УДК 519.6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ СИСТЕМЫ НА БАЗЕ ВЕЙВЛЕТ–АНАЛИЗА ДАННЫХ ТЕСТА С ВАРИАЦИЕЙ СКОРОСТИ

© 2005 А.Б. Прокофьев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрена задача экспериментального определения собственных частот гидравлической подсистемы путем вейвлет-анализа пульсационного сигнала, зарегистрированного в цифровом виде в результате проведения испытаний с вариацией частоты вращения ротора источника колебаний рабочей жидкости. Предложенная методика обработки такого сигнала продемонстрирована на примере системы, имитирующей систему топливопитания авиационного двигателя.

Гидравлическая система, как любая система, обладающая бесконечным количеством степеней свободы, имеет бесконечное количество собственных частот. При совпадении частоты возмущающей силы, обусловленной, например, периодическим характером работы качающего узла насосного агрегата, с собственной частотой гидравлической системы, в ней возникают интенсивные колебания давления и расхода рабочей жидкости. Они вызывают вибрацию трубопроводов, незатухающие колебания золотников, клапанов, сервопоршней, приводят к усталостным поломкам, преждевременному износу, потере работоспособности. Наиболее опасны резонансные режимы, сопровождающиеся многократным увеличением амплитуд пульсаций давления рабочей жидкости при совпадении собственных частот гидравлической подсистемы с частотами возбуждающей силы. Поэтому задача определения собственных частот колебаний гидравлической подсистемы является актуальной и ее решение позволяет исключить резонансные режимы в эксплуатации. Известны расчетные методы определения собственных частот колебаний гидравлических магистралей [1, 2]. Однако они обеспечивают высокую точность лишь для случаев относительно простых, малоразветвленных систем с известными граничными условиями. Для сложных и разветвленных гидравлических систем более целесообразно использование экспериментальных методов определения собственных частот. Среди них следует отметить "тест с вариацией скорости" [3], при котором частоту возмущающей силы изменяют в широком диапазоне, например, путем увеличения или уменьшения частоты вращения ротора насоса. При этом осуществляется запись временной реализации пульсаций давления. Значения частот качающего узла, на которых проявляются резонансные увеличения размаха колебаний давления рабочей жидкости, идентифицируются как собственные частоты. Однако ситуация значительно осложняется тем обстоятельством, что спектр колебаний имеет полигармонический характер и увеличение среднеквадратичного значения пульсаций давления может быть обусловлено как резонансом первой гармоники, например зубцовой частоты насосного агрегата, так и резонансами высших гармоник. Надежная идентификация собственных частот при этом возможна путем применения процедур оконного преобразования Фурье с последующим анализом, что существенно (на порядок и более) увеличивает трудоемкость обработки экспериментальных данных. В настоящей работе для обработки данных испытаний с вариацией скорости вместо процедур оконного преобразования Фурье предлагается использование вейвлет-анализа, более удобного для исследования нестационарных динамических процессов [4, 5, 7]. Соответствующий подбор параметров вейвлет-преобразования при незначительном увеличении трудоемкости позволяет решать задачу определения собственных частот гидравлической системы с большей точностью в частотной

области и достоверностью.

Рассмотрим методику определения собственных частот колебаний гидравлической системы, основанную на обработке экспериментальных данных с использованием вейвлет-преобразования.

В исследуемую гидравлическую систему устанавливается датчик пульсаций давления. Полагается, что основным источником колебаний рабочей жидкости является насосный агрегат, частота вращения ротора которого может изменяться в определенном диапазоне. Следует отменить, что при этом будет изменяться и частота всех спектральных компонент пульсационного сигнала. Далее производится регистрация мгновенных значений колебаний давления в цифровой форме при увеличении и (или) уменьшении частоты вращения ротора насоса. В случае, если собственные частоты гидравлической системы определяются по п первым гармоникам качающего узла насоса необходимый диапазон вариации частоты вращения ротора $f_{{\it pom.\,min.}}f_{{\it pom.\,max}}$ однозначно определяется интересующим интервалом собственных частот $f_{c.min.}f_{c.max}$:

$$f_{pom.min} = \frac{f_{c.min}}{z}$$
, $f_{pom.max} = \frac{f_{c.max}}{zk}$,

где z — число лопастей, зубьев или плунжеров насоса; k=sup $\{1,2,...$,n}, при котором выполняется условие

$$k \langle \frac{f_{c.max}}{f_{c.min}}$$
.

