

DOI: 10.15593/2224-9982/2019.58.07

УДК 621.45.026.8

**В.И. Милешин, В.А. Фатеев, А.В. Степанов**

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия

## **КОНТРОЛЬ ЦЕЛОСТНОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК БЕСКОНТАКТНЫМ ДИСКРЕТНО-ФАЗОВЫМ МЕТОДОМ**

Проблема контроля вибронпряженного состояния рабочих лопаток и их целостности как при эксплуатации двигателя, так и в процессе доводки лопаточных машин существует в турбомашиностроении с момента зарождения отрасли. Актуальность проблемы состоит в том, что поломка лопатки, являющейся неотъемлемым элементом ключевого узла двигателя, приводит к серьезным разрушениям компрессора и двигателя. Своевременное обнаружение таких дефектов рабочих лопаток, как трещины, может предотвратить аварийную ситуацию и позволит избежать дорогостоящего ремонта. Одним из методов оценки вибронпряженного состояния рабочих лопаток компрессора наряду с их тензометрированием является бесконтактный метод определения параметров вибраций лопаток. Данный метод находит в последнее время широкое применение в области испытаний и доводки лопаточных машин и имеет уже значительный теоретический и практический опыт использования. Рассмотрено применение дискретно-фазового метода для определения трещин рабочих лопаток. Показан пример обнаружения трещин в лопатках в вентиляторе с помощью аппаратуры бесконтактной системы измерения параметров вибраций РК. Проведен анализ результатов испытания на обнаружение трещин в рабочих лопатках ступени вентилятора С180-2. Рассмотрены некоторые критерии оценки состояния лопатки, характеризующие их целостность. При рассмотрении методов обнаружения дефектов в рабочих лопатках акцентируется внимание на применимости этих методов в ходе проведения испытаний во всем диапазоне рабочих режимов как резонансных состояний, так и на установившихся нерезонансных режимах работы лопаточной машины.

**Ключевые слова:** компрессор, дискретно-фазовый метод, вибрация рабочих лопаток, трещина лопатки, контроль целостности лопатки, МНК-спектр, индукционный датчик, прогиб лопатки, угол разворота лопатки, емкостной датчик.

**V.I. Mileshin, V.A. Fateev, A.V. Stepanov**

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation

## **BLADE FISSURE DETERMINATION BY MEANS OF BLADE TIP-TIMING**

Since the turbomachinery came into existence there is control issue of rotor blade stress condition and blade health monitoring both aero engines in service and in process of impeller machines refinement. This issue relevance is to rotor blade failure lead to serious damage of compressor and aero engines in whole. The timely detection rotor blade failure such as a fissure can prevent emergency and enabled to avoid costly repair. One of the techniques for determination of rotor blades vibration behavior is the blade tip-timing method. Of late years this method find use for turbo machines testing and it has already considerable theoretical and practical experience of application. This work presents the application of blade tip-timing system for measurements of rotor blades vibration parameters in order to detect of rotor blade fissures. The paper presents the instance of blade fissure detection in model fan C180-2 with blade number equaled 18 and circumferential speed 400 m/s by means of non-contact vibration measurement system during the input non-uniformity test. Also data processing of tests was carried out for rotor blade fissure detection in compressor stage. Some assessment criteria of rotor blade condition are considered for blade health monitoring. The purpose of this work is to estimate as a rule famous methodologies of rotor blade failure determination in turbo machines by means blade tip-timing system during the test.

**Keywords:** compressor, rotor blade vibration, blade-tip timing, blade fissure, blade health, least-square spectrum, inductive sensor, blade deflection, blade stagger, capacitive sensor.

