

## КРИТЕРИИ ДИСКРЕТНО-ФАЗОВОГО КОНТРОЛЯ РАБОЧЕГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК И ИХ РЕАЛИЗУЕМОСТЬ В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТУРБОАГРЕГАТАМИ

© 2009 А. И. Данилин<sup>1</sup>, А. Ж. Чернявский<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет  
<sup>2</sup>ОАО «АВТОВАЗ», управление главного механика, г. Тольятти

Приводится обзор методов и средств диагностики для контроля рабочего состояния лопаток турбомашин, определены и обоснованы информационные критерии нахождения дефектного состояния лопаток турбоагрегатов при использовании только периферийного датчика, представлены результаты компьютерного моделирования.

*Турбомашина, турбина, лопатки, датчик, дискретно-фазовый метод, измерения, диагностика.*

В настоящее время проблема контроля дефектного состояния лопаток турбомашин, находящихся в эксплуатации, осуществляется с помощью визуального осмотра лопаток с помощью технических эндоскопов, вихревых и магнитных дефектоскопов и некоторых других средств и методов. Это очень трудоемкая работа, требующая от технического персонала профессиональных навыков и ответственности. Кроме этого, практически все методы контроля предусматривают проведение контрольно-проверочных работ на остановленной турбине, что в свою очередь исключает те динамические нагрузки, действующие на лопатки, при которых в них возникают и развиваются дефекты. Поэтому лопатка, начинающая проявлять свои дефектные свойства под нагрузкой, не обязательно будет признана дефектной при её обследовании этими методами. Среди разнообразных методов диагностики и контроля деформационного состояния лопаток перспективным и единственным для работающих турбоагрегатов является бесконтактный дискретно-фазовый метод (ДФМ), позволяющий определять индивидуальное деформационное состояние каждой лопатки рабочего колеса турбомашин и строить на его основе системы автоматического управления (САУ) турбоагрегатами.

Принципы ДФМ, реализация аппаратных блоков и устройств достаточно подробно представлены в [1]. Суть ДФМ заклю-

чается в измерении временных интервалов между импульсами корневого и периферийного датчиков, их сопоставлении с геометрическим положением конкретной лопатки в колесе в определенные моменты времени и соответствующей интерпретации полученных значений в области механических напряжений и деформаций.

В разработках 1970-х годов ЭЛУРА, ЭЛИА, ЦИКЛ [1], предназначенных для определения деформационных характеристик лопаток ТРД, и в известной разработке НПП МЕРА «Комплекс для измерения вибраций», предназначенной для диагностики и контроля лопаток турбин, присутствуют корневые датчики. Это оправдано на стадии экспериментально-отладочных работ, когда требуется получить максимум информации о поведении и характеристиках лопаточного венца. Но в условиях эксплуатации турбоагрегатов глубокое препарирование, необходимое для установки корневых датчиков и возбуждателей во внутреннем тракте турбоагрегата, неприемлемо и сдерживает применение ДФМ. Установка же в корпусе турбомашин над контролируемой ступенью только одного периферийного датчика является технологически вполне осуществимой операцией. Однако известные сигнализаторы [1] обрыва лопаток, работающие без корневых датчиков, регистрируют только свершившийся факт и не дают возможности предупредить о возникновении и развитии дефекта лопаток.

Существует информация о восстановлении корневых (опорных) лопаточных импульсов программно-аппаратными средствами [2] на основании измеренного периода вращения ротора турбины. Такой подход к реализации ДФМ вполне оправдан в случаях медленно меняющихся переходных режимов. В противном случае необходим подбор экстраполирующих полиномов, которые на переходных режимах, считающихся наиболее информативными в плане проявления дефектных свойств лопаток, будут обеспечивать адекватную расстановку импульсов, имитирующих корневые сечения лопаток. Замена реальных процессов экстраполирующими функциями для предсказания последующих периодов вращения ротора ведет к уменьшению точности измерений, к усложнению аппаратно-программной части контрольно-диагностических устройств и к снижению их надежности.