Здесь необходимо отметить, что определение собственных частот по высшим гармоникам насоса возможно только в том случае, если известно, что система существенно линейна.

Важное значение имеет рациональный выбор частоты дискретизации сигнала. Минимально допустимая частота дискретизации

 $f_{\partial uc\kappa.min}$ определяется соотношением:

$$f_{\partial uc\kappa \, min} = kf_{c \, max}$$

где k = 2...22 — коэффициент, величина которого обусловлена эффективной шириной спектра, формой спектра, методом обработки и принятой величиной погрешнос-

ти обработки [8].

Чрезмерное увеличение частоты дискретизации нежелательно, так как приведет к большому объему выборки экспериментальных данных и многократно увеличит трудоемкость расчетов.

Производится расчет коэффициентов вейвлет-преобразования. В настоящей работе в качестве материнского используется комплексный вейвлет Морлета [6]. Однаю предлагаемая методика практически не изменяется (за исключением соотношения, связывающего масштаб вейвлет-преобразования и мгновенную частоту сигнала) и в случае использования других комплексных вейвлетов, например, вейвлета Паула или вейвлета Гаусса. Далее строится поверхность амплитуд вейвлет-коэффициентов и выделяются ее гребни (ridges). Под гребнями понимаются кривые на проекции амплитуды вейвлет-коэффициентов, проходящие через их максимумы и соответствующие частотным компонентам (гармоникам) сигнала, которые могут изменятся с течением времени как по интенсивности, так и по частоте.

При выделении гребней могут быть использованы либо амплитудный, либо фазовый методы [9]. Оба этих метода обеспечивают приблизительно одинаковую точность идентификации гребней, однаю алгоритм реализации амплитудного метода проще. Поэтому в настоящей работе используется именно амплитудный метод выделения гребней.

Выделенные гребни позволяют построить скелет (skeleton) [4, 9] - кривые локальных экстремумов поверхности амплитуд вейвлет-коэффициентов. При этом каждой гармонике пульсационного сигнала будет соответствовать свой скелет. Максимумы выделенных скелетов и будут определять временные сдвиги, на которых реализуются резонансные колебания давления в гидросистеме по той или иной гармонике. Имеющиеся гребни позволяют определить зависимость мгновенной частоты каждой гармоники от времени. Для перехода от масштаба вейвлет-преобразования a к значению частоты f в случае использования комплексного вейвлета Морлета следует использовать соотношение [10]:

$$f = \frac{f_{\partial uc\kappa} \left(f_c + \sqrt{f_c^2 + \frac{1}{\pi^2 f_b}} \right)}{2a}, \tag{1}$$

где f_b — ширина полосы частот вейвлета Морлета; f_c — центральная частота вейвлета Морлета.

Таким образом, полученные временные сдвиги, на которых реализуются максимумы скелетов, на базе анализа гребней можно соотнести с масштабами вейвлет—преобразования и на основании выражения (1) определить частоты, соответствующие собственным частотам гидравлической системы.

Описав методику в целом, стоит более подробно остановится на выборе рациональных параметров длины зарегистрированной временной реализации, значений ширины полосы частот и центральной частоты вейвлета, обеспечивающих надежное разделение гармоник исследуемого сигнала и максимальное снижение влияния краевых эффектов.

