

измерять процесс, физически связанный с процессом, возбуждающим колебания (например, вместо силы измерять вибрацию в точке действия силы).

Рассмотренный подход можно использовать при решении задач виброакустической диагностики, например, для определения чувствительности датчика, установленного в контрольной точке, к вибрации какого-либо узла, который необходимо подвергнуть диагностике; для идентификации каких-либо участков спектра или составляющих с источниками (если это невозможно сделать обычным спектральным анализом). Сведения о спектральных и взаимоспектральных характеристиках можно использовать для получения частотных характеристик.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Новиков А. К. Корреляционные измерения в корабельной акустике. Л., «Судостроение», 1971.
2. Попков В. И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов. Л., «Судостроение», 1974.

УДК 534.1:539.433

*В. И. КОСТИН, Е. В. СУНДУКОВ*

## К ВОПРОСУ ОБ ОЦЕНКАХ ИНТЕНСИВНОСТИ УЗКОПОЛОСНОЙ НЕГАРМОНИЧЕСКОЙ ВИБРАЦИИ

Повышение удельных параметров энергетических машин приводит к необходимости более строгого подхода к оценке интенсивности вибрации. Основная доля энергии опасных колебаний, как правило, концентрируется в нескольких относительно узких полосах. Поэтому оценка интенсивности вибрации сводится, в конечном счете, к оценке интенсивности узкополосной вибрации. В настоящее время отсутствует единый подход к этому вопросу.

Ниже приведены некоторые методы оценки интенсивности.

Согласно ГОСТ 12379-66 «Машины электрические. Методы оценки вибрации» интенсивность  $R$  в диапазоне до 500 Гц оце-

нивается эквивалентным значением измеряемого параметра в виде

$$R_1 = A_{\text{экв}} = \sqrt{2} x_{\text{эфф}}, \quad (1)$$

$$\text{где } x_{\text{эфф}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{\tau} x^2(\tau) d\tau};$$

$x(\tau)$  — мгновенное значение процесса.

Известна оценка интенсивности случайной вибрации, которая выводится из условия обеспечения с запасом такой же реакции конструкции, как на однокомпонентную гармоническую с той же частотой [1]. При этом эквивалентная амплитуда гармоника принимается равной трем среднеквадратическим значениям случайного процесса ( $S_v$ ):

$$R_4 = A_{\text{экв}} = 3 S_v. \quad (2)$$

В работе [2] на базе информационного подхода предложена оценка интенсивности узкополосной вибрации эквивалентным значением амплитуды гармоника:

$$R_5 = A_{\text{экв}} = K \sqrt{2} S_v, \quad (3)$$

где  $K = \frac{\sqrt{2}}{\pi} \frac{e^{\pi}}{S_v}$  — коэффициент, учитывающий вид плотности распределения и изменяющийся от 1,0 (для гармонического процесса) до 1,86 (для гауссовского процесса);

$H$  — приведенная энтропия кривой плотности распределения.

В практике применяются оценки по среднему значению амплитуд

$$R_6 = \bar{A} \quad (4)$$

и формуле [3]

$$R_7 = \bar{A} + z S_A, \quad (5)$$

где  $S_A$  — среднеквадратическое значение амплитуд;

$z$  — числовой коэффициент.

Величина  $z$  в работе [3] не приводится. Для случая  $z = 3$  выражение (5) принимает вид оценки по практически максимальной величине амплитуды:

$$R_8 = \bar{A} + 3 S_A. \quad (6)$$

С целью анализа приведенных выше оценок интенсивности сформулируем ряд требований к ним.

В случае возможности статической поломки деталей или превышения ими допустимых относительных перемещений оценкой интенсивности является максимальное значение амплитуды виброперемещения за период работы машины.

На практике наиболее часто опасность вибрации рассматривается с точки зрения возможности накопления усталостных повреждений. При этом оценка интенсивности должна обеспечивать для всего многообразия свойств материалов и конструкций, а также законов распределения действующих нагрузок, меньшую или равную долговечность по сравнению с оцениваемым случайным процессом.

Назовем оценку интенсивности вибрации достаточной в случае, если опасность накопления усталостных повреждений при воздействии нагрузки с уровнем оценки больше или равна опасности, вызываемой оцениваемым процессом.

Оценку интенсивности будем называть однозначной, если она принимает равные или достаточно близкие значения для процессов, одинаковых по возможности накопления усталостных повреждений.

Для конкретизации критерия однозначности рассмотрим экспериментальные данные по усталостным испытаниям деталей и образцов. Сравнение повреждающей способности различных узкополосных процессов проведем на основании данных экспериментов по усталости путем сопоставления с гармоническим нагружением однотипных образцов и конструкций для случая равной долговечности.

На рис. 1 представлены экспериментальные данные в зависимости от характера узкополосного процесса, определяемого коэффициентом вариации

$$v = \frac{S_{\sigma_A}}{\bar{\sigma}_A}, \quad (7)$$

где  $S_{\sigma_A}$  — среднеквадратическое значение амплитуд напряжений;

$\bar{\sigma}_A$  — среднее значение амплитуд напряжений.

