

УДК 539.3 : 621

Н.И. БУРАУ¹, Л.Л. ЯЦКО², Т.О. БАКАЛОР¹, Ю.В. СОПИЛКА¹¹Национальный технический университет Украины «КПИ», Украина²ОАО «НТК «Электронприлад», Украина

ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНОЙ ТРЕЩИНЫ РОТОРА НА ЕГО МОДАЛЬНЫЕ И ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Рассматриваются возможности применения вибрационных методов для диагностики трещин валов роторов ГТД на нестационарных режимах эксплуатации. Поперечная трещина моделируется функцией «дыхания», изменение жесткости ротора зависит от взаимной ориентации сечения с трещиной и областей растяжения-сжатия вала. Для численного определения модальных характеристик поврежденного ротора использован метод конечных элементов.

вибрационная диагностика, трещина вала, модальные характеристики, вибрационные характеристики, нестационарный режим

Введение

Повреждения роторов турбокомпрессорных установок в авиации, энергетике, нефте-газотранспортной отрасли относятся к неисправностям, имеющим быстрое развитие и приводящим к внезапным отказам турбомашин. Для газотурбинных двигателей (ГТД) разрушение роторных элементов в полете как правило приводит к предпосылке летного происшествия. Согласно требованиям к проектированию летательных аппаратов и силовых установок [1], возникающие внутренние разрушения элементов конструкции двигателя должны быть локализованными, т. е. отдельные части разрушенных элементов не должны выходить за пределы двигателя. Чтобы избежать разрушений турбомашин в эксплуатации, необходимо обеспечить прогнозирование и предупреждение опасных повреждений роторных элементов. Это возможно благодаря разработке и внедрению систем мониторинга для определения фактического технического состояния контролируемого объекта в эксплуатации.

Одним из опасных повреждений роторов является разрушение валов [1], которое в эксплуатации происходит из-за развития трещин под влиянием изгибающих и скручивающих моментов. Распространение усталостных трещин в валах связано с

многоциклового усталостью. Часто возникновение трещин в эксплуатации вызвано первоначальным повреждением материала, нарушением в условиях сопряжения в узлах соединений, технологическими факторами. Во многих случаях такие повреждения обусловлены некачественным монтажом роторных элементов двигателя. Часто трещины в валах возникают в торцевых шлицах (на фланцах, в районе основания шлиц), распространяются в сторону центрального отверстия вала, а иногда развиваются по окружности против направления вращения вала и приводят к обрыву и разрушению вала в полете. Поэтому для обеспечения заданной безопасности эксплуатации ГТД необходимо не только учитывать наличие начального дефекта на масштабном микроскопическом уровне, но и в последующем процессе увеличения размера трещины необходимо контролировать техническое состояние элемента конструкции для ее своевременного выявления [1].

1. Формулирование проблемы

На практике одними из наиболее информативных и эффективных методов функционального диагностирования сложных динамических объектов являются методы вибрационной и виброакустической диагностики. Вибрационная диагностика пред-

полагает использование изменения модальных (собственные формы и частоты колебаний) и вибрационных (чаще всего – спектральных) характеристик колебаний объекта или элементов его конструкции при появлении и развитии повреждений, которые обусловлены изменением жесткости. Но при использовании вибрационной диагностики применительно к конкретному объекту возникают проблемы адекватного моделирования повреждения и протекающих в контролируемом объекте колебательных процессов, проблемы регистрации колебаний, их анализа и интерпретации.

В данной статье исследуются модальные и вибрационные характеристики вала силовой турбины ГТД с поперечной поверхностной трещиной при нестационарном (с ускорением) вращении.

2. Решение проблемы

2.1. Упрощенная модель бездефектного вала

Рассмотрим упрощенную модель вала [2] на двух опорах с одним диском, посаженным посередине между опорами (рис. 1).