Осуществление вейвлет-преобразования конечной временной реализации приводит к тому, что вблизи границ вейвлетного спектра по оси временных сдвигов b (т.е. в начале и в юнце зарегистрированной временной реализации) появляются ошибки в расчетах вейвлет-коэффициентов. Наличие области, в которой результаты расчета вейвлетного спектра не верны, может быть качественно объяснено тем, что вейвлетная функция на данном конкретном масштабе а при приближении к границе начинает выходить за пределы рабочей области, и расчет значений вейвлет-коэффициентов вблизи границ становится не корректным. Отсюда очевидно, что область влияния краевых эффектов должна сужаться с уменьшением масштабов вейвлет-преобразования. Для определения области D на плоскости t-f (или t-a), где краевыми эффектами можно пренебречь, введем два действительных коэффициента c_t и c_t :

$$c_t{\ge}iI,\quad c_f{\ge}iI,$$
 таких, что если t находится за пределами интервала
$$Ic_t = \left[t_\psi - c_t \Delta t_\psi \ ; \ t_\psi + c_t \Delta t_\psi \ \right]$$
 и f — за пределами интервала $Ic_f = \left[\omega_\psi - c_f \Delta \omega_\psi \ ; \ \omega_\psi + c_f \Delta \omega_\psi \ \right]$, то

 $\psi(t)$ и $\hat{\psi}(\omega)$ имеют очень малые (или нулевые) значения. При этом справедливы неравенства [11]:

$$\int_{R-Ic_t} |\psi(t)|^2 dt \leq \frac{1}{c_t^2} ||\psi||^2,$$

$$\int_{R-lc_{f}} \left| \hat{\psi}(\omega) \right|^{2} d\omega \leq \frac{1}{c_{f}^{2}} \left\| \hat{\psi} \right\|^{2}.$$

В выражениях выше обозначено:

 t_{ψ} — центральное время материнского вейвлета; ω_{ψ} — центральная частота Фурьепреобразования материнского вейвлета; $\omega=2\pi f$ — круговая частота; Δt_{ψ} — длина вейвлета; $\Delta \omega_{\psi}$ — ширина полосы частот вейвлета; $\|\psi\|$ — норма.

Для используемого в настоящей работе вейвлета Морлета справедливы выражения [11]:

$$t_{\psi} = 0,$$

$$\omega_{\psi} = 2\pi f_{c},$$

$$\Delta \omega_{\psi} = \frac{1}{\sqrt{f_{b}}},$$

$$\Delta t_{\psi} = \frac{1}{2}\sqrt{f_{b}}.$$

Для первого приближения рекомендуется выбор $c_t = c_f = 5$ [11]. При выборе значений c_t и c_f необходимо также учитывать требование выполнения неравенства

$$c_i c_f \le L d\omega_i,$$
 (2)

где L – длина анализируемой временной реализации; $d\omega_i = min((\omega_i - \omega_{i-1}), (\omega_{i+1} - \omega_i))$,

 ω_{i-1} , ω_{i+1} — представляющие интерес для анализа частотные составляющие пульсационного сигнала (в рассматриваемом случае — гармоники качающего узла насосного агрегата).

Если неравенство (2) не выполняется, необходимо уменьшить c_{t} и c_{r}

Краевые эффекты не проявляются для временных сдвигов b, удовлетворяющих неравенству [11]:

$$\frac{\omega_{\psi}}{\omega_{i}}c_{i}\Delta t_{\psi} - \frac{\omega_{\psi}}{\omega_{i}}t_{\psi} \leq b \leq L - \frac{\omega_{\psi}}{\omega_{i}}c_{i}\Delta t_{\psi} - \frac{\omega_{\psi}}{\omega_{i}}t_{\psi}.$$
 (3)

Для рассматриваемого вейвлета Морлета неравенство (3) переписывается в виде:

$$\frac{c_t f_c \sqrt{f_b}}{2f_i} \le b \le L - \frac{c_t f_c \sqrt{f_b}}{2f_i},$$

или с учетом рекомендованного значения $c_{i} = 5$:

$$\frac{5f_c\sqrt{f_b}}{2f_i} \le b \le L - \frac{5f_c\sqrt{f_b}}{2f_i}.$$

Таким образом, область влияния краевых эффектов включает в себя части в начале и в конце анализируемой временной реализации, длина которых равна:

$$L_{\kappa p.9\phi} = \frac{c_t f_c \sqrt{f_b}}{2f_i}.$$

Для исключения влияния краевых эффектов в рассматриваемой методике определения собственных частот гидравлической подсистемы предлагается выдержать насосный агрегат при постоянных частотах вращения ротора в течение времени $t \ge L_{\kappa p. o. d.}$ после начала регистрации пульсационного сигнала и перед ее завершением.

