

УДК 539.3:620.178

Л.Л. ЯЦКО<sup>1</sup>, Н.И. БУРАУ<sup>2</sup>, Ю.В. СОПИЛКА<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ОАО «НТК «Электронприлад», Украина

<sup>2</sup>Национальный технический университет Украины «КПИ», Украина

## ДИАГНОСТИКА ТРЕЩИНЫ ВАЛА ПО УРОВНЮ НЕЛИНЕЙНОСТИ ВИБРАЦИИ ПРИ СУБГАРМОНИЧЕСКИХ РЕЗОНАНСАХ

Рассматриваются возможности применения вибрационных методов для диагностики трещин валов роторов ГТД на нестационарных режимах эксплуатации. Поперечная трещина моделируется функцией «дыхания», изменение жесткости вала зависит от взаимной ориентации сечения с трещиной и областей растяжения-сжатия вала. Моделируется ускоренное вращение поврежденного вала. Для диагностики трещины предлагается использовать уровни нелинейности вибрации при субгармонических резонансах порядка  $1/2$  и  $1/3$ . Показано, что уровни нелинейности вибрации зависят от ориентации сечения с трещиной по отношению к областям растяжения-сжатия и ориентации несбалансированной массы.

**вибрационная диагностика, трещина вала, нестационарный режим, субгармонический резонанс**

### Введение

Как известно [1], надежность и ресурс систем и элементов газотурбинных двигателей (ГТД) в значительной степени определяются уровнем вибрационной напряженности двигателей. Постоянное усовершенствование двигателей сопровождается увеличением скоростей вращения, усложнением рабочих процессов и конструктивных схем ГТД, что приводит к усложнению характера вибрации и увеличению ее интенсивности. Таким образом, эксплуатация ГТД сопровождается колебаниями его отдельных агрегатов, систем, узлов и деталей, вследствие чего возникает множество так называемых вибрационных дефектов, которые непосредственно вызваны действием вибрационных нагрузок и, как правило, находят свое отображение в общем вибрационном состоянии двигателя.

В настоящее время непрерывно совершенствуются методы и средства оценки общего вибрационного состояния двигателя и определения технического состояния (ТС) его систем, узлов и элементов. Использование контроля вибрации ГТД позволяет выявить дефекты опор роторов, неуравновешенность роторов, дефекты насосов, повреждения зуб-

чатых передач, обрывы лопаток и т.п. эксплуатационные повреждения и дефекты, которые могут привести к отказу двигателя.

С точки зрения вибрационной диагностики повреждений роторного оборудования наиболее информативными составляющими в общем спектре вибраций ГТД являются роторные гармоники [1, 2]. При использовании роторных гармоник в качестве диагностических признаков дефектов или повреждений в основном анализируются их уровни на резонансных режимах и характеристики их изменения в соответствии с изменением частоты вращения ротора. Кроме этого, важным является выбор режима работы двигателя. В реальных условиях эксплуатации ГТД режимы работы не являются стационарными (установившимися), или являются таковыми в течении ограниченного времени с последующим изменением. При этом, современные используемые средства вибрационного контроля и методы диагностики на основе анализа роторной вибрации и обобщенных спектров вибрации позволяют определить лишь предаварийные ситуации роторных элементов и не обеспечивают раннюю диагностику повреждений, в том числе и таких опасных, как повреждения валов роторов. Такие повреждения до

критических размеров не приводят к существенному увеличению уровней вибраций, поэтому для их раннего обнаружения и прогнозирования необходимо использование новых подходов и методов анализа вибрационных процессов, сопровождающих функционирование ГТД на стационарных и нестационарных режимах эксплуатации.

## 1. Формулирование проблемы

Методы вибрационной диагностики, относящиеся к непрямым методам определения ТС контролируемого объекта, позволяют определить наличие повреждения, оценить его параметры и месторасположение по изменению вибрационных характеристик объекта, обусловленном возникновением в нем повреждения. Преимуществами методов являются возможность оценивать степень поврежденности всей конструкции в целом или ее элементов в результате одного цикла виброиспытаний, относительно невысокая стоимость, возможность проведения диагностики в процессе эксплуатации за относительно короткий промежуток времени, способность выявлять дефекты в скрытых и труднодоступных местах. Указанные качества делают вибрационные методы практически безальтернативными для диагностики начальных повреждений конструктивно и функционально сложных динамических объектов, работающих на стационарных и нестационарных режимах.