В 1984 году на основе разработок, расширяющих функциональные возможности ДФМ, были предложены оптоэлектронные способы его реализации [3], предназначенные для определения деформаций динамически нагруженных лопаток вращающихся колес турбомашин, посредством определения угловых положений торцов лопаток. В их основу положен физический принцип зависимости отражающих свойств материалов от качества их обработки и частоты электромагнитного излучения. Главным достоинством реализации оптоэлектронного дискретно-фазового метода следует считать возможность определения деформаций лопаток, обусловленных высшими формами колебаний лопаток при отсутствии корневых датчиков. Однако быстрое загрязнение оптической активной окна оптоэлектронного преобразователя не позволяет широко использовать этот метод.

Логичный путь реализации эксплуатационно-приемлемого варианта ДФМ для дефектации лопаток состоит в том, что в условиях использования одного периферийного датчика, способного в течение длительного времени сохранять свою работоспособность, определить реализуемость необходимых информационно-диагностических парамет-

ров. Для нахождения информационных критериев оценки дефектного состояния лопаток при реализации ДФМ с одним периферийным датчиком была разработана в качестве примера модель функционирования реальной небандажированной консольно закрепленной лопатки первой ступени компрессора двигателя НК-12СТ. Для этого использовался компьютерный пакет моделирования и конечно-элементного анализа NASTRAN.

За исходные данные при моделировании были взяты реальные геометрические, массовые и прочностные характеристики лопаток колеса, его диска и направляющих аппаратов. На основании рабочих чертежей лопатки смоделированы параметры кривизны поверхности пера лопатки и величины переменных сечений по ее длине. Динамический режим лопаточного колеса моделировался введением параметров его вращательного движения и переменных нагрузок - давлений, имитирующих работу входного и выходного направляющих аппаратов. Динамическая модель позволила учесть действие аэродинамических и центробежных сил, определяющих поведение лопаток на рабочих режимах турбоагрегатов.

Известно [4], что в наибольшей степени дефектам подвержены те места поверхности лопатки, которые в динамическом режиме испытывают максимальные механические напряжения. Для лопатки первой компрессорной ступени двигателя НК-12СТ это зона поверхности пера лопатки вблизи корневого сечения. Поэтому в дальнейшем дефект типа усталостной трещины моделировался именно в этом месте. Размеры дефекта задавались относительной величиной  $h = S_d / S_s$ , где  $S_d$  - площадь дефекта,  $S_s$  - площадь сечения пера лопатки в месте дефекта. В зависимости от величины  $h$  оценивалась амплитуда  $A$  колебаний торца лопатки и изменение положения упругой линии лопатки, а также соответствующее ей отклонение  $d$  торца лопатки от исходного бездефектного состояния на режиме рабочих оборотов ротора турбомашин. Графики этих зависимостей приведены на рис. 1.