Необходимо также учитывать влияние краевых эффектов вейвлет—преобразования на высокочастотные составляющие спектра. При использовании вейвлет—преобразования достоверный анализ может проводиться только до частот, несколько меньших частот Найквиста $f_{naйk}$ в соответствии с выражением [11]:

$$f_{max} \le \frac{f_{Ha\breve{u}\kappa}}{I + \frac{c_f \Delta \omega_{\psi}}{\omega_{\psi}}}.$$
 (4)

Для рассматриваемого вейвлета Морлета и рекомендованного значения $c_{\iota} = 5$, выражение (4) можно переписать в виде:

$$f_{max} \le \frac{f_{Ha\breve{u}\kappa}}{1 + \frac{5}{2\pi f_c \sqrt{f_h}}}.$$

Кроме того, для надежного разделения

частотных составляющих (гармоник качающего узла в спектре пульсационного сигнала) требуется выполнение неравенства [11]:

$$c_f \frac{\omega_i}{d\omega_i} \le \frac{\omega_{\psi}}{\Delta\omega_{\psi}} \le \frac{L\omega_i}{c_t},\tag{5}$$

которое определяет условия выбора параметров материнского вейвлета, необходимых для корректного вейвлет—анализа. Для комплексного вейвлета Морлета выражение (5) принимает вид:

$$\frac{c_f}{2\pi} \frac{\omega_i}{d\omega_i} \le f_c \sqrt{f_b} \le \frac{L\omega_i}{2\pi c_i},\tag{6}$$

откуда можно определить параметры материнского вейвлета f_c или f_b обеспечивающие надежное разделение гармоник частоты качающего узла насосного агрегата.

Таким образом, система неравенств (3), (4) и (6) обеспечивает надежное разделение гармоник исследуемого сигнала и максимальное снижение влияния краевых эффектов.

Описанная методика иллюстрируется на примере стендовой системы, имитирующей работу системы топливопитания и регулирования авиационного двигателя. Источником интенсивных колебаний рабочей жидкости является шестеренная ступень комбинированного насосного агрегата. Датчик пульсаций давления устанавливался в напорную магистраль непосредственно на выходе из шестеренной ступени. Частота вращения приводного вала плавно увеличивалась от 840 об/мин до 4870 об/мин, затем осуществлялась выдержка на данной частоте в течение приблизительно 4 с. После этого частота вращения плавно уменьшалась до 840 об/мин. В течение всей этой процедуры осуществлялась регистрация пульсационного сигнала в цифровом виде на персональный компьютер с частотой дискретизации 10 кГц. Поскольку шестерни рассматриваемого насоса имеют 11 зубьев, зубцовая частота, вносящая наибольший вклад в общую энергетику колебаний, изменяется в диапазоне 154... 892 Гц.

Зарегистрированный сигнал был преобразован с использованием комплексного вейвлета Морлета с параметрами $f_b=1$, $f_c=1,5$. Обработка всей зарегистрированной времен-

ной реализации, состоящей из более чем 400000 отсчетов, сопряжена с необходимостью привлечения чрезмерно больших вычислительных ресурсов. Поэтому обработка проводилась поэтапно — за один проход преобразовывались временные реализации длиной 100000 отсчетов (т.е. 10 с). При этом с помощью неравенства (3) учитывалась область влияния краевых эффектов, длина которой является частотно зависимой и определяется соотношением:

$$L_{\kappa p. \ni \phi.} = \frac{3,75}{f_i} .$$

Поскольку наименьшая из анализируемых частот равна 154 Гц, наибольшая длина области влияния краевых эффектов, соответствующая именно этой частоте, составляет 0,0244 с или 244 отсчета. Поэтому для упрощения анализа соседние анализируемые участки временной реализации преобразовывались с перекрытием в 0,1 с (1000 отсчетов). Удаление из каждой полученной вейвлетспектрограммы 500 первых и 500 последних временных сдвигов гарантировало исключение влияния краевых эффектов.

