

6. Положение о порядке установления сроков дальнейшей эксплуатации котлов, турбин и паропроводов, проработавших свыше 100 тыс. часов. — М.: СЦНТИ, ОРГРЭС, 1976.

7. Аронович М. С., Антхайн П. А. Результаты статочных испытаний паропроводов труб из стали 12Х1МФ. — В кн.: Металл в современных энергоустановках. — М.: Госэнергоиздат, 1961, с. 71—82.

8. Бугай Н. В., Волченко В. И., Лебедев А. А., Шарко А. В. Оценка достоверности неразрушающего контроля механических свойств стали. — Дефектоскопия, 1969, № 12, с. 74—79.

УДК 620.178:531.18

ВЫДЕЛЕНИЕ И АНАЛИЗ МОДУЛИРУЮЩИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРАЦИИ МАШИН

А. А. Белый, С. В. Гилевский

Представлены результаты разработки цифрового частотного дискриминатора для выделения составляющих вибрации, обусловленных случайной фазовой модуляцией. Приводятся результаты моделирования на ЭВМ и экспериментальные исследования вибрации турбоагрегата.

Вибрация машин в общем виде представляется суммой узкополосных процессов $s_i(t)$, смешанной с широкополосным вибрационным шумом $n(t)$ [1]. Узкополосные процессы часто образуются в результате модуляции (по амплитуде либо фазе) основных дискретных составляющих вибрации, вызванной нестабильностью вращения основного вала (ротора), погрешностями изготовления либо износом механических узлов, гидро- и газодинамическими процессами и другими причинами. Основная информация о техническом состоянии машин может быть получена изучением параметров именно модулирующих процессов [1], которые в зависимости от природы их возникновения могут быть детерминированными, случайными, зависимыми или независимыми. Модуляция периодическими или квазипериодическими процессами убедительно выявляется с помощью кепстральных характеристик вибрации [2]. Однако, когда модулирующие функции имеют случайный характер, кепстральный анализ оказывается непригодным [2].

В настоящей работе исследуются возможности построения частотного дискриминатора для выделения составляющих вибрации, обусловленных не только периодической, но и случайной фазовой модуляцией, и разрабатывается методика анализа такой вибрации.

Рассмотрим случай модуляции гармонической вибрации случайным стационарным нормальным процессом

$$u(t) = u_0 \cos [\omega_0 t + \Phi(t)], \quad (1)$$

где $\Phi(t) = \varphi_0 + \kappa_\Phi \varphi(t)$ — для фазовой и $\Phi(t) = \varphi_0 + \kappa_f \int_0^t \varphi(t') dt'$ — для частотной модуляции; $\varphi(t)$ — модулирующий процесс; κ_Φ и κ_f — коэффициенты пропорциональности; φ_0 — начальная фаза; $\omega_0 = 2\pi f_0$ — несущая частота. В такой постановке может быть рассмотрена как частотная, так и фазовая модуляции. Здесь выкладки проведены для частотной модуляции.

Для колебательного процесса (1) можно определить объективные параметры: амплитуду, фазу и частоту. Такие параметры получают, используя представление через аналитический сигнал (АС), который образуется как [3]

$$\omega(t) = u(t) + jv(t), \quad (2)$$

где $v(t)$ — функция, сопряженная по Гильберту с $u(t)$. Тожественная (2) запись аналитического сигнала

$$\omega(t) = A(t) \exp [j\Phi(t)], \quad (3)$$

для которого определены соответственно амплитуда, фаза и частота:

$$A(t) = [u^2(t) + v^2(t)]^{1/2}; \quad (4)$$

$$\Phi(t) = \operatorname{arctg} \frac{v(t)}{u(t)} = \arccos \frac{u(t)}{[u^2(t) + v^2(t)]^{1/2}}; \quad (5)$$

$$\Omega(t) = \frac{d\Phi}{dt} = \frac{\dot{v}(t)u(t) - \dot{u}(t)v(t)}{u^2(t) + v^2(t)} = \operatorname{Im} \frac{\dot{\omega}(t)}{\omega(t)}. \quad (6)$$

