

# НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

УДК 629.7.036:539.4

## **Влияние параметров локального поверхностного повреждения на собственные частоты колебаний конструктивных элементов\***

**А. П. Зиньковский, И. Г. Токарь, В. А. Круц**

Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

*Изложены результаты расчетно-экспериментальных исследований по оценке влияния параметров локального поверхностного повреждения на собственные частоты колебаний стержневой модели и натурной рабочей лопатки компрессора. Установлены закономерности изменения частоты их первой изгибной формы колебаний от глубины и ширины прямоугольного паза, моделирующего повреждение, и его местоположения по длине объекта исследования.*

**Ключевые слова:** лопатка, стержень, повреждение, собственная частота колебаний.

**Введение и постановка задачи.** В процессе эксплуатации газотурбинного двигателя при воздействии газовой среды и возможного попадания в его проточную часть посторонних предметов на пере рабочих лопаток возникают такие локальные повреждения, как коррозионные и эрозионные язвы, прогары, разнотолщинность лопаток в зоне входной и выходной кромок и др. [1, 2], что изменяет распределение геометрических и массовых параметров пера. Указанные повреждения можно рассматривать как концентраторы локальных напряжений, влияющие на сопротивление усталости профильной части лопаток [3–6]. Они представляют вид открытой краевой трещины и в общем случае обуславливают изменение упругоинерционных свойств лопаток, а следовательно, и спектр их собственных частот колебаний. Особенно опасны с точки зрения надежного функционирования турбомшины – ее резонансные режимы эксплуатации. Поэтому уже на стадии проектирования применяют различные способы отстройки или минимизации возможности возникновения таких режимов. Для решения данной задачи, как известно, обязательным условием является знание спектра собственных частот колебаний наиболее напряженных элементов и узлов, в первую очередь лопаточного аппарата рабочих колес, с учетом влияния характерных для них конструктивно-технологических и эксплуатационных факторов.

Анализ известных из литературных источников результатов исследований колебаний механических систем показывает, что они недостаточно раскрывают закономерности влияния параметров повреждений на формирование спектра их собственных частот колебаний. В частности, из приведенных в [7–12] данных следует, что при решении этой задачи не принимается во внимание изменение инерционных свойств объектов исследования.

Целью данной работы является проведение расчетно-экспериментальных исследований по оценке влияния параметров локального поверхностного повреждения на спектр собственных частот первой изгибной формы колебаний как стержня постоянного поперечного сечения, так и натурной рабочей лопатки компрессора.

\* Доклад на 5-й международной научно-технической конференции “Проблемы динамики и прочности в турбомашиностроении” (Турбо-2014) (27–30 мая 2014 г., Киев).

**Объекты и основные положения методики расчетно-экспериментальных исследований.** В качестве объектов исследования были выбраны образцы в виде консольного стержня длиной  $L = 175$  мм постоянного поперечного сечения  $h \times b = 8 \times 15$  мм (рис. 1,а), а также натурные рабочие лопатки осевого компрессора авиационного газотурбинного двигателя (рис. 1,б).

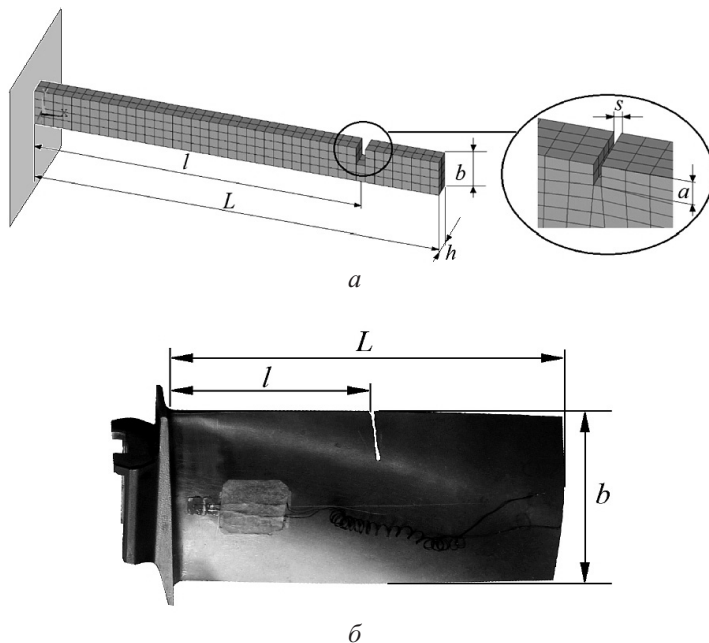


Рис. 1. Консольный стержень постоянного поперечного сечения (а) и натурная рабочая лопатка компрессора с элементом диска (б).