### **Условные обозначения:**

$d$  – диаметр датчика, мм;

$D$  – диаметр рабочего колеса, мм;

$Z$  – количество рабочих лопаток;

$b$  – толщина лопатки, мм;

$\Delta\varphi$  – расстояние между емкостными или индуктивными датчиками на корпусе, град;

$\Delta\alpha$  – угол разворота, град;

$\varepsilon_x$  – эксцесс функции;

$y$  – среднее положение лопатки или прогиб, мм;

$\Delta u$  – разность величин прогибов неповрежденных лопаток и лопаток с трещинами, мм;  
 $m$  – порядок, целочисленное значение;  
 $n$  – скорость вращения, об/мин;  
 $f_r$  – скорость вращения, Гц;  
 $F_{ij}$  – собственная частота рабочей лопатки с номером  $i$  и частотой возбуждения  $j$ , Гц;  
 $l$  – длина трещины, мм;  
 $M[X]$  – оператор математического ожидания;  
 $LSS$  – МНК спектр;  
 $PRV$  – функция распределения плотности вероятности;  
 $CM$  – спектральная мощность.

## Введение

Наиболее нагруженными деталями турбомашин являются рабочие лопатки. В период длительной эксплуатации они испытывают высокие аэродинамические и механические нагрузки, вызванные в том числе нерасчетными условиями работы, такими как флаттер, вращающий срыв, помпаж, а также попаданием посторонних предметов, пескоструйным воздействием, касанием лопаток корпуса. Как результат, поломки, связанные с разрушением рабочих лопаток, составляют наибольшую часть встречающихся в турбомашинах аварий [1]. С учетом конструктивных особенностей турбомашин разрушение вращающихся с высокой скоростью рабочих лопаток приводит к серьезной поломке всей лопаточной машины и, как следствие, к дорогостоящему ремонту. Таким образом, использование лопаточных машин в различных областях энергомашиностроения требует эффективного мониторинга состояния рабочих лопаток. Подходящим вариантом для решения подобной задачи является бесконтактный способ определения параметров вибраций рабочих лопаток дискретно-фазовым методом [1–5], который обладает рядом преимуществ по сравнению с методами, предназначенными для выявления дефектов в рабочих лопатках. В данной статье рассматривается применение аппаратуры дискретно-фазового метода [6] для обнаружения трещин в рабочих лопатках на примере модели вентилятора С-180-2 с широкохордными лопатками. Приводится обработка данных эксперимента по обнаружению трещин рабочих лопаток в ступени компрессора С-101 с помощью оборудования дискретно-фазового метода. Рассматриваются основные параметры по выявлению дефектов в рабочих лопатках, которые позволяют получить использование бесконтактного метода определения вибраций рабочих лопаток. Целью такой работы является получение эффективного критерия оценки трещины на рабочих лопатках компрессора в состоянии его длительной работы на штатных режимах.

## Препарировка объектов испытаний

Во время испытания модели вентилятора С-180-2 (рис. 1) на входную неравномерность с помощью аппаратуры дискретно-фазового метода были зарегистрированы трещины в рабочих лопатках вентилятора.

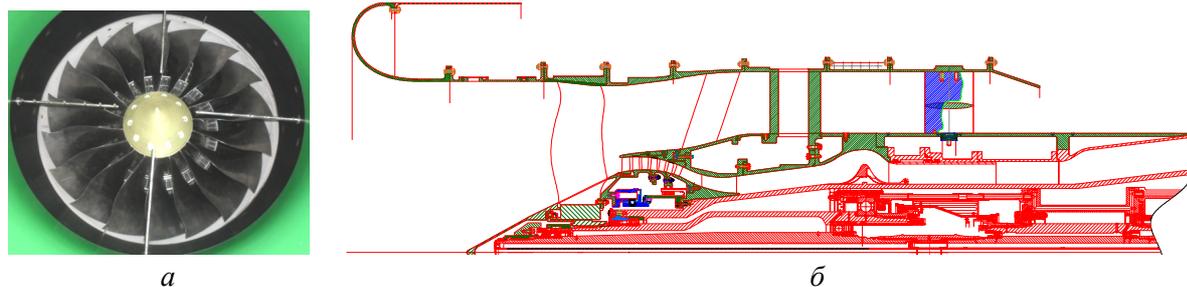


Рис. 1. Фотография (а) и чертеж (б) модели вентилятора С-180-2

Входная неравномерность создавалась с помощью нескольких интерцепторов с разным процентом площади перекрытия входного канала (рис. 2).

