

## **Исследование влияния повреждений однотипных элементов на колебания регулярных систем**

**И. Г. Токарь, А. П. Зиньковский**

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

*Изложены результаты экспериментального исследования влияния эксплуатационного повреждения однотипных элементов на колебания регулярных систем на примере испытаний образца камертонного типа. Установлено, что эксплуатационная частотная расстройка однотипных элементов влияет на формирование колебаний регулярных систем аналогично их технологической расстройке.*

**Ключевые слова:** повреждение, однотипный элемент, регулярная система, образец камертонного типа, расстройка частот.

**Постановка задачи.** Известно, что системы, функционально проектируемые как регулярные, в силу различных конструктивно-технологических и эксплуатационных факторов имеют неизбежные отклонения от идентичности и периодичности расположения их однотипных элементов (подсистем). Например, для рабочих колес турбомашин (типичный пример таких систем) это проявляется в том, что упругие, инерционные, диссипативные и аэродинамические характеристики лопаток разные. На основании многочисленных результатов теоретических и экспериментальных исследований установлено, что расстройка частот лопаток в пределах существующих технологических допусков на изготовление (технологическая расстройка) служит причиной возникновения значительного разброса в уровне вибронапряженности лопаток. Однако при эксплуатации турбомашин возможны повреждения лопаток типа забоин вследствие попадания посторонних предметов, трещин усталости и др., что фактически является эксплуатационным нарушением регулярности рабочих колес (эксплуатационная расстройка).

Анализ результатов известных исследований показал, что при изучении влияния повреждений типа трещин усталости на формирование закономерностей колебаний механических систем использовались в основном одиночные (изолированные) конструктивные элементы, например балки, стержни, валы, лопатки, пластины [1, 2]. Установлено, что такие повреждения приводят к изменению частот их колебаний [2] и диссипативных характеристик [3]. При этом практически отсутствуют данные по исследованию влияния повреждений однотипных элементов на колебания регулярных систем. Авторам известна одна работа [4], в которой приведены результаты численного исследования влияния параметров трещины лопатки на колебания венца.

Цель настоящей работы заключалась в экспериментальном исследовании влияния повреждений типа трещин усталости на вибрационные характеристики (частота и амплитуда колебаний) регулярной системы.

**Объект и методика испытаний.** В качестве объекта исследования использовали образец камертонного типа с призматическими стержнями, изготовленный из алюминиевого сплава Д16 в состоянии поставки, конструктивная схема которого представлена на рис. 1. Такой образец является физической моделью регулярной системы, состоящей из двух однотипных элементов. В конструктивном отношении он аналогичен рассмотренному ранее [5] для изучения влияния технологической расстройки частот подсистем на колебания регулярной системы, что позволяет сопоставлять получаемые экспериментальные данные.

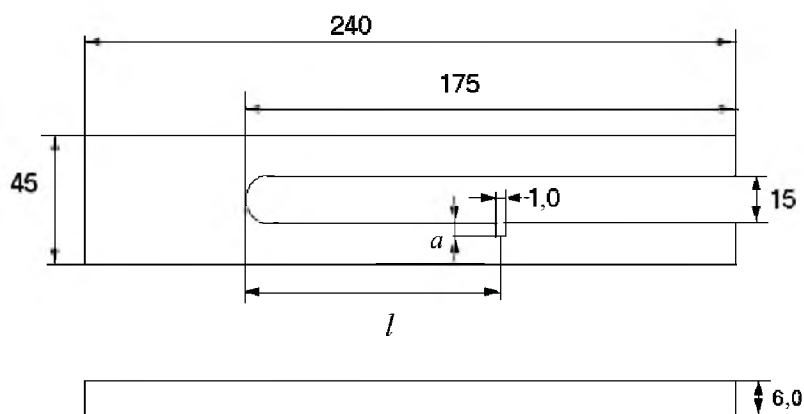


Рис. 1. Конструктивная схема образца камертонного типа (размеры даны в мм).