Там же пунктиром нанесена огибающая по экспериментальным данным.

По оси ординат отложено отношение амплитуды гармонических напряжений  $\sigma_r$  к среднеквадратическому значению узкополосного процесса  $S_{\sigma}$ .

Величину  $S_{\sigma}$  можно выразить через параметры огибающей [2] в виде

$$S_{\sigma} = \sqrt{\frac{\sigma_A^2 + S_{\sigma_A}^2}{2}}. \quad (8)$$

Использованы экспериментальные данные различных авторов как для случайной узкополосной, так и для программной

нагрузок в широком диапазоне прочностных свойств материалов и конструкций, что характеризуется значениями  $m = 5-20$  в уравнении кривой выносливости  $\sigma^m N = \text{const}$ , что близко к предельным значениям показателя  $m$  для применяемых в настоящее время материалов. Вопрос эквивалентности узкополосной случайной и гармонической нагрузок более подробно рассмотрен в [4].

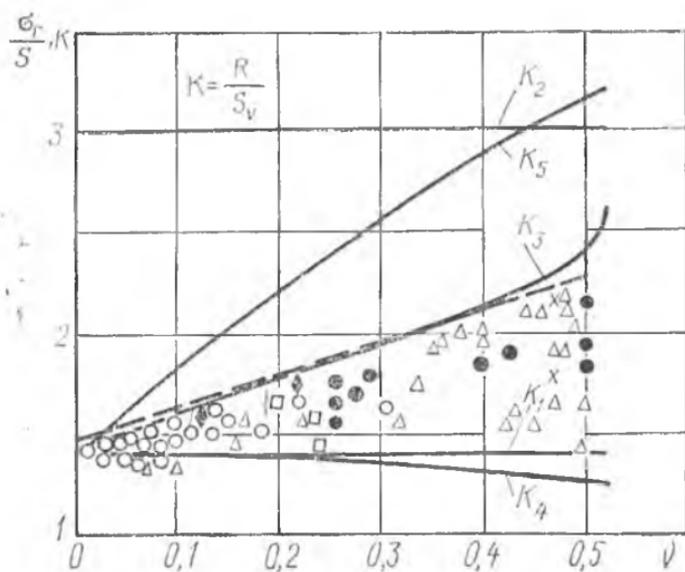


Рис. 1. Зависимость соотношения гармонической и случайной нагрузок и коэффициента  $K_i$  от  $\nu$  при равной долговечности:

- — [6];    △ — [7];    ◆ — [8];    ● — [9];    □ — [10];    × — [11];
- △ — экспериментальные данные, полученные авторами;
- — — огибающая по экспериментальным данным

Используя связь между напряжениями в конструкции и виброскоростью [5] и учитывая, что узкополосное случайное и гармоническое нагружения в экспериментах выполнены на однотипных образцах и деталях, можно записать

$$\frac{\sigma_r C}{S_v C} = \frac{A_r}{S_v}; \quad (9)$$

где  $A_r$  — амплитуда гармонической вибрации;

$C$  — постоянный коэффициент.

Это позволяет перенести выводы, сделанные для напряжений, на вибрацию и определять однозначность оценки интенсивности

при различном характере вибрации относительно огибающей на рис. 1.

Рассмотрение характера узкополосных процессов показывает, что они изменяются от узкополосного нормального до гармонического.

Будем называть оценку интенсивности состоятельной, если при изменении характера анализируемого процесса она стремится к величине  $\sqrt{2} S_V$  при приближении процесса к гармоническому.

Проанализируем оценки  $R_1 - R_5$  с точки зрения сформулированных выше требований.

Представим узкополосную вибрацию моделью, состоящей из суммы узкополосного шума и гармоник. Используя известные соотношения для среднего и среднеквадратического значений амплитуд [6], все представленные оценки можно привести к виду

$$R_i = K_i S_v, \quad (10)$$

где  $K_i$  — коэффициент, зависящий в общем случае от отношения амплитуды гармоник к среднеквадратическому значению шума, часто обозначаемому через  $a$ .

Из выражений (1) — (4), (6) и (10) с учетом (8) можно получить зависимости  $K_i = f, \gamma$ :

$$K_1 = \sqrt{2}; \quad (11)$$

$$K_2 = 3; \quad (12)$$

$$K_3 = K \sqrt{2}; \quad (13)$$

$$K_4 = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{1 + \gamma^2}}; \quad (14)$$

$$K_5 = \frac{(1 + 3\gamma) \sqrt{2}}{\sqrt{1 + \gamma^2}}. \quad (15)$$

Коэффициент  $K$  в уравнении (13) зависит от [2].

Зависимости (12) — (15) представлены на рис. 1.

Анализ результатов, представленных на рис. 1, показывает, что оценки  $R_2, R_3, R_5$  являются достаточными во всем диапазоне  $v$ , а оценки  $R_1, R_4$  не отвечают требованию достаточности.

Относительно огибающей экспериментальных данных однозначность оценки практически обеспечивается только для  $R_3$ .

При значении  $z \approx 1,5$  выражение (5) может аппроксимировать оценку  $R_3$  до значений  $v = 0,48$ .

