трубы;

l – расстояние между опорами трубы;

$f_k = \frac{c}{2\pi R_T}$ – кольцевая частота цилиндрической

оболочки;

$c = 5170$ м/с – скорость звука в материале тру-

бы.

Расчеты виброскорости трубной обвязки на первой лопаточной частоте ГПА-10 показывают, что при значении лопаточной частоты $f_n = 1480$ Гц наблюдается острый резонанс $\gamma = 1$ с оболочечной частотой порядка $m = 10, n = 9$, а кольцевая частота $f_k = 1642$ Гц имеет незначительную отстройку от резонанса с лопаточной частотой. Максимальная амплитуда виброскорости (8) при $\delta = 0,1$ и значениях потерь в колесе нагнетателя $0,01 \div 0,1$ находится в пределах $3,9 \div 39$ мм/с, что хорошо согласуется с экспериментальными данными. Расчет частоты предпомпажных колебаний показывает, что значение частоты соответствует 6,5 Гц с дальнейшим ее уменьшением до частоты 3 Гц при жестком помпаже.

Аналогично, в системе с электродвигателем [5] проявляется форма колебаний с частотой f_{12} (одна полуволна по дине оболочки; $n = 2$), равная $f_{12} = 264$ Гц.

Остальные собственные частоты $f_{11} = 137$ Гц, $f_{13} = 488$ Гц, $f_{14} = 822$ Гц не оказывают влияния на общее значение виброскорости.

Исходя из этих данных, можно сделать вывод, что колебательная система имеет источник, порождающий короткие импульсы возбуждения, и имеет резонанс на одной из собственных форм колебаний электродвигателя. Ударные импульсы проявляются в спектре модулированных колебаний в виде боковых полос частот, отстоящих на 25 Гц от несущей 265 Гц.

Для экспериментального исследования виброакустического сигнала корпуса ГТД использован ме-

тод спектрального анализа. Спектральный анализ проводился аппаратурой фирмы “Брюдь и Кьер” (Дания), в комплект которой входят: анализатор (спектрометр) 2034 и самописец 2307. При проведении измерений использовался акселерометр 4370 (437, 4369), закрепленный на штатном магните с кабелем длиной 50 м. Большая избирательная способность частотного анализатора 2034 позволила решить задачу выделения информативных спектральных составляющих.

Установлено, что высокочастотные лопаточные колебания с боковыми полосами частот проявляются на корпусе и обвязке нагнетателя.

Помпажные колебания модулируют амплитуду лопаточной частоты $f_n = 1400$ Гц так, что в спектре присутствуют характерные боковые полосы частот, отстоящие на 6 Гц от несущей.

При жестком помпаже боковые полосы отстоят на 2 Гц, что согласуется с теоретическими и расчетными данными.

Для выделения помпажных колебаний из спектра вибросигнала использовано амплитудное детектирование на основе преобразования Гильберта. Амплитудное детектирование, также называемое «амплитудной модуляцией», построено на спектральном анализе огибающей вибросигнала, так как с помощью преобразования Гильберта амплитудную модуляцию можно вывести в спектр огибающей.

Общее выражение, определяющее преобразование Гильберта χ временного $x(t)$ и частотного $X(f)$ вибросигналов, имеет вид:

$$\chi(x(t)) = \tilde{x}(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) \frac{1}{t-\tau} d\tau; \quad (10)$$

$$\chi(X(f)) = \tilde{X}(f) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} X(\Phi) \frac{1}{f-\Phi} d\Phi.$$

Известно [2], что преобразование Гильберта $\tilde{x}(t)$ соответствует сдвигу по фазе на $\pi/2$ временной функции $x(t)$. Полученное путем обратного преобразования Фурье спектра $X(f)$, преобразование является комплексным (аналитический сигнал) с действительной частью, являющейся преобразованием Гильберта мнимой части и наоборот. В связи с этим на практике для демодуляции сигнала применяют двукратное преобразование Гильберта аналитического сигнала [6].

Процедура демодуляции модулированного вибросигнала $x(t)$ следующая: выполнение преобразования Гильберта $\tilde{x}(t)$; создание аналитического сигнала $x(t) + i\tilde{x}(t)$; разложение аналитического

сигнала на относящиеся к амплитудной и фазовой модуляции составляющие.

При этом процесс анализа амплитуды помпажных колебаний следующий: выделение диапазона частот в спектре, где происходит амплитудная и частотная модуляция (в нашем случае диапазон лопаточных частот); устранение всех компонент за пределами этой полосы частот; выпрямление оставшегося вибросигнала для сохранения только его огибающей, которое представляет следствие модуляции помпажными колебаниями лопаточной пульсации; повторный анализ в диапазоне низких частот для определения модулирующей частоты.

Например, в электродвигателе [5] в процессе развития дефекта амплитуда вибрации становится модулированной в силу периодических изменений ударных воздействий. Это может быть вызвано повторяющейся ударной силой из-за местных повреждений поверхности.

При этом появляется амплитудная модуляция структурного резонанса, вызываемого повторяющейся периодической динамической нагрузкой при наличии локальных повреждений, как например, в случае появления трещин.

Амплитудную модуляцию, возникающую из-за модулирующих усилий (геометрический сдвиг) и возрастания случайных усилий, вызываемых изменениями силы трения, можно вывести в спектр огибающей.

При этом анализ амплитуды производят в высокочастотном структурном резонансе. В нашем случае для частоты $f_{12} = 265$ Гц. Такой подход основан на убеждении, что только локализованные неисправности электродвигателя представляют интерес, поэтому анализ амплитуды проводится в высокочастотном структурном резонансе.