Образцы изготовляли из алюминиевого сплава Д16 в состоянии поставки, модуль упругости которого  $E = 0,71 \cdot 10^5$  МПа, плотность  $\rho = 2,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup> [13].

Лопатки длиной по входной кромке  $L = 115$  мм и хордой  $b = 51$  мм изготовляли по серийной заводской технологии из титанового сплава ВТ3-1, модуль упругости которого  $E = 1,15 \cdot 10^5$  МПа, плотность  $\rho = 4,5 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup> [13]. Лопатка хвостовиком типа “ласточкин хвост” устанавливалась в соответствующий элемент диска, посредством которого осуществлялось ее крепление на столе электродинамического вибратора.

Локальное эксплуатационное повреждение моделировалось пазом шириной  $s$  и глубиной  $a$ , который наносился поперек образца и лопатки на расстоянии  $l$  от их корневого сечения (рис. 1).

Испытания образцов проводились на установке [14] при консольном их креплении и возбуждении колебаний электродинамическим вибратором. С помощью тензорезисторов (база 3 мм, сопротивление 200 Ом), препарированных в идентичных местах вблизи корневого сечения каждого из образцов, регистрировались амплитуда и частота их колебаний.

Для оценки характера деформирования образца со стороны, противоположной пазу, препарировали тензорезисторы, по сигналу которых оценивался уровень амплитуды деформации в зоне повреждения. Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что уровень напряжений в корневом сечении стержней не превышает 125 МПа, а в зоне расположения паза при максимальной его глубине – 80 МПа, тогда

как предел пропорциональности для выбранного материала образца равен 290 МПа [13], что свидетельствует об упругом деформировании стержней при их колебаниях.

Вычислительные эксперименты выполнялись с использованием разработанной 3D модели образца, общий вид которого с нанесенной конечноэлементной сеткой на основе 8-узловых конечных элементов приведен на рис. 1,а.

**Обсуждение результатов численного и физического экспериментов.** В соответствии с постановкой задачи первоначально был проведен комплекс вычислительных экспериментов по определению влияния параметров рассматриваемого повреждения в таком диапазоне их значений: относительная глубина паза  $\bar{a} = a/b = 0,066 \dots 0,8$ ; относительное положение по длине объекта исследования  $\bar{l} = l/L = 0,028 \dots 0,97$ ; ширина  $s = 1, 2$  и 3 мм.

Расчеты проводились в предположении колебаний стержня как в плоскости максимальной, так и минимальной жесткости.

Результаты выполненных вычислительных экспериментов для случая колебаний стержня в плоскости максимальной жесткости для двух значений относительной глубины  $\bar{a}$  приведены на рис. 2 в виде зависимости изменения собственной частоты первой изгибной формы колебаний  $\Delta f = (f - f_0)/f_0$  от относительного положения паза  $\bar{l}$  при различных значениях его ширины  $s$ , где  $f$  и  $f_0$  – собственные частоты колебаний поврежденного и неповрежденного стержней соответственно.