Появление трещины в ходе эксперимента было зарегистрировано при использовании интерцептора с максимальным значением перекрытия, который закрывал 20 % площади входного сечения вентилятора. Модель вентилятора С-180-2 имеет  $Z = 18$  титановых лопаток, диаметр ступени  $D = 698$  мм, толщину кромки рабочей лопатки  $b = 3$  мм. Трещины во входной части у корня лопатки с помощью дискретно-фазового метода были зафиксированы у пяти лопаток. После разборки вентилятора трещины зафиксированы у восьми лопаток, а у пяти они имели длину около 25 мм (рис. 3).



Рис. 2. Интерцепторы с разным процентом площади перекрытия входного канала

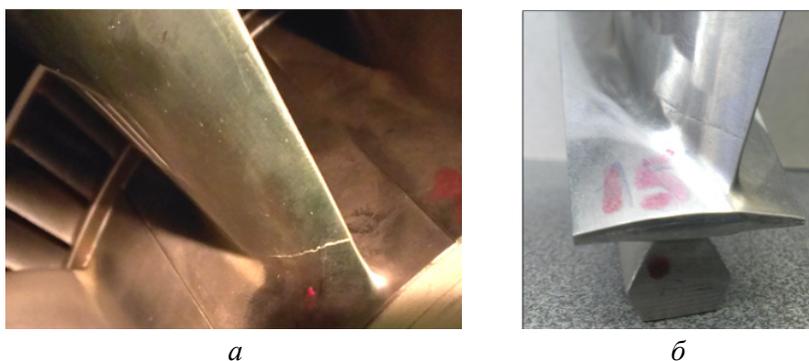


Рис. 3. Рабочие лопатки с трещинами (а) и схема расположения емкостных датчиков на периферии модели вентилятора С-180-2 (б)

Регистрация трещин была реализована с помощью аппаратуры бесконтактного определения параметров вибраций рабочих лопаток МИС-ДФМ [6], которая использовалась для мониторинга вибронпряженного состояния лопаток. В качестве периферийных датчиков на корпусе вентилятора применялись емкостные датчики диаметром  $d = 8$  мм, которые располагались вдоль хорды рабочей лопатки над входной кромкой, центром лопатки и над выходной кромкой. Для синхронизации в схему измерения также были включены два индукционных датчика – корневых импульсов от каждой лопатки и частоты вращения. В ходе испытания регистрировали среднее положение лопатки или прогиб, а также размах вибраций в окружном направлении за несколько оборотов [6, 7]. Следующим объектом исследования являлась ступень компрессора С-101 с числом  $Z = 8$  стальных лопаток ротора, диаметром ступени  $D = 366$  мм и толщиной периферийного сечения лопатки  $b = 2$  мм. Для мониторинга вибронпряженного состояния данной модели использовался усовершенствованный вариант аппаратуры. Схема измерения идентична предыдущему варианту, за исключением того, что в качестве периферийных, размещаемых над ротором датчиков использовались индукционные датчики диаметром  $d = 8$  мм. Также отличалась схема размещения датчиков над ротором ступени компрессора. Схема размещения периферийных датчиков показана на рис. 4. Датчики 2–6 располагались равномерно по окружности с интервалом между датчиками  $\Delta = 7^\circ$  над центром лопатки. Датчик 1 размещался над входной кромкой рабочей лопатки. Подобное расположение датчиков требуется для определения частоты колебаний лопатки и для увеличения информативности метода.

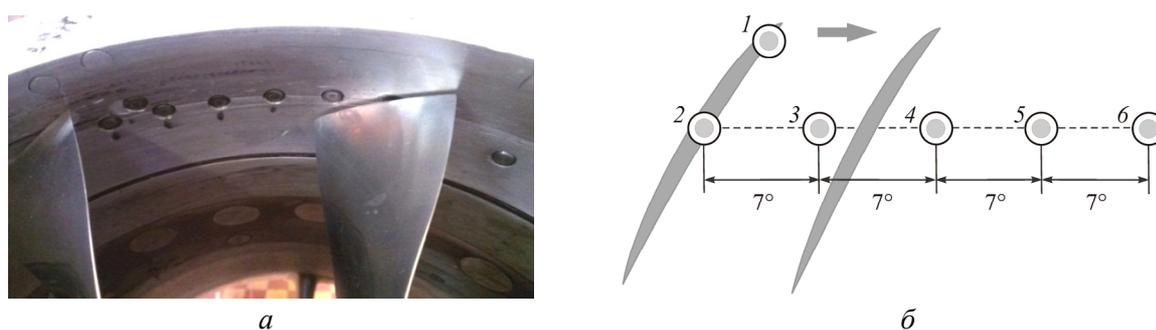


Рис. 4. Фотография (а) и схема расположения индуктивных датчиков на периферии модели компрессора С-101 (б)