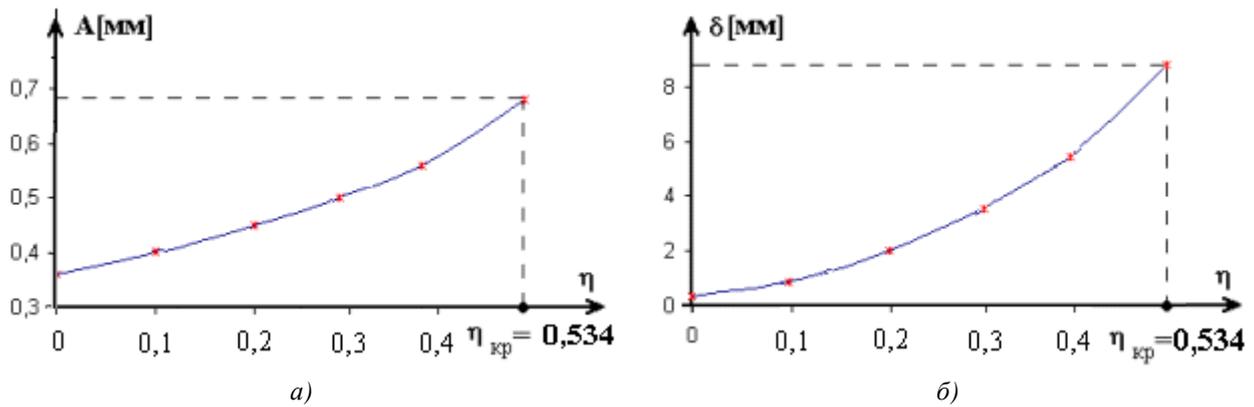


Рис. 1. Графики изменения амплитуды колебаний (а) торца дефектной лопатки и отклонение (б) ее торца в зависимости от относительной площади дефекта

Анализ указанных зависимостей показывает, что изменение амплитуды колебаний торца лопатки по мере развития дефекта составляет 0,36 %, а отклонение торца относительно исходного состояния изменяется в большем диапазоне и составляет 9,43 % от среднего шага между лопатками.

Зная параметры усталостной прочности материала лопаток, можно ориентировочно оценить максимальные размеры дефекта, еще не приводящие к разрушению лопатки, и тем самым определить максимально допустимые перемещения торцов дефектных лопаток. В рассматриваемом примере  $d \approx 8,8$  мм для  $h \approx 0,534$ . Таким образом, результаты моделирования показывают, что наиболее явным диагностическим признаком дефектного состояния лопатки при реализации ДФМ с одним периферийным датчиком наряду с изменением амплитуды колебаний является изменение положения ее торца в лопаточном венце, т.е. изменение статических координат торца лопатки по мере развития дефекта. Под статическими координатами торца лопатки понимаются либо:

- координаты окружного статического отклонения торца от радиального направления оси лопатки. Требуется введение корневых датчиков или использование оптоэлектронных преобразователей. Поэтому в силу вышеуказанных причин не удовлетворяет условиям реализации эксплуатационно-приемлемых вариантов устройств;

- координаты торца лопатки и их изменение по отношению к фиксированной точке ротора или диска лопаточного колеса, например, к оборотной метке. Недостаток этого варианта связан с тем, что оборотную метку формируют, как правило, в наиболее доступном месте, удаленном от контролируемых ступеней турбины на расстоянии порядка (1...3) м. Вследствие этого при изменениях нагрузки или режимов работы турбомашины меняется величина закрутки ротора турбины, что, в свою очередь, вносит заметную погрешность в определение статических координат торцов лопаток;

- взаимные координаты торцов лопаток, связанные со средним окружным шагом или средним временным интервалом между лопатками вращающегося колеса турбины и оценкой его изменения. Этот вариант определения статических координат торцов лопаток наиболее пригоден для построения контрольно-диагностической системы, работающей с одним периферийным датчиком, т.к. при получении информационных параметров физически исключаются многие мешающие факторы, присущие другим вариантам реализации ДФМ.

Для пояснения подходов к моделированию задачи определения количественных критериев реализации последнего варианта определения координат торцов лопаток на рис. 2 приведен элемент окружной развертки лопаточного венца, на которой представлены две соседние лопатки.