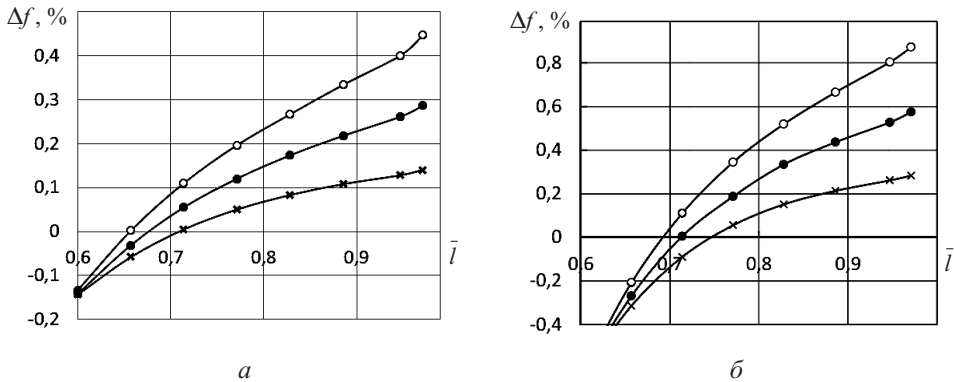


Рис. 2. Зависимость изменения собственной частоты колебаний образца в плоскости максимальной жесткости от относительного положения паза различной ширины  $s$ : а –  $\bar{a} = 0,133$ ; б –  $\bar{a} = 0,266$ . (Здесь и на рис. 3, 4:  $\times$  –  $s = 1$  мм;  $\bullet$  –  $s = 2$  мм;  $\circ$  –  $s = 3$  мм.)

Аналогичные зависимости получены также в случае колебаний стержней в плоскости минимальной жесткости.

Следует отметить, что значения  $\Delta f < 0$  приведены ограничено – по абсолютной величине они соответствуют известному феномену о различии частот поврежденного и неповрежденного стержней.

Анализ представленных на рис. 2 результатов показывает следующее:

независимо от глубины паза при данном его положении по длине стержня с увеличением ширины  $s$  наблюдается рост изменения  $\Delta f$  собственной частоты колебаний поврежденного стержня по сравнению с таковым неповрежденного, которое более существенно при удалении паза от корневого сечения;

с увеличением глубины паза  $a$  при постоянстве двух других его параметров  $l$  и  $s$  отмечается также увеличение изменения  $\Delta f$  собственной частоты колебаний стержня;

при определенном соотношении глубины и ширины паза имеет место состояние, когда  $f = f_0$ , т.е.  $\Delta f = 0$ . Назовем такое состояние точкой перехода, которой соответствует положение паза  $l_{п}$ .

С точки зрения диагностики наличия рассматриваемого повреждения практический интерес представляет влияние его параметров на положение точки перехода. С этой целью были получены зависимости ее относительного положения  $\bar{l}_\Pi = l_\Pi / L$  от относительной глубины  $\bar{a}$  паза для выбранных значений его ширины, которые приведены на рис. 3 для случая колебаний стержня в плоскостях максимальной и минимальной жесткости. Как видно, при одной и той же глубине паза с увеличением его ширины точка перехода располагается ближе к заделке стержня независимо от того, в какой из рассматриваемых плоскостей жесткости он колеблется.

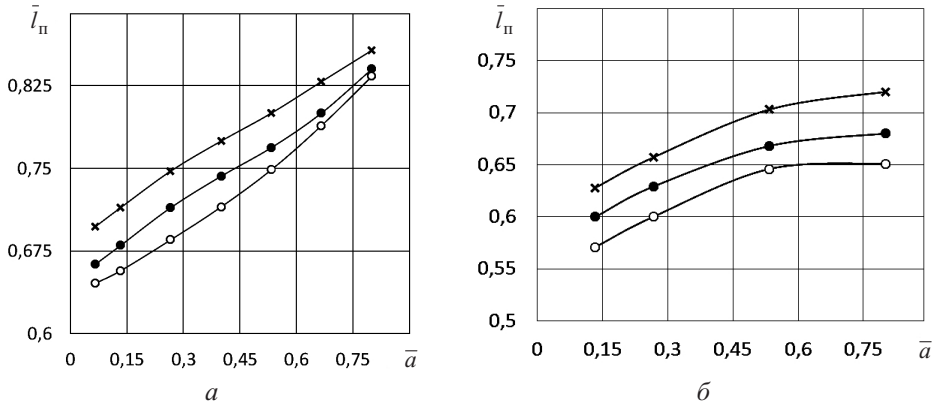


Рис. 3. Зависимость относительного положения точки перехода от относительной глубины паза шириной  $s$  для случая колебаний стержня в плоскостях максимальной (а) и минимальной (б) жесткости.