Цели исследования ступени С-101 – проверить возможности применения оборудования дискретно-фазового метода по обнаружению трещин в рабочих лопатках и оценить эффективность полученных этим методом параметров вибрации, характеризующих появление трещин. Методика испытания заключалась в измерении параметров вибрации рабочих лопаток дискретно-фазовым методом двух вариантов сборки ступени. Сначала испытывался вариант ступени С-101 с цельными лопатками ротора, затем испытывался вариант ступени с проделанными в двух лопатках щелями. На рис. 5 приведены фотографии рабочего колеса с расположением трещин. Как видно из рис. 5, одна из трещин длиной  $l = 9,4$  мм была выполнена в лопатке 3 вблизи корня в центре лопатки, а вторая трещина длиной  $l = 17,5$  мм находится в центре лопатки 7 в области максимальных напряжений при колебаниях по 2-й изгибной форме. Регистрация данных вибраций рабочих лопаток осуществлялась во всем диапазоне частот вращения по рабочей линии.

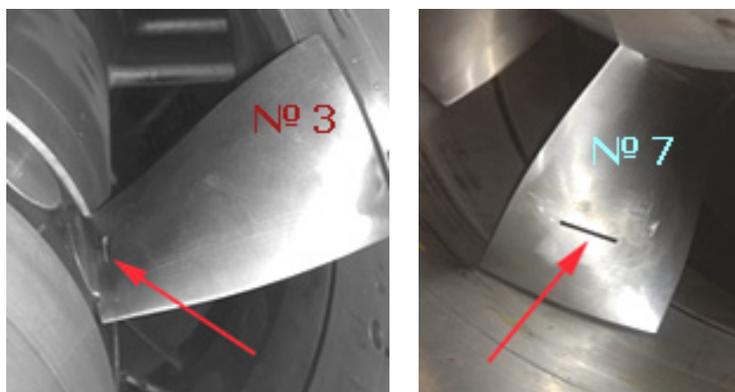


Рис. 5. Две рабочих лопатки модели компрессора С-101 с искусственными трещинами

### Методология

При выборе показателей обнаружения трещин в лопатках следует рассматривать такие параметры движения рабочих лопаток, которые могут с наибольшей информативностью в рамках данного метода определять изменения в свойствах лопатки, характеризующие конструктивные дефекты. Кроме того, следует учитывать требование по скорости получения оценки, так как предполагается использовать технику обнаружения трещин при мониторинге испытываемых объектов. Таким образом, параметры движения будем рассматривать исходя из указанных требований надежности и скорости получения данных или времени расчета. Основные параметры движения рабочих лопаток, которые позволяет получить бесконтактный дискретно-

фазовый метод, можно разделить на динамические и статические показатели. Распределения амплитуд и частота колебаний характеризуют динамические свойства лопатки. В отличие от частоты колебаний лопатки, амплитуда не всегда может быть надежным показателем появления дефекта. Существует ряд случаев, когда регистрация измерения амплитуды дискретно-фазовым методом может иметь альтернативную трактовку. Признаком трещин в случае оценки амплитуды является аномальное изменение уровня амплитудного значения, например значительного увеличения амплитуды по сравнению с амплитудой других лопаток венца. Однако подобное поведение амплитуды характерно также для таких явлений, как вращающийся срыв или флаттер [8], когда группа из нескольких лопаток имеет более высокий уровень вибраций, в 5 раз превышающий вибрации остальных лопаток венца. Также разные уровни вибрации лопатки могут появляться из-за их геометрической неоднородности по венцу [9]. Наиболее подходящим параметром вибрации, по которому можно судить о появлении дефекта в рабочей лопатке, является частота колебаний. Изменение измеренной частоты в процессе испытаний является показательным фактором появления дефекта. Даже при неточном определении частотного спектра по относительному смещению режима работы с резонансными колебаниями от возбуждения характерной гармоникой по данным испытаний с цельной и поврежденной лопатками можно проводить подобный анализ [10]. Если использовать традиционный метод, то в настоящее время известно несколько подходов к определению частоты колебаний рабочих лопаток бесконтактным методом [11]. В данной статье используется метод МНК-спектров (LSS), показывающий результирующий спектр, схожий с классической периодограммой Шустера (Shuster) [12]. При этом использовалось представление МНК-спектра в виде формулы Барнинга (Barning) [13]