Повреждение одного из стержней образца моделировали пазом шириной 1 мм и глубиной  $a$ , который наносили поперек его рабочей части на расстоянии  $l$  от корневого сечения. Далее неповрежденный стержень будем обозначать  $j = 1$ , а поврежденный –  $j = 2$ .

Образец камертонного типа испытывали на установке (рис. 2), которая является частью созданного в Институте проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины экспериментального комплекса КД-4М для исследования вибронапряженности элементов конструкций в поле центробежных сил [6, 7]. Электродинамическая система установки, которая включает генератор синусоидальных сигналов, усилитель мощности и электродинамический вибратор (ЭДВ), позволяет осуществлять кинематическое (синфазное) возбуждение колебаний образца. Для этого на подвижной платформе вибратора устанавливали специальный зажим, в окне которого крепили образец. Система измерений состояла из тензорезисторов, пьезоэлектрического виброизмерительного преобразователя (акселерометра) и соответствующего им оборудования для регистрации и обработки сигналов.

Тензорезисторы с базой 3 мм и сопротивлением 200 Ом препарировали в идентичных местах корневого сечения каждого из стержней. По сигналу тензорезисторов регистрировали амплитуду и частоту деформаций последних. Поврежденный стержень также препарировали тензорезистором со стороны, противоположной пазу, по сигналу которого оценивали уровень амплитуды деформации в зоне повреждения.

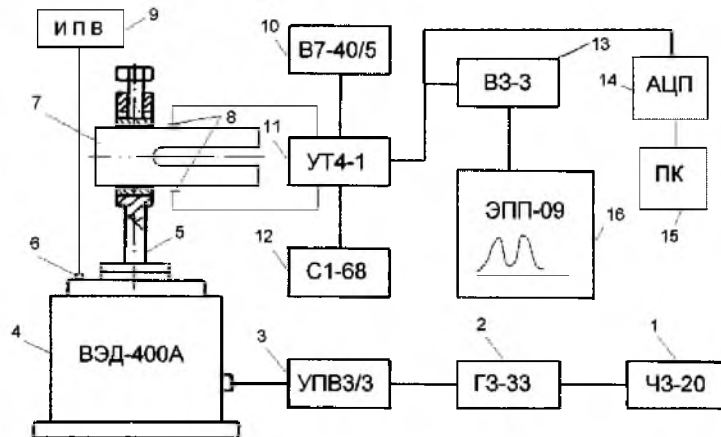


Рис. 2. Блок-схема экспериментальной установки: 1 – частотомер; 2 – генератор сигналов; 3 – усилитель вибратора; 4 – вибратор; 5 – зажим; 6 – акселерометр; 7 – образец; 8 – тензорезисторы; 9 – измеритель параметров вибрации; 10 – цифровой вольтметр; 11 – тензоусилитель; 12 – осциллограф; 13 – вольтметр; 14 – аналогово-цифровой преобразователь; 15 – персональный компьютер; 16 – самописец.

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что в корневых сечениях уровень напряжений достигал 12,5 МПа, в зоне повреждения стержня при максимальной глубине паза он не превышал 30 МПа, в то время как предел пропорциональности для образца из алюминиевого сплава Д16 составлял 290 МПа [8]. Это свидетельствует об упругом деформировании стержней при их колебаниях.

Испытания образца проводили при колебаниях стержней по первой изгибной форме в плоскости их максимальной жесткости при варьировании глубины паза  $a$ . Учитывая постановку задачи, вначале определяли характеристики колебаний образца при отсутствии повреждения стержня. В этом случае образец представляет собой регулярную или настроенную систему. Критерием обеспечения ее настройки является равенство резонансных частот колебаний  $f_1 = f_2$  стержней в изолированном состоянии при постоянном уровне возбуждения колебаний, контролируемом с помощью акселерометра и измерителя параметров вибрации. Указанные частоты колебаний каждого из стержней определяли при испытаниях образца с прикрепленным дополнительным грузом на конце одного из стержней, обеспечивающим несвязанный характер их колебаний.