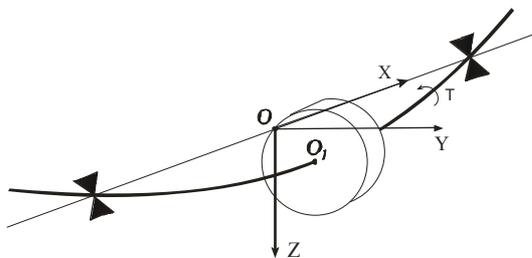


Рис. 1. Упрощенная модель вала

В соответствии с [2] вращение вала вокруг оси X представляется как результат сложения двух гармонических колебаний, происходящих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и имеющих одинаковую амплитуду (перемещения Z и Y). Проекция какой-либо точки, отмеченной на валу (выберем, например, точку O_1), на две взаимно перпендикулярные плоскости за один полный оборот вала совершают одно полное колебание. Поэтому движение проекции точки вращающегося вала на плоско-

сти рассматривается как перемещение, получаемое при поперечных изгибных колебаниях невращающегося вала. При этом круговая частота свободных изгибных колебаний вала (без учета момента инерции диска) будет соответствовать критической скорости вращения $\omega_{кр}$.

2.2. Моделирование повреждения вала

В качестве повреждения вала принимается поперечная трещина, расположенная непосредственно возле диска. Используем предложенные в [3-5] подходы к моделированию трещины, в соответствии с которыми трещина представляется вырезом части вала в области растяжения. При нахождении трещины в области сжатия предполагается, что берега трещины сомкнуты, и трещина закрыта. Таким образом, используется модель «дышащей» трещины – чередование положений закрытия и открытия трещины при движении вала, что происходит из-за периодического изменения жесткости вала.

2.3. Анализ модальных характеристик

Для определения модальных характеристик (собственные формы и частоты) рассматриваем упрощенную модель вала: вал осесимметричный кольцевого сечения из стали 18ХНВА; диск из сплава ВТ4.

Для моделирования использовался метод конечных элементов (КЭ), модель вала с диском содержит 11245 пространственных линейных элементов. Трещина моделировалась путем изъятия из КЭ модели вала непосредственно возле диска некоторого числа элементов – от одного до двадцати пяти и по глубине от одного до пяти (рис. 2).