Не смотря на значительный научный и практический интерес к данным методам, остается не решенной задача анализа вибрационных сигналов и надежного выявления информативных составляющих колебаний при появлении повреждения. Как показали исследования в [3], намного более высокой чувствительностью к наличию трещин усталости, чем изменения собственных частот и форм колебаний, обладают нелинейных эффектов при колебаниях элементов конструкций с трещинами. Изменение жесткости на полупериодах деформирования вследствие наличия трещины приводит к тому, что колеба-

тельная система становится нелинейной и в ней возникают суб- и супергармонические резонансы.

Данная статья посвящена исследованиям нелинейных эффектов вибраций вала с поперечной трещиной при его нестационарном вращении (с ускорением).

## 2. Решение проблемы

### 2.1. Моделирование нестационарного вращения поврежденного вала

В работе [4] приведена упрощенная модель поврежденного вала и уравнения его вращения с ускорением с учетом гравитационных сил, влияния несбалансированной массы в неподвижной и вращающейся вместе с валом системах координат. Для получения более общих результатов, удобства моделирования и интерпретации результатов запишем уравнения динамики в подвижной системе координат для относительных координат  $\xi_0$  и  $\eta_0$  (относительно статического прогиба  $\eta_{ст}$ ) и безразмерного времени  $\tau = \omega_{кр} t$ , связанного со значением критической скорости вращения  $\omega_{кр}$ :

$$\begin{aligned} & \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_0'' \\ \eta_0'' \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} 2\zeta & -2R \\ 2R & 2\zeta \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_0' \\ \eta_0' \end{Bmatrix} + \\ & + \begin{pmatrix} 1 - f(\psi)\Delta K - R^2 & -2\zeta R - \lambda \\ 2\zeta R + \lambda & 1 - R^2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_0 \\ \eta_0 \end{Bmatrix} = \quad (1) \\ & = \begin{Bmatrix} \cos \Phi \\ -\sin \Phi \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} qR^2 \cos \beta + q\lambda \sin \beta \\ qR^2 \sin \beta - q\lambda \cos \beta \end{Bmatrix}. \end{aligned}$$

В уравнениях обозначены:  $\xi_0$  и  $\eta_0$  соответственно относительное виброперемещение по оси, связанной со срединной линией трещины, и по ортогональной ей;  $\zeta$  – относительный коэффициент демпфирования;  $f(\psi)$  – ступенчатая функция, учитывающая влияние трещины на жесткость в соответствии с ее угловым положением  $\psi$  относительно вектора вибрации;  $q$  – относительный дисбаланс;  $\beta$  – угол ориентации несбалансированной массы (эксцентриситет  $\epsilon$ ) по отношению к срединной линии трещины;  $\Phi$  – мгновенное значение углового положения вращающейся системы координат относительно неподвижной при ускоренном движении ва-

ла;  $\Delta K$  - относительное изменение жесткости вала в направлении  $\xi$ , вызванное наличием трещины;  $R$  - отношение мгновенного значения угловой скорости вращения ротора к частоте  $\omega_{кр}$ ;  $\lambda$  - отношение ускорения вращения к квадрату  $\omega_{кр}$ .

Преобразование координат в плоскости вращения неподвижной и вращающейся с ротором систем координат происходит в соответствии с выражением:

$$\begin{pmatrix} z \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \Phi & -\sin \Phi \\ \sin \Phi & \cos \Phi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \xi \\ \eta \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Расчет относительных виброперемещений

$$z_0 = z / \eta_{ст} \text{ и } \xi_0$$

в зависимости от отношения частот  $R$  для бездефектного вала и вала с трещиной проведен путем численного моделирования уравнений (1) с дальнейшим преобразованием (2) в среде MatLAB Simulink.

Для расчетов использованы следующие значения параметров модели (1):  $\Delta K=0,01; 0,05; 0,1$ ;  $\zeta=0,05$ ;  $q=0,01; 0,05$ ;  $\beta=0; 90; 135; 180$  (град);  $\psi=0; 30; 45; 90; 135; 180$  (град); параметр  $R$  изменялся от 0 до 1,6 с шагом  $\Delta R=0,001$ , что соответствует изменению относительного времени  $\tau$  от 0 до 1600 с шагом  $\Delta \tau=1$ . Значение  $R=1$  ( $\tau=1000$ ) соответствует переходу через критическую частоту вращения.

