

В. И. Костин, Е. В. Сундуков

НЕКОТОРЫЕ МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ИЗМЕРЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ВИБРАЦИИ АВИАЦИОННЫХ ГТД

При изучении вибрации машин и механизмов в течение длительного времени метрологическая работа была сосредоточена в основном на совершенствовании первичных преобразователей, усилительной и регистрирующей аппаратуры. Получаемые при виброизмерениях расхождения результатов относились за счет низкой точности аппаратуры, наличия различного рода помех и т. п. Характер вибрационных процессов при этом подразумевался гармоническим.

Однако более глубокое изучение вибрационных процессов высоконагруженных энергетических машин и, в частности газотурбинных двигателей, позволило сделать вывод о том, что в общем случае их вибрация является негармонической и представляет собой случайный процесс [1]. В связи с этим на конечный результат измерений оказывает влияние характер вибрационного процесса, частотный диапазон приборов, выбор метода определения интенсивности вибрации. Методические ошибки, связанные с выбором оценки интенсивности и ширины полосы фильтра прибора, часто не позволяют полностью реализовать достигнутые успехи в области повышения точности виброизмерительной аппаратуры. Рост ресурса современных газотурбинных двигателей и связанная с этим необходимость объективной характеристики технического состояния машины по параметрам вибрации требуют учета вышеуказанных явлений.

Суммарную погрешность измерения интенсивности вибрации можно определить в функции следующих величин:

$$\delta_{\Sigma} = \varphi(\delta_1, \delta_2, \delta_3),$$

где δ_{Σ} — суммарная погрешность измерения интенсивности вибрационного процесса; δ_1 — аппаратурная погрешность; δ_2 — погрешность, связанная с выбором оценки интенсивности; δ_3 — погрешность, связанная с выбором полосы фильтра прибора.

В настоящее время, при измерении интенсивности вибрации ГТД бортовыми приборами, аппаратурная погрешность составляет 15—20%.

Поясним смысл величин погрешностей δ_2 и δ_3 . Измерение интенсивности вибрации ГТД производится с целью сопоставления полученных результатов с действующими нормами и определения степени опасности этой вибрации. Для обоснования выбора методики измерения интенсивности необходимо конкретизировать, что мы понимаем под опасностью исследуемой вибрации. Замеренный уровень интенсивности вибрации должен характеризовать степень опасности повреждения конструкции от рассматриваемого вибрационного воздействия независимо от характера колебаний. Следовательно, равной степени опасности должны соответствовать равные результаты измерения интенсивности. Поэтому, исходя из целей измерений, нужно определить два объективных параметра: оценку интенсивности и ширину используемого фильтра, которые будут однозначно характеризовать степень опасности исследуемого вибрационного процесса. Под величинами δ_2 и δ_3 мы будем понимать погрешности, связанные с несоответствием выбранной оценки интенсивности и ширины полосы фильтра их значениям, обеспечивающим наиболее объективную характеристику степени опасности исследуемой вибрации.

Исследования и опыт работы показывают, что подавляющее число вибрационных дефектов ГТД носят прочностной характер. В связи с этим опасность вибрации заключается в возможности появления того или иного прочностного дефекта.

Опасность повреждения конструкции от вибрации может проявиться в виде касания отдельных деталей, приводящего к их поломке. В этом случае оценкой интенсивности будет максимальная амплитуда вибро смещения. В случае превышения допустимой величины силы, действующей на конструкцию и ее элементы, возможны поломки в результате превышения предела прочности, недопустимой вытяжки отдельных деталей и т. д. В этом случае в качестве оценки интенсивности следует рекомендовать наибольшее значение виброускорения. Практика работы показывает, что эти случаи маловероятны, т. к. предусматриваются на стадии проектирования машины. Главная опасность вибрации для ГТД — возможность накопления усталостных повреждений в конструкции. Вопрос обоснования оценки интенсивности с точки зрения усталостной прочности находится в самом начале развития. В настоящее время наибольшее распространение получили следующие оценки:

$$R_1 = k \sqrt{2S}; \quad (1)$$

$$R_2 = \bar{A} + z S_A; \quad (2)$$

$$R_3 = 3S; \quad (3)$$

$$R_4 = \bar{A} + 3S_A; \quad (4)$$

$$R_5 = \sqrt{2S}; \quad (5)$$

$$R_6 = \bar{A}, \quad (6)$$

где $z = 1,5 \div 1,7$; k — энтропийный коэффициент, учитывающий вид плотности распределения вибрационного процесса; S — величина среднеквадратического значения процесса; \bar{A} и S_A — среднее и среднеквадратическое значения амплитуд.