$$B(\omega) = \frac{1}{2} \cdot \frac{M[z_c^2]M[x_k z_s] + M[z_s^2]M^2[x_k z_c] - A}{M[z_c^2]M[z_s^2] - M^2[z_s z_c]}, \quad (1)$$

где  $A = 2M[z_s z_c]M[x_k z_c]M[x_k z_s]$ ,  $z_c = \cos(\omega t_k)$ ,  $z_s = \sin(\omega t_k)$ ;

$$M[X] = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} (X).$$

Расчет по этой формуле и с помощью периодограммы Ломба-Скаргла показывает похожие результаты. Следует отметить, что используемый метод не требует таких вычислительных затрат, которые мешали бы применять его в процессе мониторинга. Однако, как известно, метод зависит от расположения периферийных датчиков, а спектр, полученный в результате, имеет много ложных частот [11]. Очистка «грязного» спектра от таких ложных частот, появляющихся вследствие неравномерности распределения данных, осложняется еще и по причине кратности частоты периодических пропусков данных и частоты вращения. В то же время следует иметь в виду, что из-за особенностей задачи выявления дефектов достаточно выделить определяющие гармоники для варианта с цельными лопатками и сравнивать с текущими значениями частот. Для этого выбираются гармоники, имеющие максимальную интенсивность, причем учитываются расчетные значения частот рабочих лопаток, а также удаляются из рассмотрения гармоники, отстоящие от основных составляющих спектра на  $mf$ , где  $m$  – порядок кратности. Следующим параметром, претендующим на роль эффективного показателя обнаружения трещин в лопатке, является ее прогиб, характеризующий статическое положение лопатки, устанавливаемое под воздействием аэродинамических и механических нагрузок. Сравнение значения прогиба изначально цельной лопатки с текущим показанием прогиба является критерием оценки целостности лопатки [14]. По такому же алгоритму анализируются другие статические параметры – угол разворота и шаг лопатки [7, 15]. С учетом преимущественно

случайного характера колебаний лопатки [6] в статье приведены данные обработки некоторых вероятностных характеристик, в частности параметра эксцесса:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{N\sigma_x^4} \cdot \sum_{i=0}^{N-1} (x_i - m_x)^4. \quad (2)$$

### Обработка полученных результатов

При мониторинге модели вентилятора аппаратурой дискретно-фазового метода на экран оператора выводится информация о положении рабочей лопатки относительно фиксированной метки на валу, которая задается корневым импульсом от зубчатого колеса с количеством зубьев по числу лопаток. Таким образом, контролируется прогиб рабочих лопаток. На рис. 6 показаны снимки с экрана монитора для двух кадров на одной частоте вращения  $n = 8700$  об/мин. Фоновый кадр представляет случай с неповрежденными лопатками (в негативе), а наложенный кадр показывает случай, когда было обнаружено аномальное изменение положения нескольких лопаток относительно первоначального положения. Подобное поведение лопаток послужило причиной для остановки испытания. После визуального осмотра рабочих лопаток были обнаружены значительные трещины в лопатках № 2, 4, 5, 6, 15, остальные лопатки с трещинами имели меньшую величину дефекта. Как отмечено на рис. 6, на лопатках № 2, 6, 15 наблюдается максимальное отклонение положения лопатки, составляющее 4–5 % от положения неповрежденных лопаток, что соответствует трещине 12–13 % от площади сечения лопатки, при среднем отклонении прогиба по венцу 1,3 % всех лопаток в неповрежденном состоянии.