Установлено, что при положении паза  $l > l_\Pi$  собственная частота колебаний поврежденного стержня больше таковой неповрежденного. Для подтверждения этого вывода были получены зависимости изменения собственной частоты колебаний стержня от глубины паза при  $\bar{l} = 0,97$  (рис. 4). Их анализ показывает, что независимо от ширины паза с увеличением его глубины имеет место монотонный, близкий к линейному, рост значений изменения  $\Delta f$  собственной частоты колебаний стержня. Это объясняется тем, что с увеличением ширины паза при данном его положении наблюдается более интенсивное уменьшение массы стержня по сравнению с его жесткостью, что и обуславливает повышение собственной частоты колебаний поврежденного стержня по сравнению с неповрежденным.

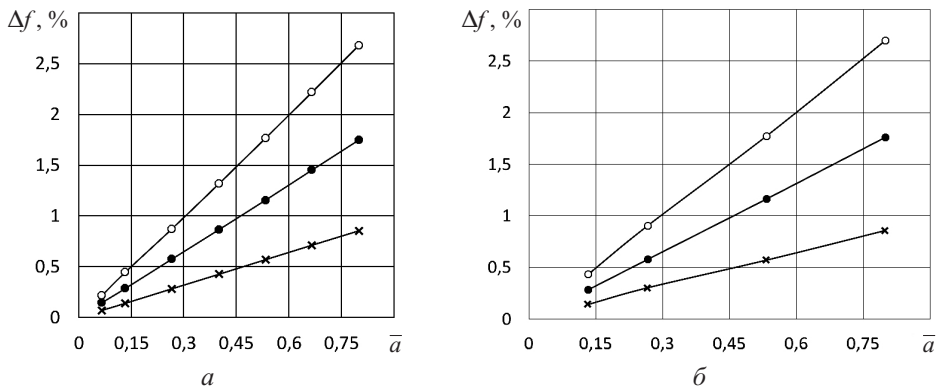


Рис. 4. Зависимость изменения собственной частоты колебаний стержня в плоскостях максимальной (а) и минимальной (б) жесткости от относительной глубины паза шириной  $s$  при  $\bar{l} = 0,97$ .

С целью установления достоверности результатов расчетов проводилось их сравнение с данными экспериментальных исследований. Так, на рис. 5 и 6 приведены расчетные и экспериментальные зависимости изменения  $\Delta f$  собственной частоты колебаний стержня при  $\bar{l} = 0,97$  и относительного положения точки перехода  $\bar{l}_n$  от относительной глубины  $\bar{a}$  паза шириной  $s = 1$  мм для случая колебаний стержня в плоскости максимальной жесткости соответственно. Как видно, имеет место удовлетворительное согласование результатов, что свидетельствует о достоверности разработанной конечноэлементной модели.

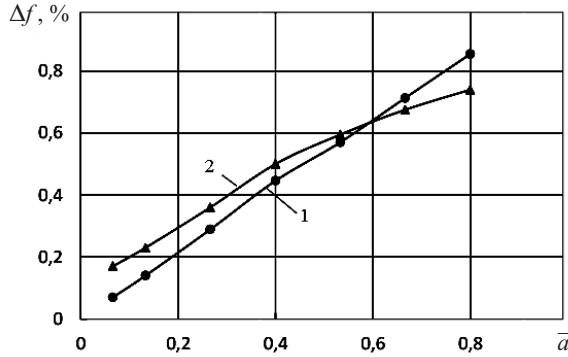


Рис. 5. Расчетная (1) и экспериментальная (2) зависимость значений изменения собственной частоты колебаний стержня в плоскости максимальной жесткости от относительной глубины паза шириной  $s = 1$  мм при  $\bar{l} = 0,97$ .