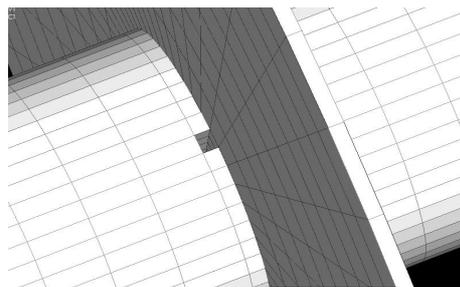


Рис. 2. Моделирование повреждения вала

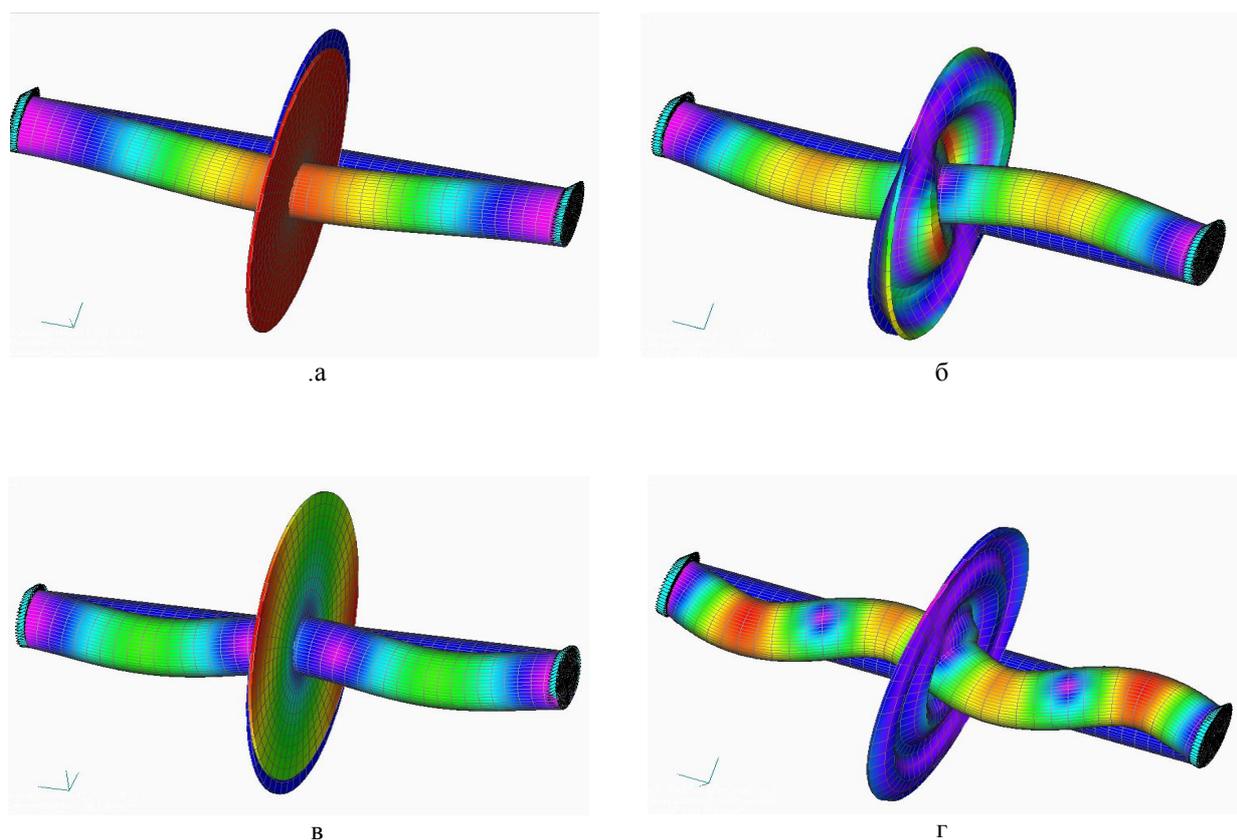


Рис. 3. Формы перемещений вала: а – первая (11 мода системы «вал-диск»); б – вторая (30 мода); в – третья (47 мода); г – четвертая (85 мода)

Получены результаты для первых 100 мод изгибных колебаний системы вал-диск. Рис. 3 иллюстрирует результаты для первых четырех форм перемещений (изгибных колебаний вала).

Как показали результаты моделирования, при относительном уменьшении жесткости в сечении трещины от 0,05 до 0,3 наиболее существенное отличие наблюдается в значениях собственных частот по нечетным формам: по первой – уменьшение до 7%, по третьей – уменьшение до 8%. Относительное изменение жесткости до 0,1 приводит к малым изменениям собственных частот – до 1,5% и 1,7% соответственно.

2.4. Анализ вибрационных характеристик

Для определения вибрационных характеристик рассмотрим упрощенную модель гибкого ротора (рис. 1), который состоит из невесомого вала, сим-

метрично установленного в опорах, и посаженного посередине диска с несбалансированной массой [5]. Бездефектный вал имеет симметричную жесткость в плоскости ZOY, демпфирование полагаем пропорциональным скорости перемещения.

С линией, соединяющей центры опор, свяжем неподвижную систему координат (XYZ), а с валом – подвижную ($\xi\eta\zeta$), которая вращается вместе с валом (рис. 4). Подвижную систему координат свяжем с валом так, чтобы в каждый момент времени ось ξ была перпендикулярной к плоскости трещины [5]. Для нестационарного режима, например, запуска с постоянным ускорением, мгновенное значение угла поворота $\Phi(t)$ системы ($\xi\eta\zeta$) относительно (XYZ) задается в виде $\Phi(t) = \omega_0 t + 0,5at^2$, где ω_0 – начальная скорость вращения вала; a – постоянное ускорение.