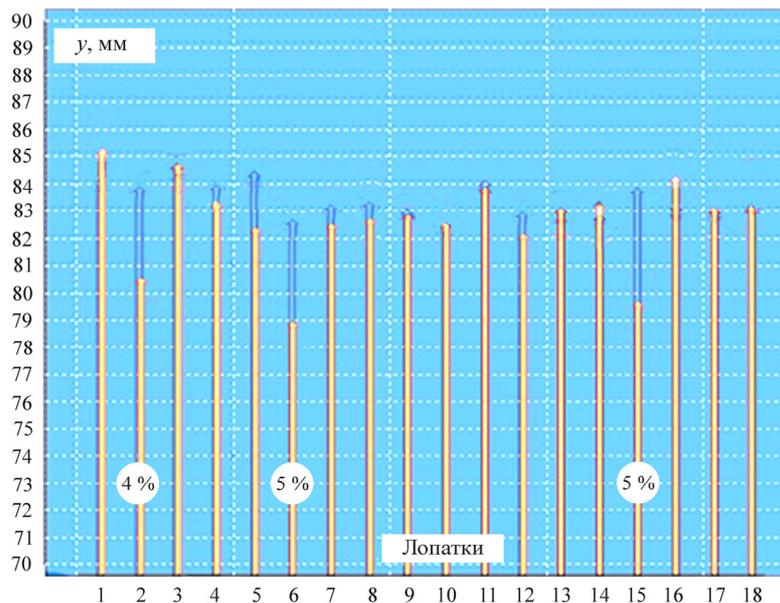


Рис. 6. Снимок экрана монитора при определении трещин лопаток модели вентилятора С-180-2 аппаратурой дискретно-фазового метода

На рис. 7 представлены графики изменения прогиба лопатки в зависимости от частоты вращения ротора для варианта неповрежденных лопаток (см. рис. 7, а) и случая появления трещин в нескольких лопатках (см. рис. 7, б). Для наглядности показаны одна лопатка № 15 с длинной трещиной и две соседние лопатки. Как видно из рис. 7, а, значение прогиба лопатки изменяется для варианта неповрежденных лопаток примерно одинаково – при наступлении резонансов три лопатки реагируют в большей степени синфазно. Другая картина наблюдается для варианта с зарегистрированными трещинами в лопатке № 15 (см. рис. 7, б). Заметно различие в графике прогиба как по интенсивности, так и по фазе для лопатки № 15, особенно на резо-

нансных частотах по 2-й собственной частоте лопатки с гармониками возмущения 3 и 4, по 1-й собственной частоте лопатки с гармоникой возмущения 2. На нерезонансных частотах вращения такое различие в параметре прогиба незначительное.