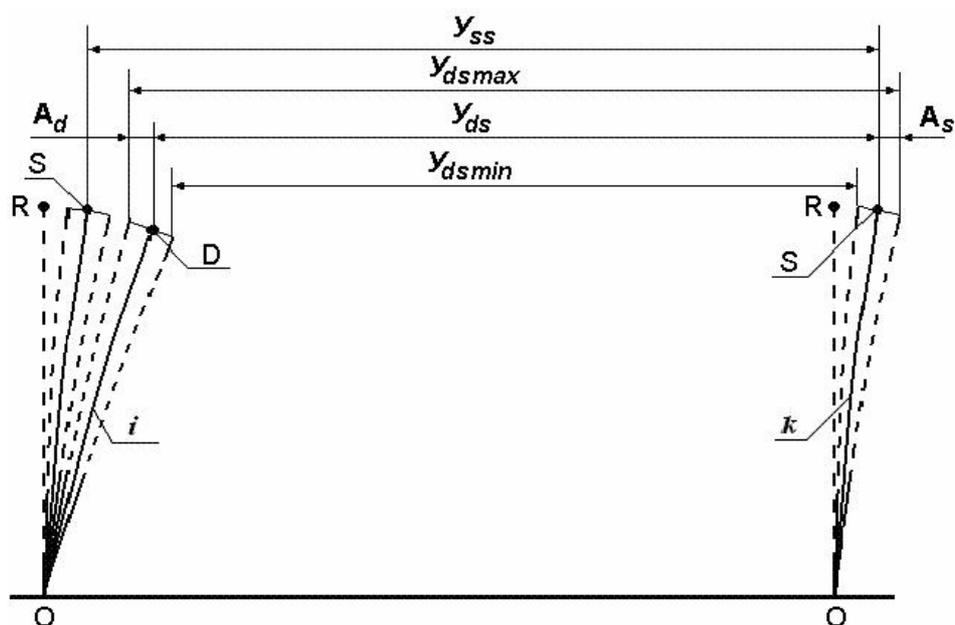


Рис. 2. Элемент окружной развертки лопаточного венца с двумя соседними лопатками на рабочем режиме турбоагрегата

На рабочем режиме турбины под действием газовых и центробежных сил упругая линия лопаток занимает усредненно-стационарное положение  $OS$ , которое в общем случае может отличаться от радиального направления  $OR$ . При наличии возбуждающих сил лопатки участвуют в колебательном процессе, который совершается относительно линии  $OS$ . Тогда усредненный шаг между торцами лопаток определится величиной  $y_{ss}$ . Если, например, в  $i$ -ой лопатке начинает развиваться дефект, то это приводит к уменьшению жесткости лопатки и, соответственно, к уменьшению запаса прочности и нарушению исходного баланса механических напряжений в теле лопатки. Поэтому положение упругой линии лопатки в процессе ее динамического нагружения газовыми и центробежными силами начинает меняться. Дефектная лопатка получает дополнительный изгиб, и колебательные движения лопатки с изменившейся амплитудой  $A_d$  начинают совершаться относительно новой упругой линии  $OD$ . В этом случае шаг между торцами лопаток будет равен  $y_{ds}$ .

Отклонение торца лопатки от исходного бездефектного состояния

$$d = y_{ss} - y_{ds}$$

или изменение статических взаимных координат торцов лопаток позволяет судить о деформационном состоянии лопатки и прогнозировать степень ее аварийности, причем этот диагностический признак не зависит от фазы и частоты колебаний лопаток. Необходимо заметить, что наличие бандажно-демпфирующих связей на лопаточных колесах не изменяет общих подходов к решению задачи, а только изменяет в определенной степени амплитуды колебаний и положение упругой линии лопатки.

В отношении амплитудного критерия оценки работоспособности лопаток согласно рис. 1 для исправных, бездефектных лопаток можно записать:

$$A_s = (y_{ssmax} - y_{ssmin}) / 4.$$

В соответствии с этой формулой для всех характерных режимов работы турбомашины можно определить среднюю амплитуду колебаний лопаток, а после статистического анализа выделить максимальные  $A_{max}$  и минимальные  $A_{min}$  значения амплитуд колебаний лопаток, которые при сравнении со

средней амплитудой колебаний дают алгебраическую разность

$$D = A_{max} - A_s = |A_{min} - A_s|,$$

характеризующую конструктивно-технологические отклонения, имеющие место при изготовлении лопаток и облопачивании колеса.