Для установления закономерностей влияния параметров повреждения стержня на колебания системы экспериментальные исследования проводили при изменении глубины паза от 0 до 8,3 мм, что соответствует изменению ее относительной величины  $\bar{a} = a/h$  от 0 до 0,55, где  $h$  – высота поперечного сечения стержня. Глубину паза измеряли индикатором часового типа ИЧ-10, который крепился в специальном приспособлении.

Плавность изменения расстройки частот стержней при варьировании глубины паза в процессе испытаний обеспечивалась его расположением по длине стержня. В данном случае, используя полученные в [2] аналитические зависимости, определено наиболее приемлемое место расположения паза как модели открытой трещины усталости, а именно: посередине стержня.

**Результаты испытаний.** Как известно, первым этапом в изучении колебаний любой механической системы является определение ее частот колебаний. В соответствии с постановкой задачи рассмотрим вопрос о влиянии параметров повреждения стержня на частотные характеристики исследуемой системы.

В настроенном состоянии системы при ее кинематическом возбуждении возможны только синфазные колебания стержней, резонансную частоту которых обозначим через  $f_0$ , а соответствующую ей амплитуду колебаний –  $A_0$ . Известно, что при выбранном возбуждении частота синфазных колебаний настроенной системы равна собственной частоте колебаний изолированных стержней ( $f_0 = f_1 = f_2$ ). Значения указанных характеристик колебаний настроенной системы при постоянном уровне кинематического возбуждения принимаем за базовые. В дальнейшем эти характеристики сравнивались с соответствующими характеристиками колебаний системы с повреждением.

Поскольку повреждение стержней обуславливает расстройку их частот, то, несмотря на синфазное действие вынуждающих сил, должны возбуждаться две формы колебаний системы, которые, как показано в [9], близки к синфазной и антифазной. Это подтверждается также результатами проведенных испытаний, так как уже при весьма малой относительной глубине паза ( $\bar{a} = 0,007 \dots 0,015$ ) с помощью аппаратурных средств регистрировалось возбуждение указанных форм колебаний, которым соответствуют различные собственные частоты. Далее формы колебаний исследуемой системы с повреждением будем называть синфазной и антифазной.

Приведенные на рис. 3 результаты иллюстрируют изменение отношения собственных частот колебаний  $f_2/f_0$  стержней и относительных частот  $f_c/f_0$  и  $f_a/f_0$  возбуждаемых форм колебаний образца в зависимости от относительной глубины паза  $\bar{a}$ . Как видно, зависимость отношения собственных частот колебаний стержней  $f_2/f_0$ , которая в данном случае описывает изменение собственной частоты поврежденного стержня, поскольку  $f_1 = f_0$ , свидетельствует о наличии эксплуатационной расстройке частот стержней вследствие повреждения. Кроме того, указанная зависимость характеризуется плавностью и непрерывностью, что подтверждает правильность выбора места расположения повреждения. Что же касается частот возбуждаемых форм колебаний, то характер их изменения зависит от величины глубины паза образца. Так, при  $\bar{a} < 0,27$  относительная частота  $f_c/f_0$  синфазной формы колебаний системы по сравнению с отношением частот  $f_2/f_0$  изолированных стержней уменьшается более интенсивно. Однако с увеличением глубины паза значения указанных отношений частот колебаний сближаются и при  $\bar{a} > 0,47$  практически совпадают. Из зависимости относительной частоты антифазной формы колебаний образца от глубины паза следует, что при  $\bar{a} < 0,07$  наблюдается резкий рост  $f_a/f_0$  до максимального значения с последующим плавным снижением до  $f_a/f_0 = 1$ .