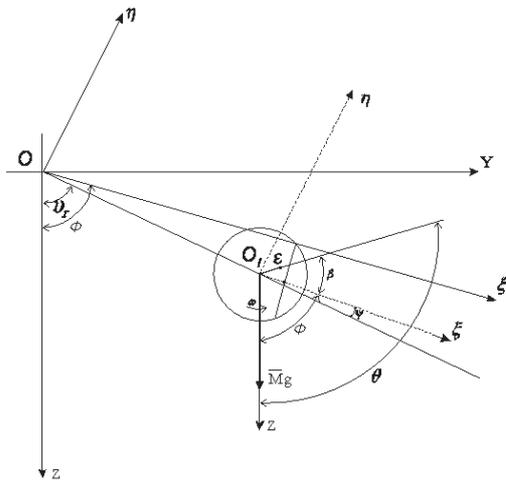


Рис. 4. Положение вала и трещины в неподвижной и вращающейся системах координат

На рис. 4 введены следующие обозначения: β – угол ориентации несбалансированной массы (эксцентриситет ε) по отношению к срединной линии трещины; θ – угол ориентации несбалансированной массы (эксцентриситет ε) относительно оси Z ; ψ – угол, определяющий положение трещины по отношению к вектору вибрации (по отношению к линии центров OO_1), который изменяется со скоростью вращения ротора и используется для учета «дыхания» трещины; ϑ_r – угол поворота линии центров OO_1 при движении вокруг кривой статического прогиба, который определяет прецессию вала.

Жесткость вала с трещиной в плоскости вращения изменяется по закону:

$$K_\xi = K - f(\psi)\Delta K_\xi; \quad K_\eta = K - f(\psi)\Delta K_\eta,$$

где K – жесткость бездефектного вала; ΔK_ξ и ΔK_η – изменение жесткости в направлениях ξ и η , соответственно.

Функция $f(\psi)$ служит для учета влияния трещины на жесткость в соответствии с угловым положением трещины ψ и выбранной моделью трещины. Простейшая модель трещины (справедлива для малых трещин) описывается стержневой моделью, которая предполагает, что трещина вносит изменение в значение жесткости при переходе от закрытого состояния ($f(\psi) = 0$ при $\xi < 0$) к раскрытию ($f(\psi) = 1$ при $\xi > 0$) в процессе вращения вала и имеет вид

ступенчатой функции, которая аппроксимируется разложением в ряд Фурье:

$$f(\psi) = \frac{1}{2} + \frac{2}{\pi} \cos \psi - \frac{2}{3\pi} \cos 3\psi + \dots$$

Уравнения движения вращающегося с ускорением ротора с учетом гравитационных сил, влияния несбалансированной массы и описанного выше повреждения вала в неподвижной системе координат имеют следующий вид:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{M} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{F} & 0 \\ 0 & \mathbf{F} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{21} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{Mg} \\ 0 \end{Bmatrix} + \mathbf{M}\varepsilon \begin{Bmatrix} \dot{\theta}^2 \cos \theta + \ddot{\theta} \sin \theta \\ \dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta \end{Bmatrix},$$

где \mathbf{M} и \mathbf{F} – соответственно матрицы масс и демпфирования; \mathbf{K} – матрица жесткостей, зависящих от времени и положения вала на орбите.

Для случая $\Delta K_\eta = 0$ последние уравнения во вращающейся системе координат можно записать в виде:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{M} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\eta} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{F} & -2\mathbf{M}\omega(t) \\ 2\mathbf{M}\omega(t) & \mathbf{F} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\xi} \\ \dot{\eta} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{K} - f(\psi)\Delta\mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2(t) & -\mathbf{F}\omega(t) \\ \mathbf{F}\omega(t) & \mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2(t) \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \xi \\ \eta \end{Bmatrix} = \mathbf{Mg} \begin{Bmatrix} \cos \Phi \\ -\sin \Phi \end{Bmatrix} + \mathbf{M}\varepsilon\omega^2(t) \begin{Bmatrix} \cos \beta \\ \sin \beta \end{Bmatrix} + \mathbf{M}\varepsilon a \begin{Bmatrix} \sin \beta \\ -\cos \beta \end{Bmatrix}$$

где $\omega(t) = at$ – мгновенное значение угловой скорости вращения ротора при $\omega_0 = 0$; $\Delta\mathbf{K} = \Delta K_\xi$.

Полученные уравнения использовались для определения нестационарного движения ротора при его вращении с ускорением и для исследования влияния трещины вала на безразмерную (относительно статического прогиба) амплитуду вибрации вала в направлении оси Z . При расчетах использовались данные: относительный коэффициент демпфирования 0,05; нормализованное значение небаланса 0,05; $\beta = 0$; отношение мгновенного значения угловой скорости $\omega(t)$ к критической скорости вращения неповрежденного ротора изменялось в пределах от 0,01 до 10; $\Delta\mathbf{K} = 0; 0,1; 0,3$.