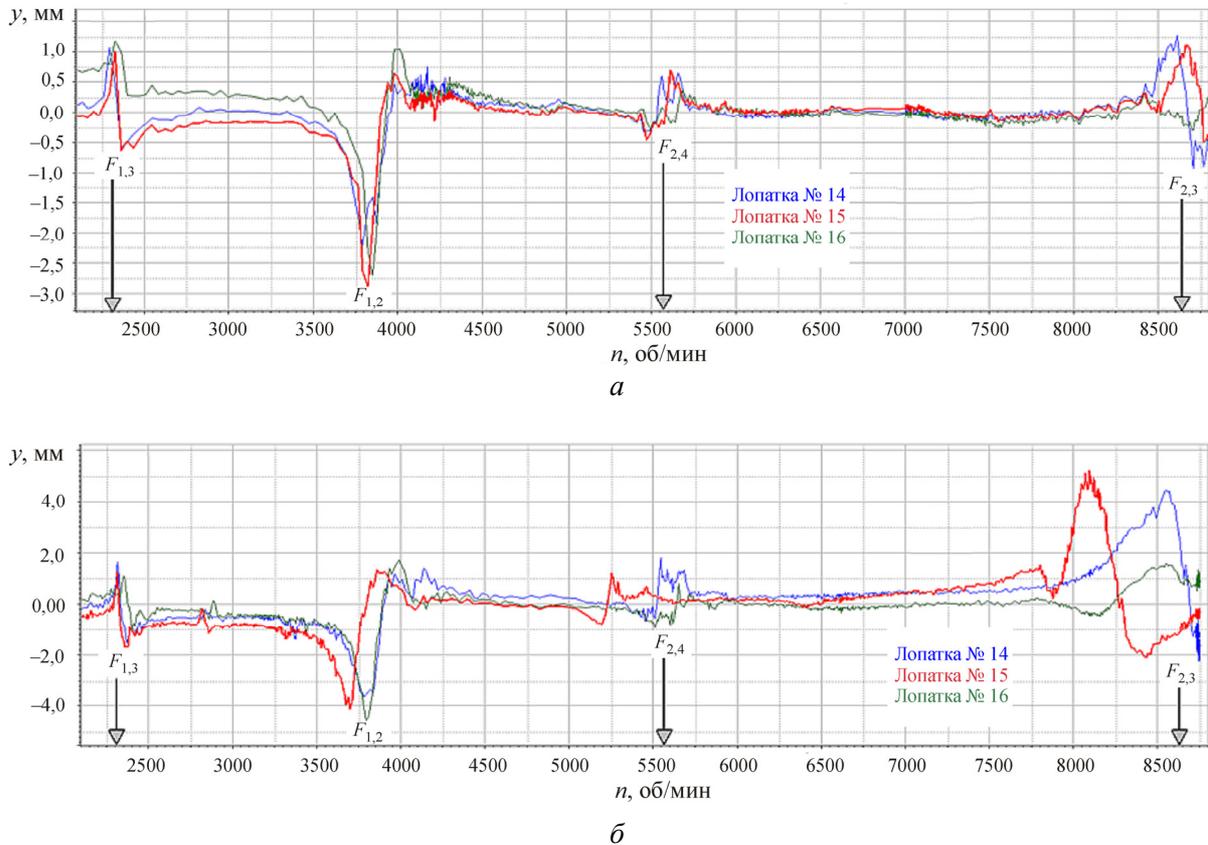


Рис. 7. Изменение прогиба лопатки в зависимости от частоты вращения ротора для 2 вариантов: а – неповрежденные лопатки; б – после появления трещин

Следующим рассматриваемым статическим параметром оценки целостности рабочих лопаток вентилятора является угол разворота лопатки. На рис. 8 приведена карта изолиний угла разворота всех лопаток на сбросе оборотов для варианта испытания с поврежденными лопатками. На этом рисунке видно, что несколько лопаток, в том числе отмеченные ранее лопатки № 2, 4, 6, достигают высоких значений угла разворота  $\Delta\alpha = 2,75^\circ$  на резонансной частоте  $n = 8700$  об/мин ( $F_{2,3}$ ). При дальнейшем уменьшении частоты вращения только лопатка № 6 выделяется повышенным уровнем угла разворота относительно других лопаток венца. На другом наблюдаемом резонансном режиме  $n = 3800$  об/мин ( $F_{1,2}$ ) уровень угла разворота лопаток всего венца не имеет существенных различий. Обращает на себя внимание поведение лопатки № 4, которая имеет значительный угол разворота, но при этом малый уровень прогиба (см. рис. б), что может говорить о значительном повороте профиля из-за трещины. Некоторые различия в уровнях прогиба и угла разворота лопаток с трещинами на представленных рисунках могут свидетельствовать о неравномерном развитии трещины или ее масштабе, а также моменте раскрытия трещины под действием на лопатку вынужденных сил. Несмотря на это, лопатка с трещиной обнаруживается по изменению ее прогиба в момент, когда лопатка начинает течь. Представленные данные по объекту С-180 показывают, что применение признака прогиба лопатки имеет достаточную чувствительность, чтобы сигнализировать о трещинах до момента отрыва лопатки. Это объясняется также достаточной пластичностью материала, который в основном используется для изготовления рабочих лопаток турбомашин. Параметр угла разворота харак-

теризует крутильное движение лопатки, вследствие чего может использоваться как дополнительный источник информации для выявления дефекта в лопатке.