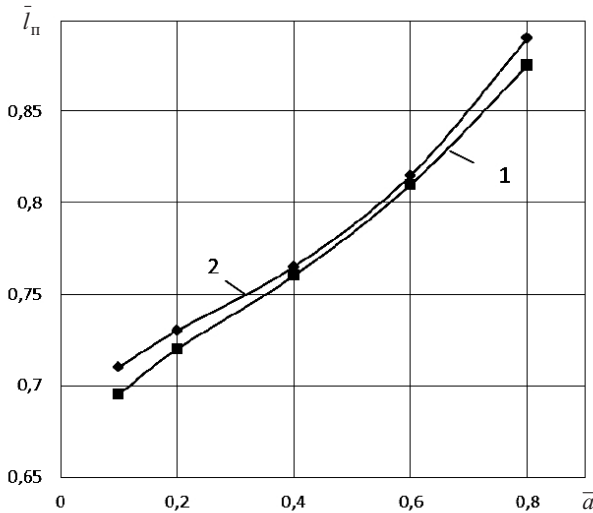


Рис. 6. Расчетная (1) и экспериментальная (2) зависимость относительного положения точки перехода при колебаниях стержня в плоскости максимальной жесткости от относительной глубины паза шириной  $s = 1$  мм.

Учитывая практическую значимость диагностики повреждений реальных конструктивных элементов, были проведены экспериментальные исследования по определению влияния параметров паза на первую собственную частоту колебаний в плоскости минимальной жесткости натурной компрессорной лопатки (рис. 1,б).

Паз шириной  $s = 1$  мм и относительной глубиной  $\bar{a} = 0 \dots 0,265$  наносился на входную кромку пера на относительном расстоянии  $\bar{l}$  от корневого сечения, равном 0,5 и 0,96. По результатам выполненных экспериментов для выбранных параметров

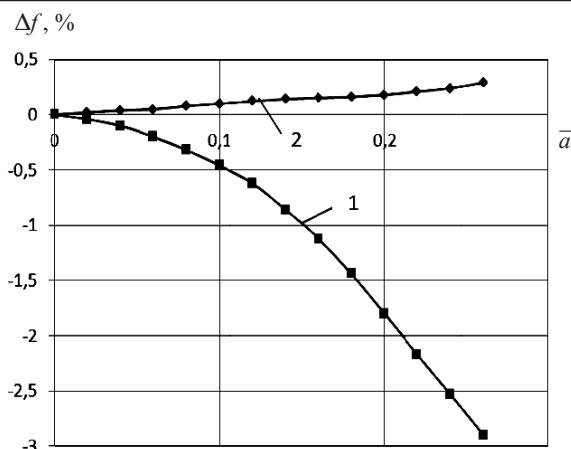


Рис. 7. Экспериментальные зависимости изменения собственной частоты первой изгибной формы колебаний лопатки в плоскости минимальной жесткости от относительной глубины паза шириной 1 мм, нанесенного на входную кромку ее пера в положении  $\bar{l} = 0,5$  (1) и 0,96 (2) от корневого сечения.

повреждения были получены зависимости  $\Delta f$  от относительной глубины паза  $\bar{a}$ , которые для первой изгибной формы собственной частоты колебаний лопатки приведены на рис. 7. Видно, что при  $\bar{l} = 0,5$  происходит уменьшение изменения первой собственной частоты колебаний с ростом глубины паза, при  $\bar{l} = 0,96$  – его увеличение, т.е. наблюдается явление, аналогичное установленному на основании исследований колебаний стержневых образцов.

## Выводы

1. Однозначно установлено, что в зависимости от положения, глубины и ширины паза, моделирующих повреждение и оказывающих определяющее влияние на упругие и инерционные характеристики стержня, наблюдается изменение его спектра собственных частот колебаний, что проявляется в следующем:

если паз расположен вблизи корневого сечения, то, независимо от его глубины и ширины, собственные частоты колебаний поврежденного стержня уменьшаются по сравнению с таковыми неповрежденного. Такое изменение тем значительнее, чем больше глубина и ширина паза;

по мере удаления паза от корневого сечения при одних и тех же значениях его глубины и ширины собственная частота колебаний поврежденного стержня возрастает, оставаясь до определенного положения меньше таковой неповрежденного. Это обусловлено снижением влияния паза на уменьшение жесткости стержня;

при определенном положении паза для заданных его глубины и ширины собственные частоты колебаний поврежденного и неповрежденного стержней становятся равными. Это свидетельствует о том, что повреждение одинаково влияет на изменение упругих и инерционных свойств стержня. Такое явление имеет место тем ближе к корневному сечению стержня, чем меньше глубина и больше ширина паза;

с дальнейшим удалением паза от свободного конца стержня его собственная частота колебаний становится несколько больше, чем неповрежденного, поскольку в этом случае она более чувствительна к изменению инерционных свойств вследствие наличия повреждения.