В соответствии с выражением (4) дос-

товерный анализ в высокочастотный области может проводиться до частоты f_{max} =3270 Гц. С учетом того, что максимальная частота зубцовой гармоники в проведенном эксперименте составляет 892 Гц, условие неравенства (4) позволяет при выбранных частоте дискретизации и параметрах материнского вейвлета анализировать три первые гармоники. Однако более строгое ограничение на число анализируемых гармоник накладывает левая часть неравенства (6), согласно которой допустимо исследование лишь первых двух гармоник зубцовой частоты (при выбранных значениях $c_{\!\scriptscriptstyle f}$, $f_{\!\scriptscriptstyle c}$ и $f_{\!\scriptscriptstyle b}$). Для привлечения к анализу третьей гармоники зубцовой частоты необходимо увеличить параметры материнского вейвлета f_c и f_b

С помощью амплитудного метода были выделены гребни, соответствующие первым двум гармоникам зубцовой частоты насосного агрегата. Они изображены на рис. 1 в виде зависимости масштаба вейвлет—преобразования от времени. На рис. 2 эти же гребни представлены в виде зависимости мгновенной частоты гармоник от времени. Видно, что с ростом частоты (уменьшением масштаба вейвлет-преобразования) разрешение в частот-

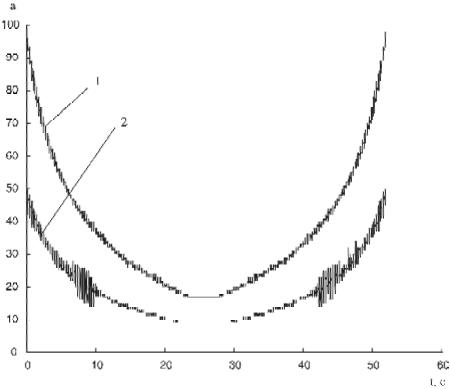


Рис. 1. Гребни первой и второй гармоник зубцовой частоты насосного агрегата: 1 – гребень первой гармоники; 2 – гребень второй гармоники

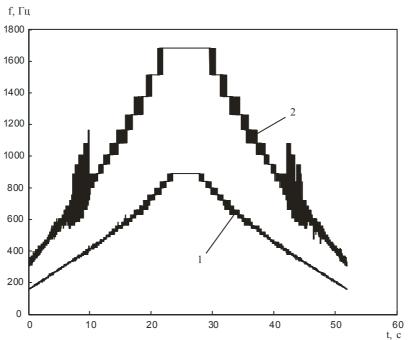


Рис. 2. Зависимость мгновенной частоты гармоник от времени: 1 – первая гармоника; 2 – вторая гармоника.

ной области Δf существенно ухудшается. Так, при a = 90 ($f = 169 \Gamma \mu$) $\Delta f = 1.85 \Gamma \mu$, а при a=20 ($f=758\, \Gamma u$) $\Delta f=39.9\, \Gamma u$. На рис. 3 представлены скелеты, соответствующие гребням выделенных гармоник. Следует отметить симметрию графиков рис. 1 – 3 относительно площадки неизменной частоты вращения привода насоса. Набор частоты вращения и сброс оборотов привода насоса происходит практически с одной и той же скоростью. При этом максимальные значения вейвлет-коэффициентов для каждого скелета достигаются примерно при равных значениях мгновенных частот вращения, как на этапе разгона, так и на этапе сброса частоты вращения. Сказанное подтверждают графики, представленные на рис. 4. На нем изображены зависимости значений модуля вейвлет-коэффициентов на выделенных скелетах от мгновенного значения соответствующих частот. При этом кривые, соответствующие этапам разгона и торможения, наложены друг на друга и практически совпадают. Зависимости (рис. 4) позволяют определить собственные частоты рассматриваемой гидравлической системы. При анализе первой гармоники можно выделить следующий ряд собственных частот – 167, 342 и 520 Гц. Допол-