Результаты определения частотных характеристик исследуемой колебательной системы хорошо согласуются с теоретическими положениями о колебаниях связанных маятников [10]. Поскольку испытания проводили при неизменной жесткости упругой связи стержней, определяемой захватом

образца, то их связанность зависит только от параметра повреждения, в данном случае от глубины паза. Поэтому с ее увеличением связанность стержней уменьшается, а собственные частоты колебаний системы асимптотически приближаются к частотам соответствующих стержней. Например, в этом случае частота синфазной формы колебаний приближается к частоте поврежденного стержня, а антифазной – к частоте неповрежденного. Это наглядно иллюстрируют зависимости расстройки частот стержней  $\Delta f_{ст} = |f_1 - f_2|/f_0$  и возбуждаемых форм колебаний системы  $\Delta f_{ac} = |f_a - f_c|/f_0$  от относительной глубины паза (рис. 4). Как видно, с увеличением глубины паза значения указанных частотных характеристик сближаются, что подтверждает сделанный на основе результатов вычислительных экспериментов [5] вывод: при слабой связанности подсистем расстройка их частот имеет один порядок с расстройкой частот возбуждаемых форм колебаний системы.

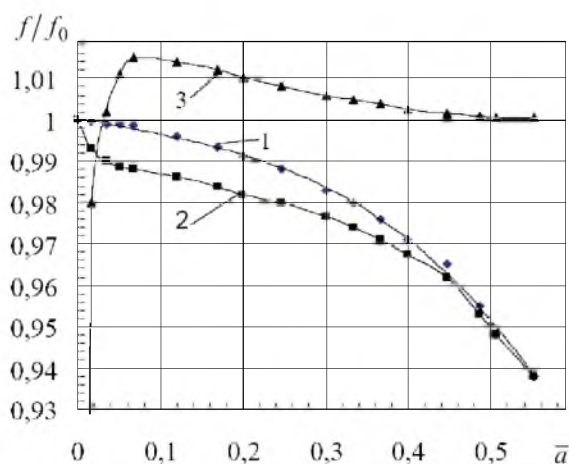


Рис. 3. Зависимости изменения отношения собственных частот колебаний  $f_2/f_0$  стержней (1) и относительных частот  $f_c/f_0$  (2) и  $f_a/f_0$  (3) возбуждаемых форм колебаний образца от относительной глубины паза.

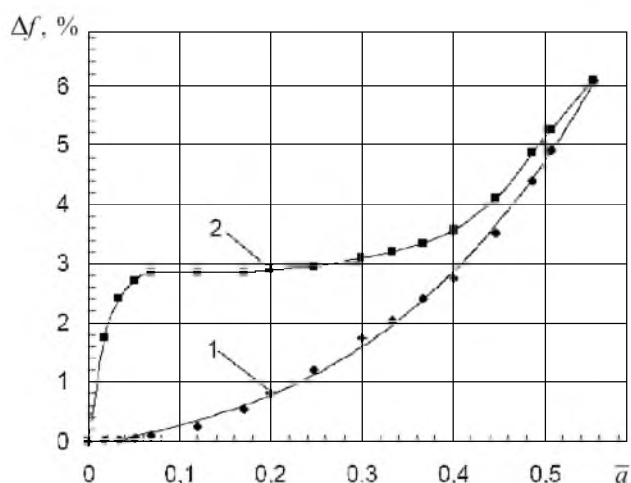


Рис. 4. Зависимости изменения расстройки частот стержней  $\Delta f_{ст}$  (1) и возбуждаемых форм колебаний образца  $\Delta f_{ac}$  (2) от относительной глубины паза.



Таким образом, полученные экспериментальные данные свидетельствуют о существенном влиянии повреждений типа забоин, трещин усталости на формирование спектра частот конструктивно регулярных систем.

Были также проведены испытания по определению влияния параметров повреждения на амплитуды колебаний исследуемой системы. Для решения этой задачи записывались амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) стержней в выбранном диапазоне изменения глубины паза ( $\bar{a} = 0 \dots 0,55$ ). Определяемые резонансные амплитуды колебаний  $A_j$  стержней относились к амплитуде  $A_0$  синфазных колебаний настроенной системы при постоянном уровне кинематического возбуждения.

На основании обработки амплитудно-частотных характеристик получены зависимости относительных резонансных амплитуд колебаний  $\bar{A}_j = A_j/A_0$  стержней от относительной глубины  $\bar{a}$  паза при возбуждаемых формах колебаний системы (рис. 5).