Аналитический сигнал однозначно определяет мгновенные параметры исходного процесса (3) и, что особенно важно, аналитический сигнал дает универсальное понятие частоты, применимое к любым колебаниям (узкополосным и широкополосным) [3]. Согласно поставленной задаче, нас интересует модулирующая функция $\varphi(t)$, которая для вибрации (1) с использованием (6) может быть определена в явном виде

$$\Omega(t) = \omega_0 + \varphi(t). \quad (7)$$

Реальная вибрация, принимаемая первичным преобразователем (датчиком, микрофоном), представляет собой аддитивную смесь

$$x(t) = u[t, \Phi(t)] + n(t). \quad (8)$$

Необходимо построить такой дискриминатор, который обрабатывает колебание $x(t)$ с целью получения оценки модулирующей функции $\hat{\varphi}(t)$. Располагая априорными сведениями о процессе $\varphi(t)$ и шуме $n(t)$, можно синтезировать оптимальный дискриминатор, минимизирующий среднеквадратическую ошибку ϵ [4]

$$M \left\{ (1/T) \int_0^T [\hat{\varphi}(t) - \varphi(t)]^2 dt \right\} \ll \epsilon,$$

где $M\{\dots\}$ — символ математического ожидания. Систему необходимо проектировать с учетом ограничений по порогу, то есть определяя отношение сигнал/шум в рабочей полосе частот, и по ширине полосы частот [4]. В условиях вибрационного контроля состояния (диагностики) широкого класса машин, механизмов и дефектов затруднительно априори располагать сведениями о величине сигнала и шума и занимаемой ими полосы частот. При этом в условиях развития дефекта либо при изменении режимов работы машины указанные параметры и их относительные величины могут значительно отличаться от исходных. Следовательно, синтезированный дискриминатор для одного конкретного случая не будет оптимальным для другого. В таких условиях целесообразно построение дискриминатора для широкого класса вибрации и сравнение его с оптимальными системами для конкретных случаев.

Исходную вибрацию (8) вначале целесообразно подвергнуть полосовой фильтрации на средней частоте ω_0 для удаления шумов вне полосы частот, занимаемых сигналом [4]. Шум на выходе полосового фильтра можно представить двумя процессами нижних частот, умноженными на квадратурные несущие

$$n(t) = n_c(t) \cos(\omega_0 t + \varphi) + n_s(t) \sin(\omega_0 t + \varphi).$$

Тогда после полосового фильтра сигнал имеет вид

$$\begin{aligned}
 r(t) &= a \cos[\omega_0 t + \Phi(t) + \varphi] + n_c(t) \cos(\omega_0 t + \varphi) + \\
 &+ n_s(t) \sin(\omega_0 t + \varphi) = \{a \cos[\Phi(t)] + n_c(t)\} \cos(\omega_0 t + \varphi) + \\
 &+ \{-a \sin[\Phi(t)] + n_s(t)\} \sin(\omega_0 t + \varphi) = \\
 &= r_c(t) \cos(\omega_0 t + \varphi) + r_s(t) \sin(\omega_0 t + \varphi). \quad (9)
 \end{aligned}$$

Тождественная (9) запись аналитического сигнала

$$\begin{aligned}
 \omega_r(t) &= r_c(t) \cos(\omega_0 t + \varphi) + r_s(t) \sin(\omega_0 t + \varphi) + \\
 &+ j[r_c(t) \cos(\omega_0 t + \varphi) - r_s(t) \sin(\omega_0 t + \varphi)] = \\
 &= [r_c(t) - jr_s(t)] \exp[j(\omega_0 t + \varphi)]. \quad (10)
 \end{aligned}$$

Используя (6), определим мгновенную частоту вибрации (9)

$$\begin{aligned}
 \Omega_r(t) &= \omega_0 + \frac{r_c(t) \dot{r}_s(t) - \dot{r}_c(t) r_s(t)}{r_c^2(t) + r_s^2(t)} = \\
 &= \omega_0 + \frac{-a^2 \dot{\Phi}(t) + \dot{n}_c(t) n_s(t) - n_c(t) \dot{n}_s(t)}{a^2 + n_c^2(t) + n_s^2(t) + 2a[n_c(t) \cos[\Phi(t)] - n_s(t) \sin[\Phi(t)]]} - \\
 &- \frac{a[\dot{n}_s(t) - n_c(t) \dot{\Phi}(t)] \cos[\Phi(t)] + a[\dot{n}_c(t) + n_s(t) \dot{\Phi}(t)] \sin[\Phi(t)]}{a^2 + n_c^2(t) + n_s^2(t) + 2a[n_c(t) \cos[\Phi(t)] - n_s(t) \sin[\Phi(t)]]}.
 \end{aligned}$$