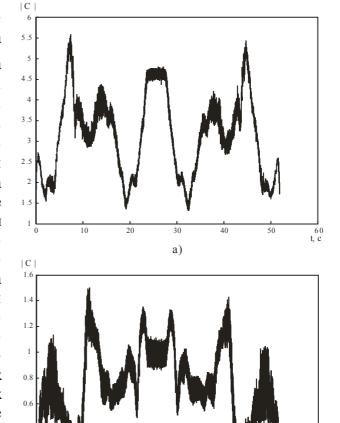
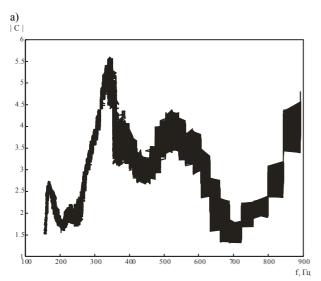


Рис. 3. Скелеты выделенных гармоник насосного агрегата: а – первая гармоника; б – вторая гармоника

б)



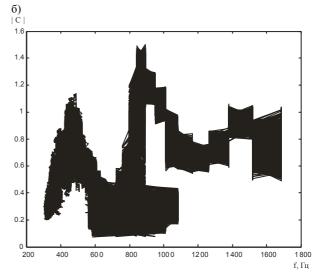


Рис. 4. Зависимости модуля вейвлет-коэффициентов на выделенных скелетах от мгновенного значения соответствующих частот:

а) — первая гармоника; б) — вторая гармоника

нительный анализ показывает, что резонансы по второй гармонике имеют место на частотах 480, $867(\pm25)$, $1440(\pm70)$ Гц.

На выделенном гребне второй гармоники обращает внимание наличие интенсивного шумового компонента при $t \approx 6,67....9,90$ с и при t=42,12...45,43 с. Это объясняется погрешностями идентификации гребня с помощью амплитудного метода, так как модуль вейвлет-коэффициентов при данных временных сдвигах на скелете (рис. 3,б) имеет достаточно малые абсолютные значения. Последнее определяется либо совпадением положения датчика давления и узла формирующейся волны в рабочей жидкости, либо, что более вероятно, условием антирезонанса в системе при этих частотах (600-800 Гц).

Некоторая сложность определения собственных частот по полученным с помощью вейвлет—преобразования зависимостям модуля коэффициентов от мгновенной частоты гармоник связана с сильно зашумленным видом этих графиков. Очистка от шума может быть эффективно реализована с помощью вейвлет—преобразования полученных зависимостей. Данная процедура во многом схожа с хорошо разработанными и давно известными алгоритмами частотной фильтрации.

Частотная область вейвлет—коэффициентов может быть разбита на две составляющие — низкочастотную и высокочастотную. Их частота раздела равна частоте Найквиста.

При фильтрации с использованием вейв-

лет—преобразования осуществляется декомпозиция сигнала путем применения двух фильтров: низкочастотного (Lo) и высокочастотного (Hi). Низкочастотный фильтр дает образ для аппроксимации (грубого приближения) сигнала, а высокочастотный фильтр — для его детализации. Каждый из фильтров представляет пару наборов коэффициентов разного уровня: аппроксимирующих коэффициентов R, грубо представляющих сигнал, и детализирующих коэффициентов D. Если сложить полученные на выходах фильтров сигналы, то получится исходный сигнал, т.е. будет иметь место полная реконсгрукция сигнала.

Lo фильтр можно, в свою очередь разложить на два фильтра. Таким образом, может быть сформулирована система вейвлетфильтров, реализующих операцию декомпозиции сигнала того или иного уровня. Подобные операции сокращают спектр соответствующих компонентов сигнала, что лежит в основе приближенного представления сигнала на разных уровнях его декомпозиции. Операция последовательной разбивки Lo фильтров и постепенного огрубления сигнала известна как алгоритм Малла [7].

Подход к очистке сигналов от шума с использованием вейвлет—преобразования заключается в ограничении уровня детализирующих коэффициентов, которые выделяют локальные особенности сигнала. В настоящей работе для очистки сигналов от шума использовались процедуры системы компьютерной математи-

ки Matlab, реализующие автоматическое одномерное удаление шума путем ограничения коэффициентов вейвлет—преобразования исходного сигнала S=f+e, где f — очищенный сигнал, e — шумовой компонент.