При выборе высокочастотного резонанса становится проще избежать помех от других источников вибрации (к примеру, зацеплений зубчатых колес, прохождений лопатки, вентиляторов, сил электрического взаимодействия и проч.) и их модулирующего воздействия.

Основанный на оценке амплитудной модуляции случайной вибрации и структурного резонанса, анализ амплитуды является эффективным методом определения, диагностики и оценки вибросостояния электродвигателя.

Спектральный анализ огибающей структурного резонанса 265 Гц позволил выделить амплитуды и частоты ударных импульсов, подчиняющиеся закону распределения амплитуд [5].

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Приведено сравнение узкополосного низкочастотного спектра и спектра огибающей модулированного сигнала. Низкочастотный спектр виброскорости корпуса подшипника ГТД не показывает признаков помпажа, которые имеются в модулированном сигнале. В амплитудном спектре огибающей этого же сигнала четко выделены пики помпажных колебаний.

Основанный на оценке амплитудной модуляции лопаточной вибрации, анализ боковых полос частот является эффективным методом определения, диагностики и оценки помпажных пульсаций. Кроме того, анализ амплитуды имеет более широкую сферу применения при учете того, что его основное преимущество заключается в «сдвиге» высокочастотной модуляции в низкочастотный диапазон. Это к тому же устраняет необходимость в крайне высокой разрешающей способности, которая часто несовместима с недостаточно устойчивой частотой вращения ротора ГТД при помпаже.

Литература

1. Игуменцев Е.А. Демодуляция помпажных колебаний нагнетателя с помощью спектрального анализа огибающей лопаточной вибрации / Е.А. Игуменцев, В.О. Таргонский // *Техническая диагностика и неразрушающий контроль*. – 2001. – № 4. – С. 34-40.
2. Игуменцев Е.А. Низкочастотные помпажные колебания нагнетателя / Е.А. Игуменцев, Е.А. Прокопенко // *Вестник ХГПУ "Проблемы автоматизированного электропривода"*. – Х.: ХГПУ, 2005. – С. 203-205.
3. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в вентиляторах и компрессорах / В.В. Казакевич. – М.: Машиз, 1959. – 191 с.
4. Игуменцев Е.А. Исследование причин высокочастотной вибрации трубопроводов нагнетателей природного газа / Е.А. Игуменцев // *Техническая диагностика и неразрушающий контроль*. – 1997. – № 1. – С. 34-40.
5. Кузнецов Б.И. Демодуляция ударных импульсов вибрации электродвигателя с помощью спектрального анализа огибающей / Б.И. Кузнецов, Е.А. Игуменцев, С.В. Гетьманенко // *Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия «Электротехника, электроника и электропривод»*. – Х.: ХДПУ, 2001. – Вып. 10. – С. 140-143.

6. Йолль Коурен. Анализ огибающей для эффективного обнаружения неисправностей подшипников / Йолль Коурен // Международный информационный бюллетень, публикуемый специалистами по мониторингу. – 2000. – № 1. – С. 14-17.

Поступила в редакцию 15.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры систем управления технологическими процессами и объектами Б.И. Кузнецов, Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков.

ДЕМОДУЛЯЦІЯ ПОМПАЖНИХ КОЛИВАНЬ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Е.О. Ігуменцев, О.О. Прокопенко

У роботі розглянуті коливання тиску газу, які збуджують вібрацію корпусів нагнітача. Наведене порівняння вузькосмужного низькочастотного спектра й спектра, що обгинає модульованого сигналу нагнітача й електродвигуна. В амплітудному спектрі, що обгинає виділені піки помпажних коливань. Аналіз бічних смуг спектра вібрації використаний для діагностики помпажних коливань. У спектрі вібрації електродвигуна виділені частотні складові, характеризують ударні імпульси, що дозволяють виявити дефекти підшипників. Ударні імпульси в спектрі проявляються у вигляді бічних смуг частот. Демодуляція виконана за допомогою перетворення Гільберта.

Ключові слова: нагнітач, спектр, вібрація, коливання, газотурбінний двигун, модуляція, діагностика.

DEMODULATION OF POMPAZ FLUCTUATIONS OF GAS-TURBINE ENGINE

E.A. Igumentsev, E.A. Prokopenko

In work fluctuations of pressure of gas which raise vibration of cases nagneta-telja are considered. Comparison of a narrow-band low-frequency spectrum and a spectrum bending around the modulated signal of a supercharger and the electric motor is resulted. In a peak spectrum bending around peaks pompazhnykh fluctuations are allocated. The analysis of lateral strips of a spectrum of vibration is used for diagnostics pompazhnykh fluctuations. In a spectrum of vibration of the electric motor the frequency components characterizing shock impulses are allocated, allowing to find out defects of bearings. Shock impulses in a spectrum are shown in the form of lateral strips of frequencies. Demodulation is executed by means of Hilbert's transformation.

Key words: supercharger, spectrum, vibration, fluctuations, gas-turbine engine, modulation, diagnostics.

Ігуменцев Евгений Александрович – д-р техн. наук, доцент, заведуючий кафедри систем управління технологічними процесами і об'єктами Української інженерно-педагогічної академії, Харків, Україна, e-mail: digaz@list.ru.

Прокопенко Елена Александровна – канд. техн. наук, доцент, доцент систем управління технологічними процесами і об'єктами Української інженерно-педагогічної академії, Харків, Україна, e-mail: lenjusja@pochta.ru.