

УДК 621.039.6

ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА КАК СРЕДСТВО УПРАВЛЕНИЯ РЕСУРСОМ ПОДВИЖНОГО ОТРАЖАТЕЛЯ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО РЕАКТОРА ИБР-2

А.Г. Соколова ¹⁾, Ф.Я. Балицкий ¹⁾, В.Д. Сизарев ²⁾

На примере работы подвижного отражателя – модулятора реактивности исследовательского реактора ИБР-2- показаны современные подходы в решении задачи вибрационной диагностики, опирающиеся на сочетание результатов расчета собственных колебаний, методы идентификации и современные алгоритмы.

Введение

Эксклюзивная конструкция подвижного отражателя 4-го поколения, не имеющая аналогов в машиностроении, предназначена для длительной эксплуатации в необслуживаемом помещении и поэтому требовала не только тщательного исследования динамических характеристик, но и разработки надежных алгоритмов диагностики в процессе эксплуатации.

Подвижный отражатель ПО-3 входит в состав исследовательского реактора ИБР-2 и является, по-существу, механическим модулятором реактивности. Отражатель содержит два соосно расположенные в горизонтальной плоскости ротора: модулятор реактивности основной (МРО) и модулятор реактивности дополнительный (МРД) [1]. Фотография роторов без кожуха со стороны передней опоры представлена на рис. 1.

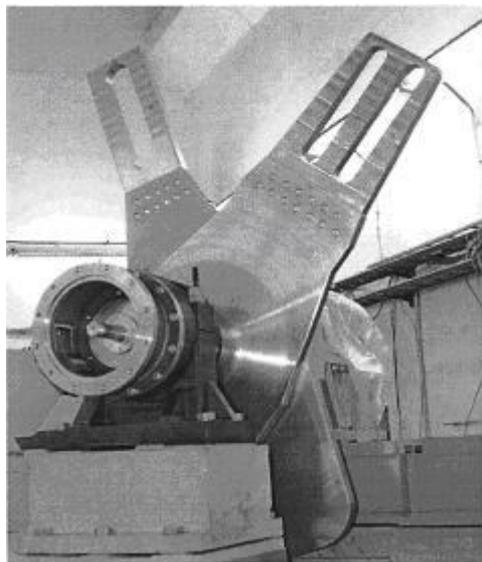


Рис. 1

Роторы вращаются в замкнутом пространстве, ограниченном кожухом, внутренняя полость которого заполнена гелием. Основными источниками возбуждения вибраций элементов ПО являются центробежные силы неточно сбалансированных валов с лопастями, динамическое силовое взаимодействие цапф вращающихся валов в радиальных и радиально-упорных подшипниках, зубчатые пары цилиндрических и конических шестерен при угловом подведении крутящего момента от приводного двигателя через систему трансмиссионных валов. Учитываются динамические нагрузки, действующие на кожух и лопасти за счет фронта повышенного давления бегущей волны перед лопастью МРО и пониженного давления за ней, а также вследствие газодинамических «хлопков», возникающих при встрече лопастей роторов. Совершенно очевидно, что в процессе эксплуатации отражателя структурные параметры конструктивных элементов постоянно меняются и поэтому важно располагать надежными алгоритмами для получения сведений об этих изменениях.

Расчетно-экспериментальное определение собственных частот колебаний.

Основная цель расчетно-экспериментальной оценки собственных частот колебаний конструктивных элементов и узлов ПО-3 состояла в необходимости получения достоверной информации по дискретному спектру собственных колебаний для последующей интерпретации характера возбуждения спектра колебаний в рабочих режимах эксплуатации ПО-3, а также возможности верификации расчетных кодов.

Расчет критических скоростей вращения роторов – модулятора реактивности ПО-3 проводился с использованием аналитических и численных методов. Использовались модели, которые позволяли последовательно учитывать асимметрию расположения лопастей относительно опорных конструкций, влияние гироскопического эффекта, различие главных центральных моментов инерции, вычислять частоты, соответствующие прямой и обратной прецессиям валов. Сложная геометрическая неоднородность вала по длине заменялась эквивалентным валом с моментом инерции, определяемым соотношением Релея. Влияние моментов инерции несимметрично расположенной лопасти относительно опор на критические скорости вращения оценивалось с помощью уравнения Лагранжа второго рода. Для нового отражателя дополнительно были использованы численные методы. Расчет низших частот и форм собственных колебаний, определяющие критические скорости вращения валов отражателя ПО-3, проводился с помощью конечно - элементного вычислительного комплекса CAN, основанного на методе перемещений.