Далее, учитывая данные средних амплитуд колебаний лопаток, в эксплуатационном режиме работы турбоагрегата постоянно определяется текущее среднее значение амплитуд колебаний лопаток  $A_{мек}$  и сравнивается со средним значением. Как только

$$|A_{\delta \hat{a} \hat{e}} - A_s| > D,$$

принимается решение об изменении амплитуды колебаний  $i$ -ой лопатки, т.е. о появлении в ней дефекта. Для выявленного межлопаточного интервала амплитуда колебаний дефектной лопатки определяется следующим образом:

$$\begin{cases} y_{dsmax} = y_{ds} + A_d + A_s \\ y_{dsmin} = y_{ds} - A_d - A_s, \end{cases}$$

отсюда

$$A_d = \frac{y_{dsmax} - y_{dsmin}}{2} - A_s.$$

Таким образом, задача определения информационных критериев  $d$  и  $A_d$  в любом случае сводится к определению межлопаточных расстояний или временных интервалов между лопатками. При этом предполагается, что рассматриваемый дискретно-фазовый вариант определения деформационного состояния лопаток, частота колебаний которых не кратна частоте вращения ротора, строится в предположении, что в процессе накопления информации торцы соседних лопаток пройдут мимо периферийного датчика хотя бы один раз в фазах, соответствующих двум экстремальным значениям их колебательных процессов, т.е. между  $i$ -ой дефектной и  $k$ -ой исправной лопатками бу-

дут зафиксированы максимальный  $y_{dsmax}$  и минимальный  $y_{dsmin}$  шага (рис. 2). Тогда:

$$y_{ds} = (y_{dsmax} + y_{dsmin}) / 2.$$

Очевидно, что увеличение времени накопления позволит с большей вероятностью правильно зафиксировать максимальный и минимальный шаг между лопатками и, соответственно, определить межлопаточный интервал с дефектной лопаткой.

В условиях эксплуатационного рабочего режима работы турбоагрегата время накопления информационного параметра ограничено, с одной стороны, временем развития дефекта лопатки, а с другой, – надежностью проводимых измерений. Поэтому необходимо определить то минимальное время накопления информации, при котором с заданной достоверностью можно утверждать, что  $y_{ds}$  мало отличается от истинного значения.

В соответствии с методикой, предложенной в [1], можно допустить, что колебания торцов соседних лопаток представляют собой детерминированные или случайные стационарные процессы  $y_i(t)$  и  $y_k(t)$  с размахом колебаний  $2A_d$  и  $2A_s$  соответственно и случайными начальными фазами. Тогда величину шага между торцами этих лопаток на основании рис. 2 можно представить:

$$y_{ik}(t) = y_{ds} + y_i(t) + y_k(t).$$

Амплитудные изменения процессов  $y_i(t)$  и  $y_k(t)$ , как отмечалось выше, формируют экстремальные значения:

$$y_{ikmax} = y_{ds} + A_s + A_d \text{ и}$$

$$y_{ikmin} = y_{ds} - A_s - A_d, \text{ тогда}$$

$$y_{ikmax} - y_{ikmin} = 2(A_s + A_d).$$

При условии, что  $y_{ik}(t)$  отсчитываются через одинаковые интервалы, равные вре-

мени одного оборота ротора, необходимо определить такое число периодов ротора  $N$ , чтобы разница между отсчетами, которые дают максимальное и минимальное значения информационного параметра, с заданной вероятностью  $P$  отличалась от размаха  $2(A_s + A_d)$  не более чем на  $\epsilon$ , т.е.:

$$P[2(A_s + A_d) - (y_{ikmax} - y_{ikmin})] \leq \epsilon.$$

В такой общей постановке задача могла бы быть решена при известных статистических характеристиках колебательных процессов [1], таких, как плотность распределения вероятности и функции корреляции процессов. Поскольку заранее эти характеристики неизвестны, то оценка  $P$  может быть получена лишь после проведения измерений. Для предварительной оценки необходимого числа отсчетов можно допустить, что колебания торцов лопаток происходят по чисто гармоническому закону со случайной начальной фазой и случайным отношением частоты колебаний к частоте вращения ротора (частоте отсчетов).