## 2.2. Анализ нестационарных вибрационных колебаний поврежденного вала

На рис. 1 приведены результаты, иллюстрирующие изменение вибрации  $z_0$  в зависимости от  $\tau$ , а на рис. 2 - результаты, иллюстрирующие изменение вибрации  $\xi_0$  для значений  $\psi = \beta = 0^0$ ;  $q = 0,05$ .

Как видно (рис. 1), появление и начальное развитие трещины приводит к повышению уровня основного резонанса при  $\tau=1000$ , а также к явному появлению нелинейных эффектов - на частоте вращения ротора, равной 1/2 значения критической частоты вращения ( $\tau=500$ ) появляется нелинейный резонанс, амплитуда которого при  $\Delta K=0,1$  составляет около 70% амплитуды основного резонанса.

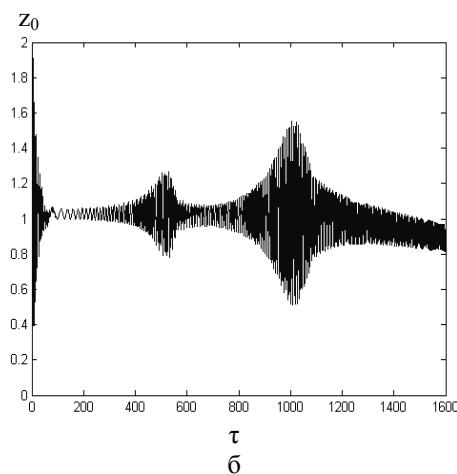
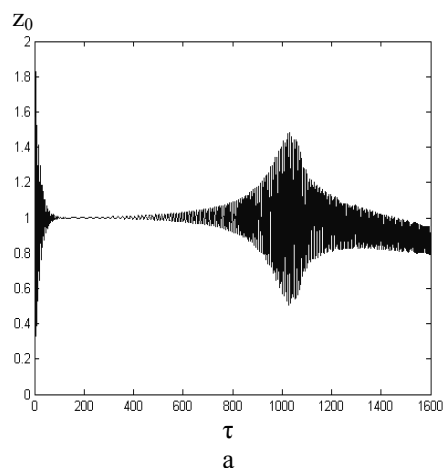


Рис. 1. Вибрация  $z_0$  при вращении вала с ускорением: а -  $\Delta K=0$ ; б -  $\Delta K=0,05$

Результаты, приведенные на рис. 2, показывают, что колебания с амплитудой  $\xi_0$  при ускорении ротора происходят с изменяющейся во времени частотой, появление и развитие повреждения приводят к возникновению нелинейного резонанса ( $\tau=500$ ), амплитуда которого при  $\Delta K=0,1$  практически совпадает с амплитудой основного резонанса.

На рис. 3 приведены графики зависимостей приведенных величин пиковых значений вибрации (по отношению к бездефектному состоянию) в окрестностях основного резонанса и нелинейного резонанса кратности 1/2 от относительного изменения жесткости вала при наличии трещины. Как видно, начальное повреждение вала ( $\Delta K=0,01, \dots, 0,1$ ) вызывает значительное увеличение (до 65%) пикового значения амплитуды вибрации в области нелинейного резонанса кратностью 1/2.