Для расчета собственных частот и форм колебаний конструкции использовалось уравнение в матричной форме

$$([K] - \omega_i^2 [M]) \cdot \{x_i\} = 0, \quad (1.1)$$

где $[K]$ - симметричная матрица жесткости конструкции, формируемая по матрицам жесткости элементов с учетом кинематических ограничений,

ω_i - i -ая собственная частота колебаний,

$[M]$ - симметричная матрица масс конструкции, формируемая по матрицам масс конечных элементов с учетом кинематических ограничений,

$\{x_i\}$ - искомые вектора обобщенных перемещений всех узлов i -ой формы собственных колебаний.

В качестве иллюстрации на рис. 2 представлена расчетная конечно-элементная модель ротора МРО.

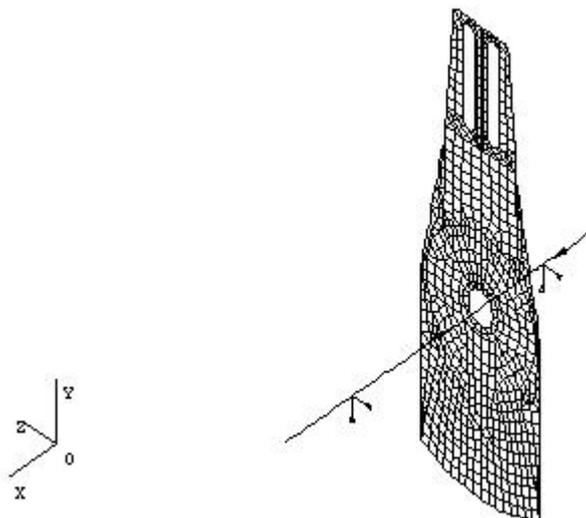


Рис.2

Расчет низших собственных частот колебаний показал, что критические скорости вращения основного и дополнительного модуляторов реактивности отражателя существенно превышают проектные параметры вращения, т.е. отражатель во всех переходных и стационарных режимах эксплуатации, находится в жестком режиме вращения.

Возможные изменения значений собственных частот колебаний, возникающих в процессе эксплуатации по мере выработки ресурса, позволяют в той или иной мере определять причины этих изменений, т.е. прогнозировать зарождение дефектов, вызывающих изменения частотной структуры спектров вибраций. Следует отметить, что дискретный спектр собственных частот колебаний является необходимым и важным инструментом решения задачи вибродиагностики технического состояния отражателя, решаемой в процессе эксплуатации ПО-3.

Анализ технического состояния и алгоритмы обнаружения неисправностей отражателя

В проектных переходных и стационарных режимах эксплуатации ПО осуществляется вибрационный мониторинг параметров технического состояния в режиме реального времени, основная задача которого состоит в обеспечении непрерывного контроля параметров вибраций, обнаружении происходящих изменений, построении трендов, определяющих основные тенденции этих изменений, сравнении результатов измерений с предельными значениями, предупреждающих появление аварийно-опасных ситуаций [2].

Вместе с измерением параметров вибраций опорных конструкций для виброконтроля используются также их спектры и спектры огибающей высокочастотной вибрации, выделяемые полосовыми фильтрами.

Процессы приработки, присущие начальному периоду эксплуатации отражателя можно наблюдать по спектрам виброускорений, построенным для одинаковых условий эксплуатации по первым шести измерениям, выполненным через каждые 300 ч. В качестве иллюстрации на рис. 3 представлены каскадные спектры поперечной составляющей виброускорений передней опоры в диапазоне частот 1-500 Гц.