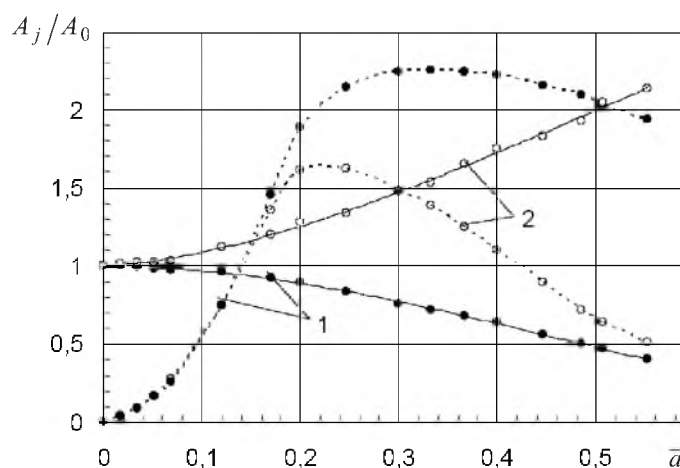


Рис. 5. Зависимости относительных резонансных амплитуд колебаний стержней от относительной глубины паза для синфазной (сплошные линии) и антифазной (штриховые линии) форм колебаний системы: 1 —  $j = 1$ ; 2 —  $j = 2$ .

Видно, что при относительной глубине паза  $\bar{a}$ , не превышающей 0,13, уровень максимальных резонансных амплитуд обоих стержней при антифазных колебаниях, а также неповрежденного стержня при синфазных колебаниях не превышает  $A_0$ . Наблюдается только их рост (не более чем на 15%) для поврежденного стержня при синфазных колебаниях (на рис. 5 кривая 2, сплошная линия). Однако при дальнейшем увеличении глубины паза максимальные резонансные амплитуды колебаний стержней значительно повышаются и отмечается различие в их уровне. Так, в выбранном диапазоне изменения относительной глубины  $\bar{a}$  паза указанный рост амплитуд для неповрежденного стержня составляет 2,26 раза при антифазных колебаниях (на рис. 5 кривая 1, штриховая линия), для поврежденного — 2,12 раза при синфазных (кривая 2, сплошная линия) и 1,62 раза при антифазных (кривая 2, штриховая линия).

Для объяснения полученных результатов воспользуемся теорией связанных маятников.

Учитывая, что с увеличением глубины паза связанность стержней снижается, это, как следует из полученных зависимостей, оказывает определяющее влияние на распределение резонансных амплитуд колебаний стержней. Так, если при синфазной форме наблюдаются интенсивные колебания только поврежденного стержня (на рис. 5 кривая 2, сплошная линия), то при антифазной – неповрежденного (кривая 1, штриховая линия). При этом амплитуда колебаний сопряженного стержня при соответствующей форме (на рис. 5 кривые 1, сплошная линия и 2, штриховая линия) стремится к нулю. Такой характер распределения амплитуд колебаний полностью соответствует приведенному выше анализу результатов изучения спектра частот системы.

С использованием установленной зависимости изменения расстройки частот  $\Delta f_{\text{ст}}$  стержней от относительной глубины паза (на рис. 4 кривая 1) и соответствующих данных АЧХ определены зависимости изменения относительных резонансных амплитуд колебаний  $A_j/A_0$  стержней от  $\Delta f_{\text{ст}}$  (рис. 6). Полученные зависимости показывают, как эксплуатационная расстройка частот стержней влияет на формирование колебаний исследуемой системы. Они качественно совпадают с аналогичными зависимостями, полученными вследствие технологической расстройки частот стержней [5].