Для анализа оценок по состоятельности преобразуем (11) — (15), чтобы получить зависимости вида  $K_i = \psi_i(a)$ . Для этого используем функцию  $v = \varphi(a)$ , полученную в [2].

Графический вид полученных выражений представлен на рис. 2.

Рост параметра  $a$  приближает оцениваемый процесс к гармоническому. Следовательно, состоятельными являются оценки  $R_1, R_3, R_4, R_5$ .

В таблице представлены результаты анализа рассмотренных оценок с точки зрения сформулированных требований.

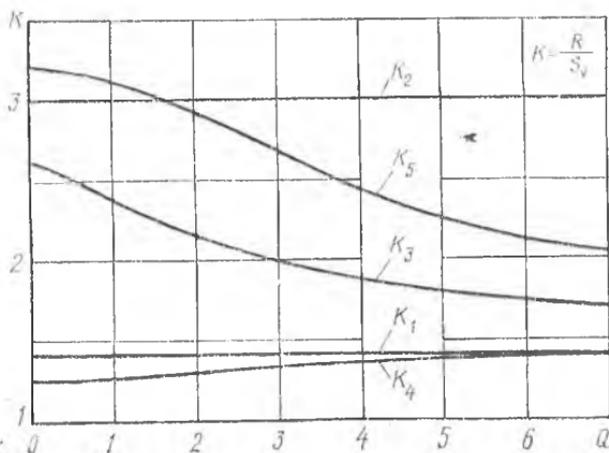


Рис. 2. Зависимость коэффициента  $K_i$  от параметра  $a$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Случайные колебания. Сб. под ред. Кренделла С. М., «Мир», 1967.
2. Костин В. И. Сравнительная оценка интенсивности вибрации с переменной во времени амплитудой эквивалентным значением виброскорости гармонических колебаний. — «Проблемы прочности», Киев, 1974, № 9.
3. Сидоренко М. К. Виброметрия газотурбинных двигателей. М., «Машиностроение», 1973.
4. Костин В. И., Сундуков Е. В. Об эквивалентности синусоидальной и несинусоидальной узкополосной нагрузок. — «Проблемы прочности», Киев, 1976, № 7.
5. Вильнер П. Д. Виброскорость как критерий вибрационной напряженности упругих систем. — «Проблемы прочности», Киев, 1970, № 9.
6. Тихонов В. И. Статистическая радиотехника. М., «Советское радио», 1966.
7. Кортен Г. Т., Доллан Т. Дж. Суммирование усталостных повреждений. В сб.: «Усталость металлов», М., ИЛ, 1961.
8. Серенсен С. В., Козлов Л. А. Испытание на усталость при варьируемых перегрузках. — «Заводская лаборатория», 1953, № 3.
9. Филатов Э. Я., Дмитриченко С. С., Белокуров В. Н., Борисов Ю. С. Программные испытания сварных образцов на усталость. — «Проблемы прочности», Киев, 1972, № 3.

10. Шувалов С. А., Коновалов М. В. Об учете в расчетах на усталостную прочность переменных нагрузок при изгибе. «Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение», 1961, № 5.

11. Карпунин В. А., Цицинов В. Б., Муйземник Ю. А. Влияние концентрации напряжений на долговечность образцов при программном нагружении. — В кн.: «Динамика, прочность и долговечность деталей машин». Ижевск, 1971.

12. Ковалевский Дж. О соотношении между усталостной долговечностью при повторных нагрузках со случайным чередованием амплитуд и при соответствующих программных нагрузках. — В кн.: «Усталостная прочность и долговечность самолетных конструкций». М., «Машиностроение», 1965.

УДК 621.833.534

Ю. И. ПЛОТНИКОВ, Ю. А. ПЫХТИН, Ф. И. РИЗАНСКИЙ

## ОПЫТ ВИБРАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ РЕДУКТОРА

За значительный период производства и эксплуатации мощных редукторов, разработанных на предприятии, зарегистрировали серию поломок корпусов форсунок и деталей системы смазки, иногда и конической шестерни. Тензометрирование выявило динамические напряжения, существенные в резонансе на рабочем режиме изделия. Источником возбуждения оказались динамические силы от соударения зубьев главных конических шестерен по  $z = 28$  гармонике к оборотам ведущих валов (по числу зубьев ведущих шестерен). Возбуждение усиливалось, когда погрешности зацепления (по зазорам, прилеганию по краске) были выражены более сильно.

Ранее такие дефекты не наблюдались, технология производства шестерен соответствовала ТУ.

Одним из мероприятий для исключения дефектов и наблюдения за стабильностью производства, кроме тщательной наладки зуборезных станков, было введение обобщенного контроля качества зацепления по основному тону его шума путем измерения соответствующей составляющей (гармоника  $z = 28$ ) виброперегрузок корпусов изделий. Контролируемый параметр выбран с учетом истории и физического смысла явления. Норма допустимой виброперегрузки последовательно уточнялась по мере накопления опыта. Первое значение нормы  $[K] \leq 1$  усл. единицы выбрано по данным о вибрации нескольких дефектных