2. Результаты выполненных расчетов хорошо согласуются с данными экспериментальных исследований стержней.

3. Установленные закономерности следует учитывать при разработке методов диагностики технического состояния рабочих лопаток турбомашин.

## Резюме

Викладено результати розрахунково-експериментальних досліджень із визначення впливу параметрів пошкодження типу забоїни на власні частоти коливань стрижневої моделі та натурної робочої лопатки компресора. Встановлено закономірності зміни частоти їх першої згинальної форми коливань від глибини та ширини прямокутного паза, що моделює забоїну, і його місцеположення по довжині об'єкта дослідження.

1. Карпинос Б. С., Коровин А. В., Лобуныко А. П., Ведищева М. Ю. Эксплуатационные повреждения турбореактивных двухконтурных авиационных двигателей с форсажной камерой сгорания // Вестн. двигателестроения. – 2014. – № 1. – С. 18–24.
2. Карасьов О. Г., Лобуныко О. П. Особливості експлуатаційної пошкодженості лопаток турбін авіаційних двигунів військового призначення // Вісн. Київ. нац. ун-ту ім. Т. Г. Шевченка. Сер. Військово-спеціальні науки. – 2003. – Ювіл. вип. – С. 95–100.
3. Kim Hyojin. Crack evaluation of the fourth stage blade in a low-pressure steam turbine // Eng. Fail. Anal. – 2011. – 18. – P. 907–913.
4. Qu S., Fu C. M., Dong C., et al. Failure analysis of the 1st stage blades in gas turbine engine // Ibid. – 2013. – 32. – P. 292–303.
5. Witek L. Experimental crack propagation and failure analysis of the first stage compressor blade subjected to vibration // Ibid. – 2009. – 16. – P. 2163–2170.
6. Воробьев Ю. С., Романенко В. Н., Тишковец Е. В., Стороженко М. А. Колебания турбинных лопаток с повреждениями // Вибрации в технике и технологиях. – 2004. – № 5 (37). – С. 47–51.
7. Борискин О. Ф., Персиянов В. В. Моделирование дефектных состояний конструкций. Сообщ. 1 // Пробл. прочности. – 1994. – № 1. – С. 100–105.
8. Шевелев Н. А., Домбровский И. В. Численное исследование динамических характеристик элементов конструкций с дефектами формы // Вестн. Перм. гос. техн. ун-та. Сер. Механика. – 2009. – № 1. – С. 160–163.
9. Марценюк Е. В., Гаркуша А. И., Чигрин В. С. Влияние дефекта типа “забоина” на частотные характеристики рабочих лопаток компрессора // Авиаци.-косм. техника и технология. – 2011. – № 8 (85). – С. 61–65.
10. Barad Kaushar H., Sharma D. S., and Vyas Vishal. Crack detection in cantilever beam by frequency based method // Proc. Eng. – 2013. – 51. – P. 770–775.
11. Wei Dong, Liu Yinghua, and Xiang Zhihai. An analytical method for free vibration analysis of functionally graded beams with edge cracks // J. Sound Vibr. – 2012. – 331. – P. 1686–1700.
12. Aydin Kamil. Free vibration of functionally graded beams with arbitrary number of surface cracks // Eur. J. Mech. – A/Solids. – 2013. – 42. – P. 112–124.
13. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наук. думка, 1975. – 704 с.
14. Токарь И. Г., Зиньковский А. П. Исследование влияния повреждений однотипных элементов на колебания регулярных систем // Пробл. прочности. – 2006. – № 2. – С. 39–46.

Поступила 12. 01. 2015