Тогда колебания торцов  $i$ -ой и  $k$ -ой лопаток представляются выражениями:

$$y_i = A_d \text{Sin}[2p(n + j_i)] \text{ и}$$

$$y_k = A_s \text{Sin}[2p(n + j_k)],$$

где  $j_i$  и  $j_k$  - фазы колебаний торцов соответствующих лопаток,  $n$  - величина кратности. Поэтому шаг между торцами лопаток определится как

$$y_{ik} = y_{ds} + \{A_s \text{Sin}[2p(n + j_i)] + A_d \text{Sin}[2p(n + j_k)]\} = y_{ds} + y_n.$$

Таким образом, слагаемое  $y_n$  будет формировать и определять экстремальные приращения к шагу  $y_{ds}$ . Плотность распределения параметра  $y_{ik}$  можно определить методом статистических испытаний Монте-Карло [5], используя компьютерное модели-

рование. Для каждого числа последовательных периодов вращения ротора  $N$  было проведено  $10^5$  испытаний, в каждом из которых вычислялось  $N$  значений  $y_{ik}$  (индекс  $ik = 1, 2, \dots, N$ ) по формуле

$$y_{ik} = y_{ds} + y_n,$$

при этом полагалось, что  $y_{ds} = \text{const}$ . Величины кратности  $n$  (отношения частоты вращения ротора к частоте колебаний лопатки) и фазовых значений  $j_i$  и  $j_k$  для каждого испытания задавались с помощью трех различных некоррелированных генераторов случайных чисел с равномерным распределением. Всего было проведено 90 серий таких испытаний для числа периодов вращения ротора  $N = 10, 11, 12, \dots, 99, 100$ . В каждой серии вычислялась вероятность

$$P[2(A_s + A_d) - (y_{ikmax} - y_{ikmin})] \leq \epsilon$$

для различных значений ошибки  $\epsilon$ . Результаты расчетов приведены на рис. 3.

Данные кривые позволяют определить доверительную вероятность того, что при анализе  $N$  периодов вращения ротора статистическая погрешность определения межлопаточного интервала между лопатками не превзойдет априори выбранной величины  $\epsilon$ . Например, при допустимой погрешности  $\epsilon = 5\%$  и достоверности измерений  $P = 0,95$  необходимое число отсчетов составляет 50. Это означает, что на рабочих оборотах ротора, например двигателя НК-12СТ (8200 об/мин), время, необходимое для регистрации информационного параметра, составит примерно 0,37 секунд. Пользуясь полученными графиками, можно ориентировочно выбирать необходимое в каждом конкретном случае время накопления информации. Иначе говоря, если известно ориентировочное время развития дефекта, то можно как с большей, так и с меньшей точностью и достоверностью оценивать деформационное состояние лопаток.

Опыт практической эксплуатации, например изделия НК-12СТ, на газокompресорных станциях (ГКС) показывает, что с