В работе [2] было произведено обоснование выбора соответствующей оценки интенсивности и установлено, что наиболее обоснованными следует признать оценки (1) и (2). На рис. 1 представлена зависимость отношения оценок (1) — (6) к оценке (2) при $z = 1,7$ от характера вибрационного процесса, определяемого коэффициентом вариации амплитуд. Представленные данные показывают, что разница в результатах измерения интенсивности вибрации может достигать 55%.

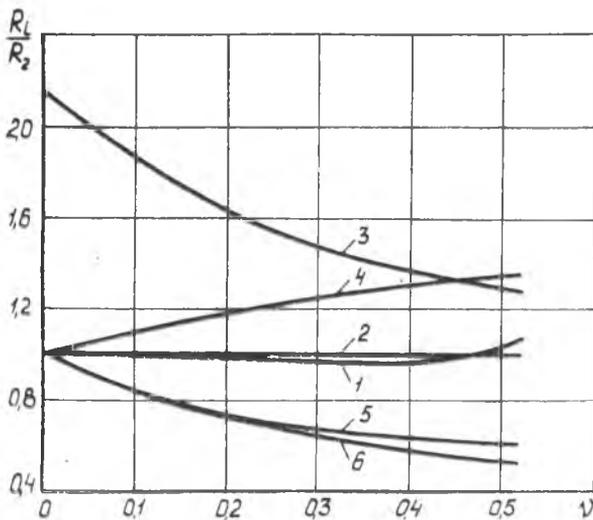


Рис. 1. Зависимость отношения R_i/R_2 от коэффициента вариации амплитуд: 1 — R_1 ; 2 — R_2 ; 3 — R_3 ; 4 — R_4 ; 5 — R_5 ; 6 — R_6

В работе [3] было установлено, что характеристики используемого фильтра в ряде случаев оказывают влияние на закон распределения вибрационного процесса и его числовые характеристики. Оценки (1)—(6) являются комбинациями этих числовых характеристик. Поэтому, очевидно, на результаты измерений интенсивности будет оказывать влияние ширина полосы фильтра.

С точки зрения прочностного подхода для объективной оценки вибросостояния машины необходимо, чтобы полоса пропускания фильтра была не меньше ширины полосы резонансной кривой элемента конструкции. Для обеспечения однозначности в измерениях можно воспользоваться связью между шириной резонансной кривой (Δf_p) и резонансной частотой (f_p), предложенной в [1]:

$$\Delta f_p = V \overline{f_p} \quad (7)$$

На рис. 2 представлена графическая зависимость оценок (1)—(6) от относительной ширины используемого фильтра, определяемого отношением его ширины (Δf) на уровне 0,7 к среднему значению частоты (f_0). Эти данные получены для вибрационного процесса мощного турбовинтового двигателя

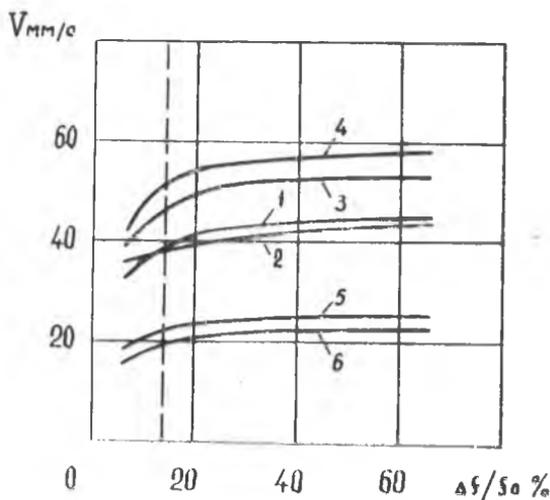


Рис. 2. Зависимость замеренного уровня интенсивности реального вибрационного процесса от оценки интенсивности и ширины фильтра. Обозначения те же, что и на рис. 1

на частоте, соответствующей четвертой винтовой гармонике. Пунктиром показано значение величины относительной ширины фильтра в соответствии с (7). Полученные результаты свидетельствуют о значительном влиянии выбора оценки интенсивности и ширины используемого фильтра на результаты измерения интенсивности вибрационного процесса.

В ы в о д ы

1. Методические погрешности, связанные с выбором оценки интенсивности и ширины полосы пропускания фильтра, могут существенно превышать аппаратную погрешность.
2. Приведенные материалы свидетельствуют о назревшей необходимости стандартизации в области измерения интенсивности вибрации.

Л и т е р а т у р а

1. *Сидоренко М. К.* Виброметрия газотурбинных двигателей. М., «Машиностроение», 1973, 224 с.
2. *Костин В. И., Сундуков Е. В.* К вопросу об оценках интенсивности узкополосной негармонической вибрации. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. КуАИ, 1977, вып. 4, с. 139—145.
3. *Карасев В. А., Максимов В. П., Сидоренко М. К.* Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. М., «Машиностроение», 1978, 132 с.