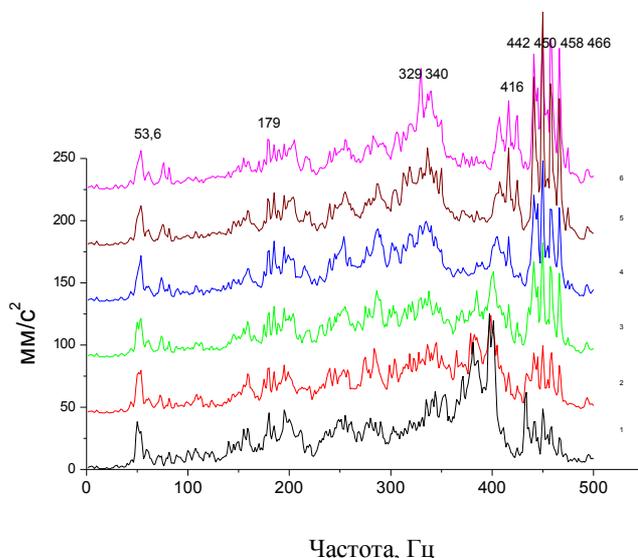


Рис.3

Основываясь на данных о собственных частотах колебаний и специфических частотах, создаваемых работающими элементами конструкций, можно определить происхождение каждой характерной частотой спектра, несущей вполне определенную информацию о работе того или иного элемента конструкции. Например, частота 53, 6 Гц вызвана работой опорного подшипника передней опоры, частота 450 Гц с боковыми комбинационными частотами, определяемыми скоростью вращения МРО, т.е. $f_{МРО} z \pm n f_{МРО}$, (z – количество зубьев шестерни вала) равна частоте пересопряжения пары цилиндрических шестерен и т.д. Искажение спектров в полосе 400-450 Гц после первого измерения, начиная со второго, как показал анализ спектра огибающей, был вызван расцентровкой трансмиссионного вала, которая была исключена после девятого измерения.

В основе большинства алгоритмов оценки технического состояния и обнаружения неисправностей машинного оборудования, задействованных в современных средствах виброконтроля и аварийной защиты, лежат методы, базирующиеся на оценке отклонения среднеквадратического значения (СКЗ) виброскорости, измеренного в диапазоне частот 10 - 1000 Гц, от номинального, соответствующего нормальному техническому состоянию машины. При ориентации на требования, сформулированные в международных стандартах ISO2372/3 и 3945, невозможно учесть следующие факторы:

- увеличение амплитуд колебаний оборудования за пределами диапазона 10-1000 Гц;
- изменение амплитуд отдельных составляющих вибросигнала внутри диапазона 10-1000 Гц, незначительно влияющих на интегральный уровень;
- появление выбросов в сигнале, часто связанных с развитием локальных, быстро развивающихся повреждений;
- появление модуляции колебаний в зонах вынужденных или собственных частот при зарождении и развитии эксплуатационных повреждений.

В той или иной мере эти факторы характеризуют проявление в вибросигнале неисправностей машины и процесс их развития. Между тем известно, что гораздо большей чувствительностью к зарождающимся дефектам обладают безразмерные

вероятностные характеристики вибрации, чувствительные к выбросам в сигнале. К ним относятся, прежде всего, пик-фактор $PF = X_p / \sigma$ и эксцесс $E = (\mu_4 / \sigma^4) - 3$. Здесь X_p - пиковое значение, σ^2 - дисперсия; μ_4 - центральный момент четвертого порядка.

С помощью упомянутых характеристик можно значительно раньше обнаружить зарождение эксплуатационных повреждений. Однако эти стандартные вероятностные характеристики не лишены недостатков, главными из которых являются слабая помехозащищенность и немонотонность их зависимости от амплитуды и количества выбросов в сигнале в единицу времени, т.е. от степени развития повреждения механизма. В формулах стандартных безразмерных амплитудных дискриминантов типа пик-фактора или эксцесса рост значимости числителя с увеличением числа и амплитуды выбросов или обычного приращения амплитуды вибросигнала при развитии неисправности нивелируется одновременным ростом знаменателя и дисперсии. Вследствие этого стандартные безразмерные вероятностные характеристики, даже если они реагируют на появление повреждений на ранней стадии, перестают реагировать на дальнейшее развитие повреждений из-за нелинейной характеристики. Подобным же образом реагируют на появление и развитие локального повреждения индексы амплитудной модуляции узкополосного вибросигнала.

Задачи повышения чувствительности вибрационных параметров к возникновению и развитию неисправностей, а также снижения роли помех, создаваемых рабочим процессом диагностируемой машины, удалось решить путем формирования новых нестандартных вероятностных характеристик вибросигнала - безразмерных S-дискриминантов клиппированного по амплитуде сигнала с фиксированным порогом клиппирования Π [3]. В результате были сформированы индексы превышения сигналом порога клиппирования по амплитуде, по мощности, по дисперсии и квазиэксцесс, последний из которых является наиболее чувствительным к отклонениям амплитуды сигнала от эталонного (опорного) значения и появлениям выбросов в сигнале.

Ниже приведены формулы наиболее эффективных и простых в реализации безразмерных амплитудных S-дискриминантов:

- индекс превышения порога клиппирования по амплитуде сигнала

$$I_s = \left\{ \left[\sum_{i=1}^N (x_i^{(t)} - \Pi) \right] / \left[\sum_{j=1}^N (x_j^{(n)} - \Pi) \right] \right\} \cdot [K^{(t)} / K^{(n)}], \quad (1)$$