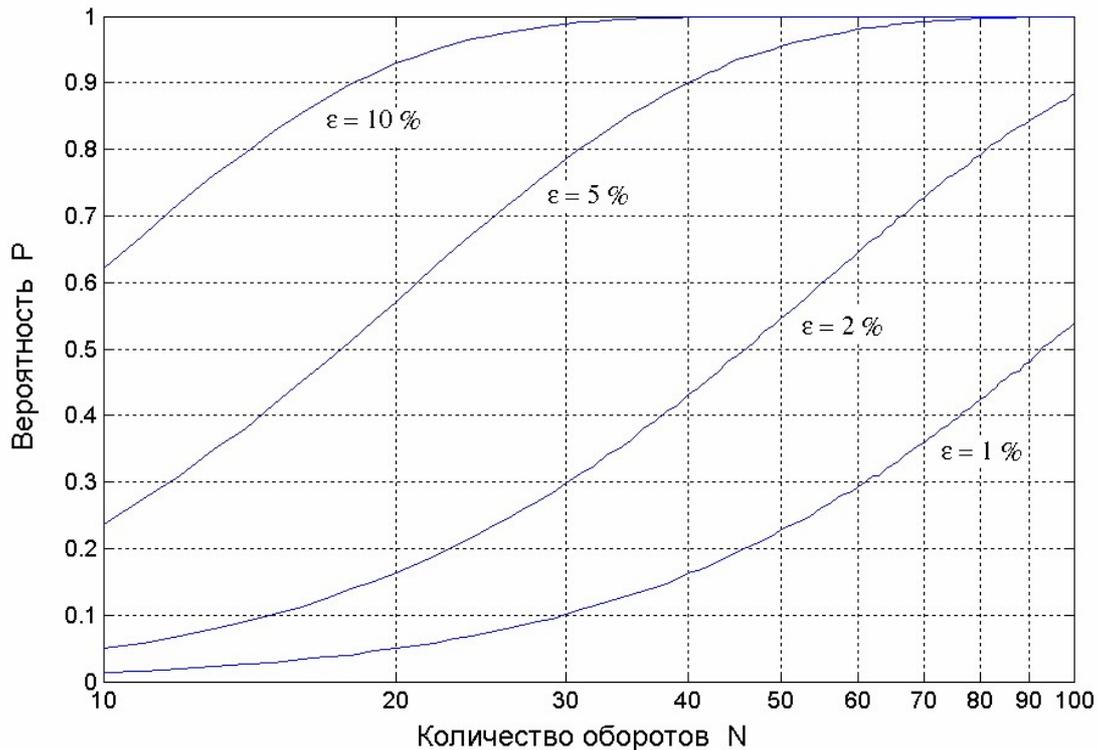


Рис. 3. Зависимость достоверности определения межлопаточного интервала от числа оборотов ротора турбоагрегата для различных значений допустимой ошибки

момента появления характерных предаварийных признаков, таких, как изменение спектра вибраций корпуса ГТД, изменение частоты акустических шумов до аварийного выхода из строя изделия проходит не менее (10...30) с. По результатам же многих лабораторных и стендовых испытаний [6] зафиксировано, что развитие такого дефекта, как трещина в корневом сечении лопатки, от начала его надежной регистрации приборами ДФМ до поломки лопатки занимает от нескольких десятков минут до нескольких десятков часов в зависимости от длительности работы турбины на режимах, возбуждающих резонансные колебания. Время же, необходимое для изменения режима работы системами автоматического управления турбомашин (вплоть до аварийного останова двигателя), по техническим характеристикам турбомашин составляет (0,5...2) с. Поэтому при быстродействии измерительной аппаратуры порядка (0,5...1) с имеется значительный временной запас на обработку информации, принятие решения и исключение предаварийной либо аварийной ситуации по причине поломки лопатки турбоагрегата.

Таким образом, анализ результатов моделирования показывает, что контрольно-диагностические критерии - изменение статических координат торцов лопаток и амплитуда их колебаний, - определяющие рабочее состояние лопаток, в варианте реализации ДФМ с одним периферийным датчиком вполне реализуемы, а достоверность информации и время, необходимое для ее получения, вполне согласуются с быстродействием САУ режимами работы турбомашин.

### Библиографический список

1. Заблоцкий, И. Е. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин/ И. Е. Заблоцкий, Ю. А. Коростелев, Р. А. Шипов. - М.: Машиностроение, 1977. - 160 с.
2. Олейников, В. А. Дискретно-фазовый метод измерения деформаций лопаток роторов ГТД без использования корневых датчиков/ В. А. Олейников, А. А. Ермаков // Авиационная промышленность. - 1986. № 9. - С. 31-33.
3. Данилин, А. И. Оптоэлектронный дискретно-фазовый метод определения деформационных параметров лопаток турбомашин.

шин / А. И. Данилин // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – 2000. № 1(3). – С. 74-81.

4. Гуров, А. Ф. Конструкция и проектирование двигательных установок/ А. Ф. Гуров, Д. Д. Севрук, Д. Н. Сурнов; под ред. А. Ф. Гурова. - М.:Машиностроение, 1980. - 320 с.

5. Бусленко, Н. П. Метод статистичес-

ких испытаний (Монте-Карло) и его реализация в цифровых машинах / Н. П. Бусленко, Ю. А. Шрайзер. - М.:Физматгиз, 1961. - 226 с.