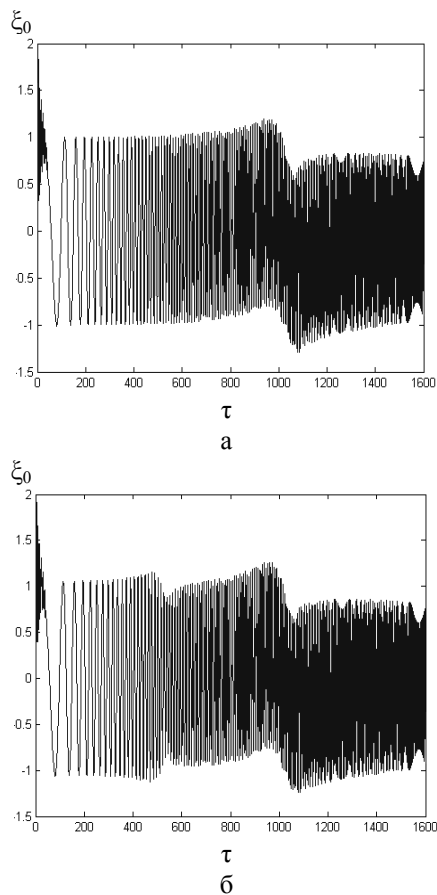


Рис. 2. Вибрация  $\xi_0$  при вращении вала с ускорением: а –  $\Delta K=0$ ; б –  $\Delta K=0,05$

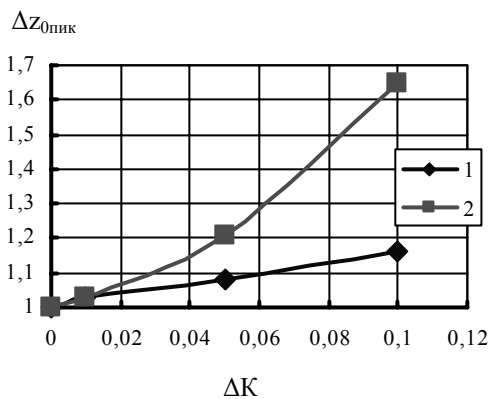


Рис. 3. Графики зависимостей  $\Delta z_{0\text{пик}}$  вала от  $\Delta K$  для основного резонанса (1) и нелинейного резонанса кратностью 1/2 (2)

Наличие и развитие трещины может привести к возникновению нелинейных резонансов и других порядков. Так, при расположении трещины с противоположной стороны вала (угол расположения трещины по отношению к вектору вибрации  $\psi=180^\circ$ ) и при расположении несбалансированной массы по

отношению к трещине под углом  $\beta=135^\circ$  (под углом  $45^\circ$  по отношению к вектору вибрации), кроме резонанса кратностью 1/2 наиболее выраженным является резонанс кратностью 1/3 при  $\tau=333$  (рис. 4).

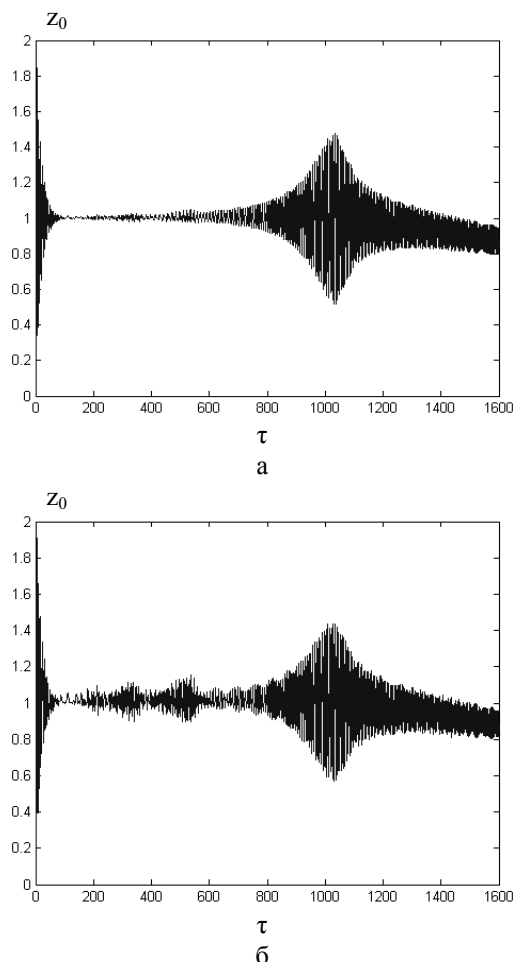


Рис. 4. Вибрация  $z_0$  при вращении вала с ускорением при  $\psi=180^\circ$ ,  $\beta=135^\circ$ : а –  $\Delta K=0,01$ ; б –  $\Delta K=0,05$

При этом увеличение пиковых значений амплитуды нелинейных резонансов до 30% сопровождается уменьшением пикового значения амплитуды основного резонанса в пределах до 6% в рассмотренном интервале значений параметра  $\Delta K$  (рис. 5).