На рис. 5 приведены графики изменения безразмерной амплитуды вибрации в направлении оси Z бездефектного вала ($\Delta K = 0$) и поврежденного вала ($\Delta K = 0,3$) от времени (в точках).

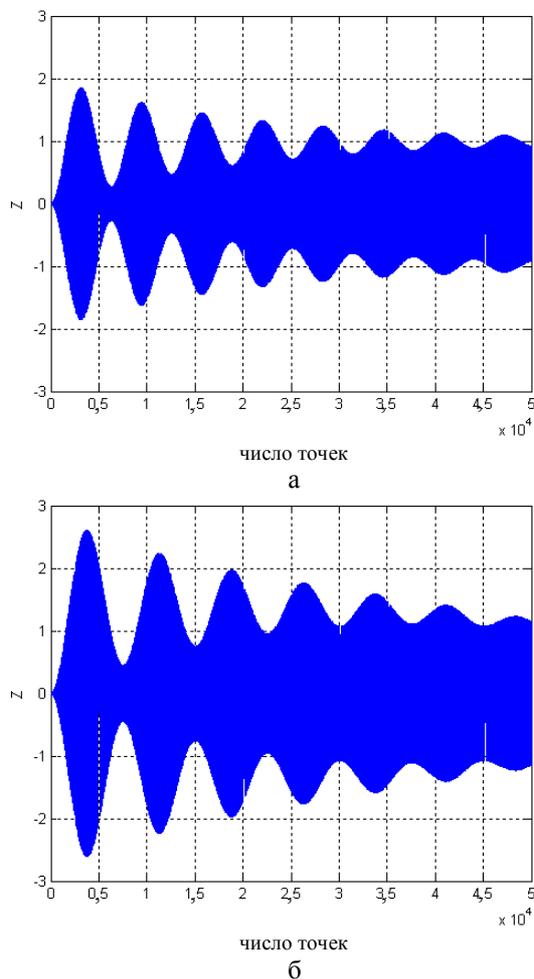


Рис. 5. Зависимость амплитуды вибрации от времени при нестационарном вращении ротора для неповрежденного (а) и поврежденного (б) вала

Видны существенные отличия вибрационных сигналов как по амплитуде, так и по временному расположению пиков огибающих. Для полученных выборок были определены безразмерные амплитудные дискриминанты [6]. При относительном изменении жесткости до 0,1 коэффициенты импульсности и фона изменяются на 7,5%, а при $\Delta K = 0,3$ – на 25% относительно их значений для неповрежденного вала, что демонстрирует эффективность вибрационной диагностики.

Заключение

Полученные результаты свидетельствуют о перспективности использования вибрационной диагностики повреждений валов роторов ГТД. Используемые в диагностических целях при обработке нестационарных вибрационных процессов коэффициенты фона и импульсности значительно чувствительнее к повреждению, чем модальные характеристики.

Литература

1. Шанявский А.А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Синергетика в инженерных приложениях: Монография. – Уфа, 2003. – 803 с.
2. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. – М.: Машиностроение, 1974. – 520 с.
3. Шульженко Н.Г. Метод определения спектра виброперемещений многоопорного ротора с поперечной трещиной // Проблемы машиностроения: Сб. научн. тр. – 1992. – Вып. 37. – С. 10-15.
4. Шульженко Н.Г., Овчарова Г.Б. Влияние излома упругой оси ротора с поперечной трещиной на его вибрационные характеристики // Проблемы прочности. – 1997. – № 4. – С. 92-99.
5. Sawicki J., Wu X., Baaklini G., Gyekenuesi A. Vibration-Based Crack Diagnosis in Rotating Shafts During Acceleration Through Resonance, Proceedings of SPIE. – Vol. 5046 (2003). – P. 1-10.
6. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

Поступила в редакцию 21.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.Р. Игнатович, Национальный авиационный университет, Киев.