6. Определение резонансных частот экспериментальных лопаток первой ступени ротора компрессора НК-12СТ: Отчет СИ-38-81М. Свидетельство №10153/ ПО им.Фрунзе ЦЗЛ. Куйбышев, 1988. - 14 с.

### References

1. Zablotsky, I. Ye. Contactless measurements of turbomachine blade vibrations / I. Ye. Zablotsky, Yu. A. Korostelev, R. A. Shipov. – Moscow: Mashinostroyeniye, 1977 – 160 pp.

2. Oleynikov, V. A. Discrete phase method of measuring gas-turbine engine rotor blade deformations without using root sensors / V. A. Oleynikov, A. A. Yermakov // Aircraft industry. – 1986. – No. 9. – pp. 31-33.

3. Danilin, A. I. Optoelectronic discrete phase method of determining turbomachine blade deformation parameters / A. I. Danilin // Vestnik (bulletin) of Samara State Aerospace University. – 2000. – No. 1(3). – pp. 74-81.

4. Gurov, A. F. Construction and design of propulsion systems / A. F. Gurov, D. D. Sevruk, D. N. Surnov edited by A. F. Gurov. – Moscow: Mashinostroyeniye, 1980. – 320 pp.

5. Buslenko, N. P. Monte Carlo method and its realization in digital machines / N. P. Buslenko, Yu. A. Shraiser. – Moscow: Fizmatgiz, 1961. – 226 pp.

6. Defining resonance frequencies of experimental blades of NK-12ST compressor rotor first stage: Report CI-38-81M. Certificate No. 10153 / Production Association named after Frunze, Central Plant Laboratory. Kuibyshev, 1988. – 14 pp.

## CRITERIA OF DISCRETE PHASE CONTROL OF BLADE WORKING CONDITION AND THEIR FEASIBILITY IN SYSTEMS OF TURBINE DRIVEN SET AUTOMATIC CONTROL

© 2009 A. I. Danilin<sup>1</sup>, A. Zh. Tchernyavsky<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University

<sup>2</sup>Joint Stock Company “Avtovaz”, chief mechanic’s office, Togliatti

The paper presents a brief survey of diagnosis methods and means for the control of working condition of turbomachine blades. Information criteria of detecting the faulty state of turbomachine blades, in case of using a peripheral sensor only, are defined and justified. The results of computer modeling are presented.

*Turbomachine, turbine, blades, sensor, discrete phase method, measurements, diagnosis.*

### Информация об авторах

**Данилин Александр Иванович**, кандидат технических наук, доцент кафедры радиотехники и медицинских диагностических систем Самарского государственного аэрокосмического университета, e-mail: [aidan@ssau.ru](mailto:aidan@ssau.ru). Область научных интересов: разработка методов и электронной аппаратуры для определения параметров эксплуатационного состояния лопаток турбоагрегатов.

**Чернявский Аркадий Жоржевич**, ведущий инженер, ОАО АВТОВАЗ, управление главного механика, отдел координации развития АСУ “Ремонт”, e-mail: [ark@vaz.ru](mailto:ark@vaz.ru). Область научных интересов: разработка электронной аппаратуры для определения параметров эксплуатационного состояния лопаток турбоагрегатов.

**Danilin Alexander Ivanovitch**, candidate of technical science, associate professor of the department of radioengineering and medical diagnosis systems, Samara State Aerospace University, e-mail: [aidan@ssau.ru](mailto:aidan@ssau.ru). Area of research: developing methods and electronic equipment for defining parameters of turbine driven set blade working condition.

**Tchernyavsky Arkady Zhorzhevitch**, leading engineer, joint-stock company “Avtovaz”, chief mechanic’s office, department of automatic control system development coordination “Ремонт”, e-mail: [ark@vaz.ru](mailto:ark@vaz.ru). Area of research: developing methods and electronic equipment for defining parameters of turbine driven set blade working condition.