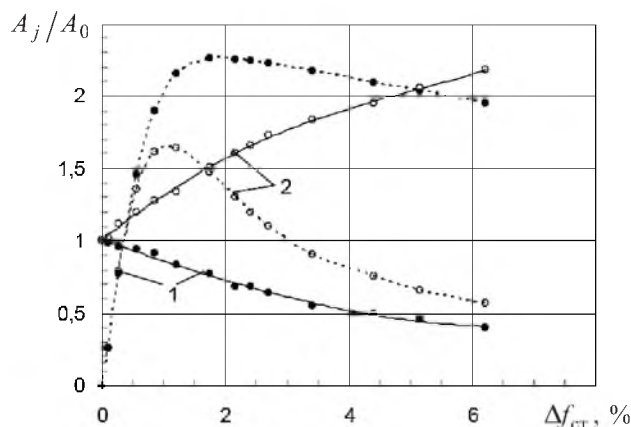


Рис. 6. Зависимости относительных резонансных амплитуд колебаний стержней от расстройки их частот для синфазной (сплошные линии) и антифазной (штриховые линии) форм колебаний системы: 1 –  $j = 1$ ; 2 –  $j = 2$ .

**Заключение.** На основании результатов экспериментального исследования колебаний образца камертонного типа с повреждением стержня как системы с нарушенной регулярностью установлено, что эксплуатационная расстройка однотипных элементов влияет на формирование спектра частот и резонансных амплитуд колебаний регулярных систем аналогично их технологической расстройке.

Работа выполнена в рамках научно-технического проекта 05.05.04/0016428 – Разработка методов диагностики вибрационного состояния и прогнозирования истощения остаточного ресурса высоконапряженных конструктивных элементов машин с моделированием их реальной нагруженности и учетом возможных повреждений.

## Резюме

Наведено результати експериментального дослідження впливу експлуатаційного пошкодження однотипних елементів на коливання регулярних систем на прикладі випробувань зразків камертонного типу. Установлено, що розлад власних частот однотипних елементів у процесі експлуатації впливає на формування коливань регулярних систем подібно до їхнього технологічного розладу.

1. *Krawczuk M. and Ostachowicz W.* Damage indicators for diagnostic of fatigue cracks in structures by vibration measurements – a survey // *J. Theor. Appl. Mech.* – 1996. – **34**, No. 2. – P. 307 – 326.
2. *Матвеев В. В., Бовсуновский А. П.* К определению вибрационных характеристик стержня с закрывающейся трещиной при изгибных колебаниях // *Пробл. прочности.* – 2000. – № 3. – С. 5 – 23.
3. *Матвеев В. В., Бовсуновский А. П., Токарь И. Г.* Методы вибрационной диагностики элементов конструкций с трещинами // *Вибрации в технике и технологиях.* – 2001. – № 4 (20). – С. 31 – 35.
4. *Kuang J. H. and Huang B. W.* The effect of blade crack on the mode localization of a rotating bladed disk // *J. Sound Vibr.* – 1999. – **227**, No. 1. – P. 85 – 103.
5. *Адаменко А. Я., Токарь И. Г., Зиньковский А. П., Матвеев В. В.* К исследованию демпфирующей способности стержней в поле центробежных сил // *Пробл. прочности.* – 1983. – № 8. – С. 89 – 93.
6. *Токарь И. Г., Матвеев В. В., Балюк А. Д.* Установка для исследования демпфирования колебаний стержневых элементов в поле центробежных сил // *Там же.* – 1973. – № 4. – С. 114 – 117.
7. *Адаменко А. Я., Токарь И. Г., Матвеев В. В.* К методике исследования демпфирующей способности лопаток турбомашин в условиях воздействия температуры и центробежных сил // *Там же.* – 1983. – № 7. – С. 54 – 57.
8. *Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.* Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наук. думка, 1975. – 704 с.
9. *Зиньковский А. П., Смертюк М. В.* Некоторые особенности резонансных колебаний попарно бандажированных лопаток с зазором по полкам // *Пробл. прочности.* – 1987. – № 6. – С. 88 – 90.
10. *Мандельштам Л. И.* Лекции по теории колебаний. – М.: Наука, 1972. – 470 с.

Поступила 10. 11. 2004