где в качестве сопоставляемых параметров фигурируют: «математическое ожидание» клиппированных вибросигналов $(x^{(n)} - \Pi)$, $(x^{(t)} - \Pi)$ эталонного (нормального) и текущего состояний объекта и количество отсчетов амплитуды сигнала $K^{(n)}$, $K^{(t)}$, превышающих порог клиппирования на длине реализации, равной N отсчетам. Использование в формуле отношения $K^{(t)}/K^{(n)}$ создает кумулятивный эффект, повышающий чувствительность дискриминанта к выбросам в сигнале;

- индекс превышения порога клиппирования по «дисперсии»

$$I_d = \left\{ \left[\sum_{i=1}^N (x_i^{(t)} - \Pi)^2 \right] / \left[\sum_{j=1}^N (x_j^{(n)} - \Pi)^2 \right] \right\} \cdot [K^{(t)} / K^{(n)}]. \quad (2)$$

Здесь $x_i^{(t)}$ и $x_j^{(n)}$ - амплитуды отсчетов вибросигнала, $K_i^{(t)}$ и $K_j^{(n)}$ - количество выбросов текущего и опорного сигналов, превышающих порог $\Pi = \lambda \sigma_n$, заданный в единицах стандартного отклонения - σ_n опорного сигнала.

В качестве иллюстрации на рис.4 приведены зависимости изменения дискриминанта I_d при $\Pi=2\sigma_n$ и стандартных параметров (нормированного СКЗ, пикфактора и эксцесса) виброускорения редуктора в широкой полосе частот (16-12500 Гц) от времени наработки T (час) подвижного отражателя ПО-2, отработавшего свой ресурс, при развитии повреждений подшипников качения.

Преимущество использования амплитудного дискриминанта очевидно. Новый метод обнаружения неисправностей машинного оборудования инвариантен к вибрационным помехам, вызванным функционированием оборудования, и обладает высокой чувствительностью к эксплуатационным повреждениям, которые нарушают рабочий цикл и генерируют выбросы амплитуды вибросигнала или способствуют ее изменению.

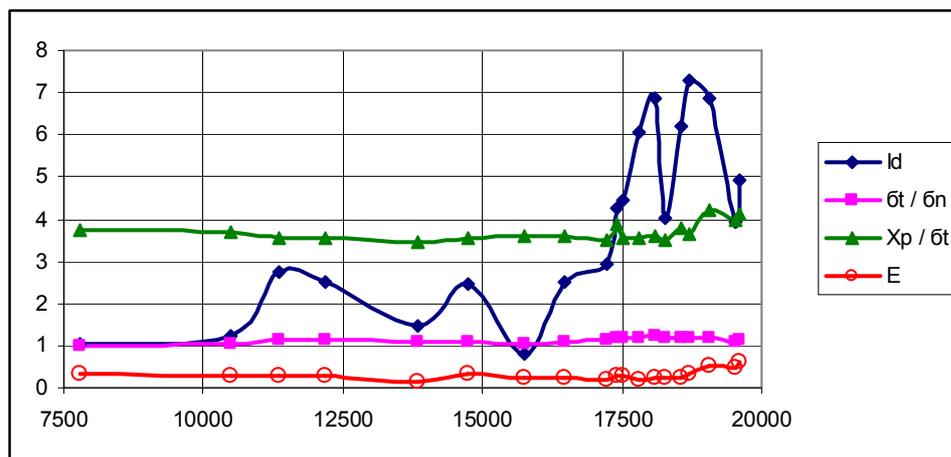


Рис.4.

Заключение

Практический опыт применения различных методов и алгоритмов решения задачи диагностики подвижного отражателя показал, что какого - либо универсального метода, дающего однозначную оценку его внутреннего состояния, не существует. Только на основе совместного использования ряда алгоритмов можно дать достоверную оценку его технического состояния.

Литература

1. Ананьев В.Д. и др. ИБР-2 – импульсный реактор периодического действия для нейтронных исследований. Приборы и техника эксперимента, №5, 1977.-С.32-40.
2. Ananiev V.D., Sizarev V.D. & etc. Problems of nuclear power facility vibroacoustic diagnostics. Proc. of the topical seminar on management of ageing of research reactors, Geesthacht, Hamburg, IAEA, Vienna, Austria 1995. .-P.485-494.
3. Соколова А.Г. Новые помехоустойчивые методы обнаружения зарождающихся дефектов для систем виброконтроля и аварийной защиты машинного оборудования. 5-ая Международная конференция “ПРОБЛЕМЫ КОЛЕБАНИЙ” (ICOVP-2001). Сборник докладов, Москва, ИМАШ, 8-10 октября 2001.

¹⁾ *Институт машиноведения РАН, Москва, Россия*

²⁾ *Научно-исследовательский и конструкторский институт энерготехники им. Н.А.Доллежалы, Москва, Россия*

Поступила: 05.05.08.