При больших отношениях сигнал/шум, то есть когда имеет место $[n_c(t)/a] \ll 1$ и $[n_s(t)/a] \ll 1$, мгновенную частоту можно представить

$$\Omega_r(t) = \omega_0 - \dot{\Phi}(t) - f \left[\frac{\dot{n}_c(t)}{a}, \frac{\dot{n}_s(t)}{a} \right]. \quad (11)$$

Видно, что мгновенная частота исходной вибрации представляет собой искомый модулирующий процесс, смещенный на постоянную величину ω_0 и аддитивно смешанный с шумом с выхода полосового фильтра. Для исследования случайной функции $\Omega(t)$ может быть использован аппарат спектрально-корреляционного анализа. Спектральная плотность мощности (СПМ) мгновенной частоты будет представлять собой аддитивную смесь СПМ постоянной величины ω_0 , СПМ шумовой компоненты, попадающей в полосу пропускания предварительного полосового фильтра, и СПМ искомого модулирующего процесса $\varphi(t)$.

Таким образом, выделение и анализ модулирующих процессов вибрации сводится к выполнению следующих процедур:

предварительной полосовой фильтрации суммарной вибрации на средней частоте ω_0 ;

определению преобразования Гильберта полосовой вибрации (9);

вычислению мгновенной частоты аналитического сигнала (6);

применению аппарата спектрально-корреляционного анализа к мгновенной частоте для исследования модулирующих процессов.

С помощью универсальной ЭВМ моделировали вибрацию (1), у которой модулирующая функция $\varphi(t)$ представляла узкополосный гауссовский случайный процесс. Для такой вибрации вычисляли ее СПМ, мгновенную частоту $\Omega(t)$ и СПМ мгновенной частоты. Результаты расчетов представлены на рис. 1. Видно, что СПМ $S_x(\omega)$ дает лишь самое общее представление о характере вибрации, мгновенная частота $\Omega(t)$ показывает сложность модулирующего процесса $\varphi(t)$, тогда как СПМ $S_\Omega(\omega)$ позволяет судить о характере и поведении этого процесса.

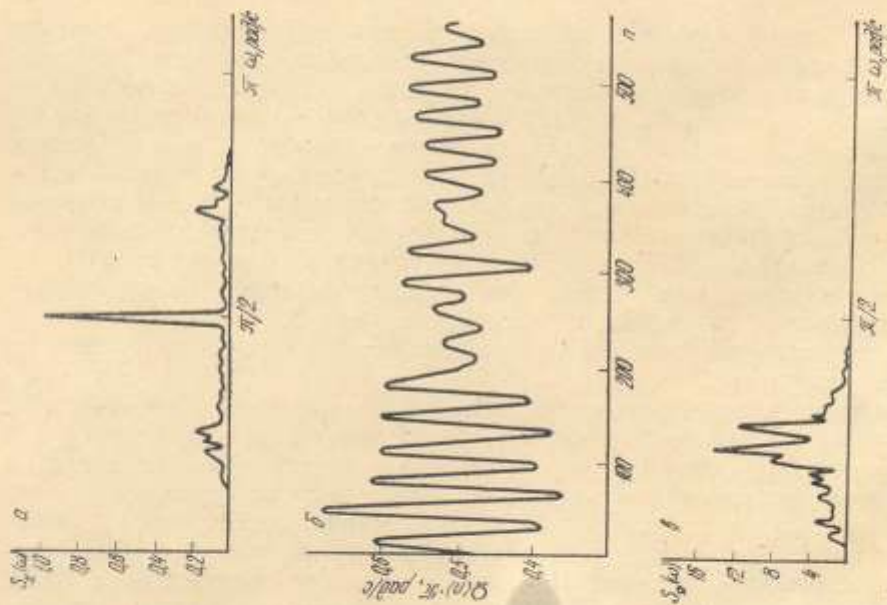


Рис. 1. Результаты моделирования вибрации в-да (1); а — СПМ; б — мгновенная частота; в — СПМ, мгновенной частоты.