Процедура удаления шума состоит в подавлении составляющей e в сигнале S и восстановлении составляющей f и включает в себя три этапа.

- 1. На основе выбранного типа вейвлета и уровня декомпозиции производится разложение сигнала. При этом исходный сигнал с помощью вейвлет—преобразования раскладывается на компоненты вплоть до заданного уровня декомпозиции, причем за нулевой уровень декомпозиции принимается сам сигнал, а последующие уровни образуют ниспадающее вейвлет—дерево. По мере перехода на более низкие уровни точность представления сигнала снижается, но появляется возможность вейвлет—фильтрации сигнала и удаления шумов.
- 2. Детализация. На этом этапе для каждого уровня разложения назначается определенный порог, при величине детализирующих коэффициентов ниже которого они обнуляются. За счет этого ограничивается уровень детализирующих коэффициентов и обеспечивается очистка сигнала от шума.
- 3. Восстановление (реконструкция) сигнала на основе аппроксимирующих коэффициентов исходного разложения и отфильтрованных детализирующих коэффициентов.

Полученные выше экспериментальные зависимости были обработаны с использованием процедур цифровой вейвлет—фильтрации. Так, на рис. 5 приведены очищенные от шумовой компоненты гребни, соответствующие первым двум гармоникам зубцовой частоты насосного агрегата. Удаление шумовой компоненты для гребня второй гармоники менее эффективно, так как в использованных алгоритмах фильтрации предполагается, что шум в сигнале подчиняется закону распределения Гаусса. Однако в данном случае это условие не выполняется.

На рис. 6 представлены зависимости мгновенной частоты первых двух зубцовых гармоник от времени, полученные пересчетом данных рис. 5 по формуле (1). Очистка

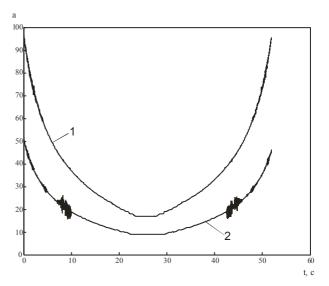


Рис. 5. Гребни первой и второй гармоник зубцовой частоты насосного агрегата, очищенного с помощью вейвлет-анализа от шумовой компоненты: 1 – первая гармоника; 2 – вторая гармоника

гребней гармоник от шума позволила более однозначно определить мгновенную частоту сигнала. Особенно это значимо в случае второй гармоники зубцовой частоты (см., например, рис.2,б). На рис. 7 приведены очищенные от шумового компонента скелеты, соответствующие гребням выделенных гармоник. В качестве исходных сигналов для вейвлетфильтрации брались зависимости рис. 3. Очищенные от шума графики рис. 6 и 7 позволяют построить зависимости значений модуля вейвлет—коэффициентов на выделенных скелетах от мгновенных значений час-

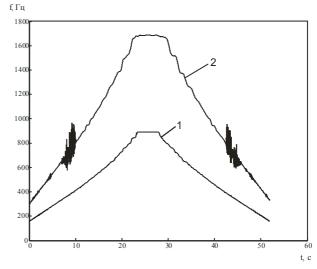


Рис. 6. Очищенная от шума зависимость мгновенной частоты гармоник от времени:

1 - первая гармоника; 2 - гармоника

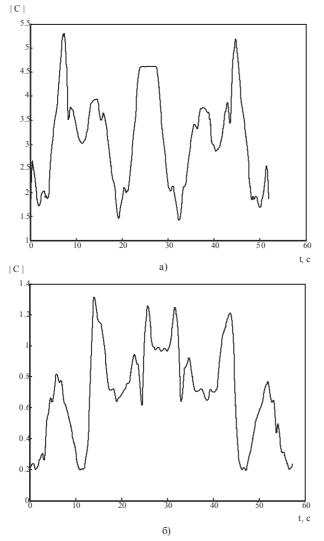


Рис. 7. Скелеты выделенных гармоник насосного агрегата, очищенные от шумовой компоненты: а) – первая гармоника; б) – вторая гармоника