Угол  $\psi$  оказывает наиболее существенное влияние на характер вибрации при вращении ротора с ускорением.

Меньшее влияние оказывает угол, под которым расположена несбалансированная масса  $\beta$ .

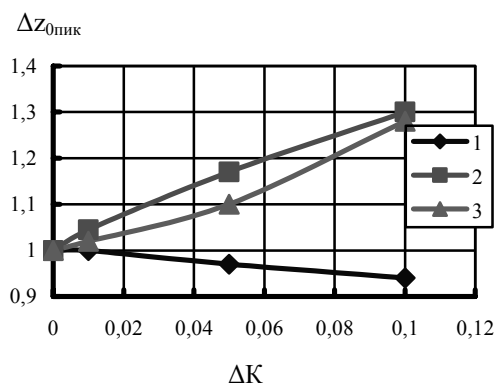


Рис. 5. Графики зависимостей  $\Delta z_{0\text{пик}}$  вала от  $\Delta K$  для основного резонанса (1), нелинейного резонанса кратностью 1/2 (2) и нелинейного резонанса кратностью 1/3 (3)

Например, при  $\psi = 90^\circ$  срединная линия трещины ортогональна к вектору вибрации, трещина представляет собой разрез, часть которого находится в области растяжения, а часть – в области сжатия. В большей степени на раскрытие трещина работает при  $\psi = 30^\circ$  и  $\psi = 45^\circ$ . Особенности вибрации (колебания типа биений) при ориентации  $\psi = 45^\circ$  повреждения с параметром  $\Delta K = 0,1$  показаны на рис. 6.

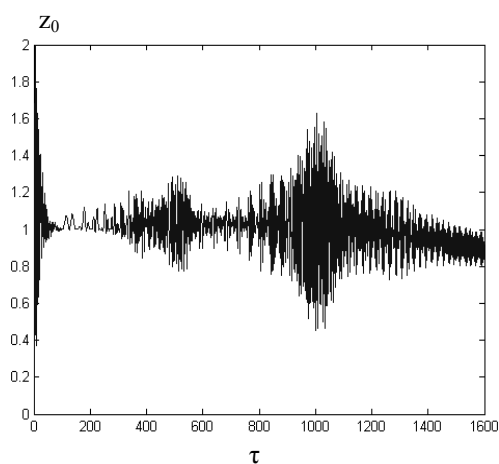


Рис. 6. Вибрация  $z_0$  при вращении с ускорением поврежденного вала ( $\Delta K = 0,1$ ) при  $\beta = 0^\circ$  и  $\psi = 45^\circ$

Уменьшение относительного дисбаланса в 5 раз примерно в 1,3 уменьшает пиковое значение амплитуды вибрации в области основного резонанса для бездефектного вала. При этом повышается чувствительность нелинейного резонанса кратностью 1/2 к

появлению трещины. Уже при  $\Delta K = 0,01$  амплитуда нелинейного резонанса составляет половину амплитуды основного резонанса.

## Заключение

Повреждение вала приводит к появлению нелинейных нестационарных вибрационных колебаний вала при его вращении с ускорением. Особенностью их является наличие нелинейных эффектов, а именно нелинейных резонансов при отношении частот 1/2, 1/3 и т.п. Чувствительность нелинейных эффектов к наличию трещины во много раз превосходит чувствительность собственных частот и форм колебаний. Поэтому их использование является эффективным для диагностики начальных трещин вала в процессе функционирования ГТД.

## Литература

1. Дорошко С.М. Контроль и диагностирование технического состояния газотурбинных двигателей по вибрационным параметрам. – М.: Транспорт, 1984. – 128 с.
2. Карасев В.А., Ройтман А.Б. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы. – М.: Машиностроение, 1986. – 192 с.
3. Бовсуновский А.П., Матвеев В.В. Вибрационные характеристики усталостного повреждения стержневых элементов конструкций // Проблемы прочности. – 2002. – № 1. – С. 52-70.
4. Бурау Н.И., Яцко Л.Л., Сопилка Ю.В., Бакалор Т.О. Влияние поперечной трещины ротора на его модальные и вибрационные характеристики // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 8/44. – С. 124-128.

Поступила в редакцию 22.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.А. Дмитриев, Национальный авиационный университет, Киев.