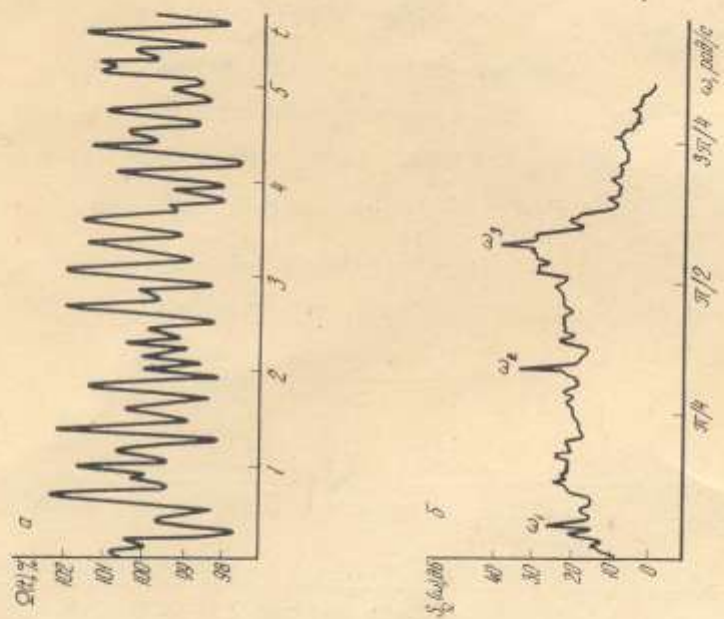


Рис. 2. Мгновенная частота вращения ротора ТНА на постоянном режиме (а); СПМ мгновенной частоты (б).

С помощью разработанного дискриминатора исследовали скорость вращения ротора турбонасосного агрегата (ТНА). Измеряли мгновенную частоту $\Omega(t)$ сигнала от датчика оборотов, установленного на роторе ТНА, и СПМ мгновенной частоты этого сигнала. Сигнал от датчика оборотов представлял собой импульсную последовательность с частотой $\omega_r = 12 \cdot 2\pi v_r$, где v_r — частота вращения ротора в герцах. Результаты измерений представлены на рис. 2. Измерения мгновенной частоты $\Omega(t)$ показывают, что частота вращения ТНА на установившемся режиме не остается строго постоянной, а изменяется по случайному закону. При этом мгновенные изменения частоты вращения ротора достигают $\pm 2,5\%$ относительно среднего значения. СПМ мгновенной частоты имеет сложную структуру. В модулирующем процессе $\varphi(t)$ можно идентифицировать дискретные и широкополосные случайные составляющие, принадлежащие различным компоновочным узлам ТНА. Например, составляющие с частотой ω_2 и ω_3 обусловлены первой и второй ступенями насосов, а составляющая с частотой ω_1 — колебаниями в трубопроводе. Интенсивность этих составляющих характеризует степень воздействия того либо иного узла на ротор ТНА.

ВЫВОДЫ

1. В системах виброакустического контроля состояния (диагностики) машин и механизмов целесообразно построение частотного (фазового) дискриминатора для выделения в вибрации сложных модулирующих процессов, содержащих информацию о техническом состоянии.
2. Для выделения широкого класса дефектов частотный дискриминатор целесообразно строить на основе алгоритмов определения мгновенной частоты вибрации в полосе частот.
3. Мгновенная частота полосовой вибрации представляет собой искомым модулирующий процесс, аддитивно смешанный с вибрационным шумом.
4. Мгновенная частота полосовой вибрации, как случайная функция времени, может быть исследована с помощью аппарата спектрально-корреляционного анализа.

Белорусский госуниверситет
имени В. И. Ленина

Поступила в редакцию
24 июня 1991 г.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И., Бобровицкий Ю. И., Генкин М. Д. Введение в акустическую диагностику машин. — М.: Наука, 1979. — 296 с.
2. Белый А. А., Гилевский С. В., Микулович В. И. Кенстральный анализ вибрации роторных машин. — Дефектоскопия, 1983, № 7, с. 36—42.
3. Ванштейн Л. А., Вакман Д. Е. Разделение частот в теории колебаний и волн. — М.: Наука, 1983. — 288 с.
4. Трис Г. Ван. Теория обнаружения, оценок и модуляции. Т. 2. — М.: Сов. радио, 1975. — 344 с.

УДК 620.179.16

УСТАНОВКА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО МОДУЛЯ УПРУГОСТИ И ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ

Н. А. Глухов, Ф. Ф. Фаткуллин

Описана установка для измерения скорости продольных у.з. колебаний и внутреннего трения в ферромагнетиках резонансным методом. Показаны ее возможности и объяснены пределы применимости, связанные с влиянием коэффициента Пуассона.