тот (рис. 8). Эти зависимости позволяют достаточно просто найти ряд собственных частот гидравлической подсистемы. При этом значения собственных частот, полученные по сигналам, очищенным от шума, могут быть определены с большей точностью. В этом случае они составляют 168, 341 и 525 Гц для первой гармоники, 470, 873 и 1449 Гц для второй гармоники зубцовой частоты. Следует отметить, что на очищенных от шумовых компонент графиках кривые разгона и торможения, хотя и близки друг к другу, не совпадают, что свидетельствует о проявлении нелинейных эффектов в гидравлической подсистеме.

Предложенная методика определения собственных частот системы, основанная на вейвлет—анализе данных теста с вариацией

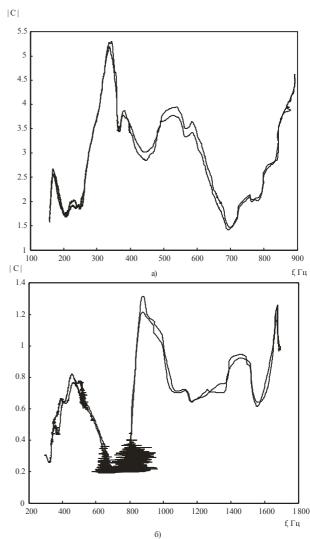


Рис. 8. Вид зависимостей рис. 4 после выполнения процедур вейвлет-очистки от шума:

а) – первая гармоника;б) – вторая гармоника

скорости, проста в реализации и может быть эффективно использована при исследовании различных технических систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование пневмо- и гидросистем. М.: Машиностроение, 1977.
- 2. Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Использование численных методов при моделировании собственных колебаний трубопроводных систем // Сборник трудов третьей конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH. М.: Полигон-пресс, 2003.
- 3. Основы измерения вибрации. http://www.vibration.ru/osn vibratii.shtml.
- 4. Короновский А. А., Храмов А. Е. Непре-

- рывный вейвлетный анализ и его приложения. М.: Физматлит, 2003.
- 5. Staszewski W.J. Identification of damping in MDOF systems using time-scale decomposition // Journal of Sound and Vibration, 1997. Vol. 203, Iss. 2.
- 6. Grossman A., Morlet J. Decomposition of hardy function into square integrable wavelets of constant shape // SIAM Journal of Mathematical Analysis and Application. 1984. Vol.15.
- 7. *Дьяконов В. П.* Вейвлеты. От теории к практике. М.: Солон–Р, 2002.
- 8. Вильданов Ф. Н., Домарацкий А. Н., Иванов Л. Н. Влияние дискретности выборки на точность оценок статистических характеристик и структуру устройств оперативной обработки случайных сиг-

- налов // Прикладной анализ случайных сигналов. Новосибирск: ИАиЭ СО АН СССР, 1973.
- 9. Slavic J., Simonovski I., Boltezar M. Damping identification using a continuous wavelet transform: application to real data // Journal of Sound and Vibration. 2003. Vol. 262.
- 10. Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Использование вейвлет-анализа свободных юлебаний трубопроводной системы при оценке характеристик демпфирования// Известия Самарского научного центра РАН. 2004. Т.б. №2(12).
- 11. *Le T.-P.*, *Argoul P.* Continuous wavelet transform for modal identification using free decay response // Journal of Sound and Vibration. 2004. Vol. 277.

DEFINITION OF NATURAL FREQUENCIES OF SYSTEM ON THE BASIS OF THE WAVELET-ANALYSIS OF VARIATION OF SPEED TEST DATA

© 2005 A B Prokofiev

Samara State Aerospace University

The problem of experimental definition of natural frequencies of a hydraulic subsystem is considered by the wavelet-analysis of a pulsation signal registered in a digital form as a result of carrying out of tests with a variation of frequency of rotation of a rotor of a source of working fluid fluctuations. The offered technique of such signal processing is shown by the example of the system simulating fuel system of the aviation engine.