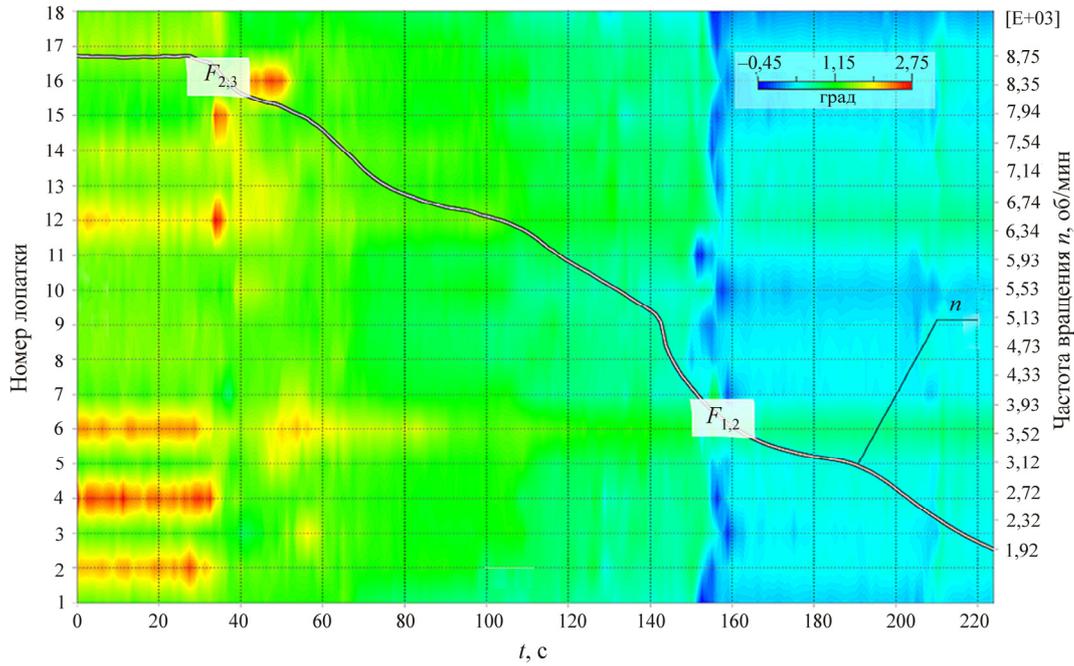


Рис. 8. Изолинии угла разворота  $\Delta\alpha$  лопаток на сбросе оборотов для варианта испытаний модели вентилятора С-180-2 с поврежденными лопатками

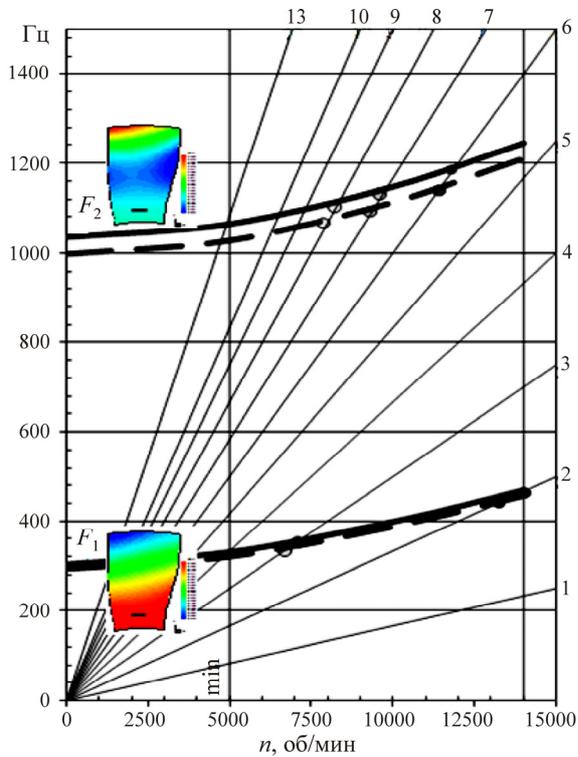


Рис. 9. Диаграмма Кэмпбелла рабочей лопатки ступени компрессора С-101

Рассмотрим более детально использование выбранных параметров вибрации для оценки целостности рабочих лопаток на примере ступени компрессора С-101. Как было отмечено ранее, 2-я сборка рабочего колеса отличалась от 1-й наличием выполненных трещин в двух лопатках – № 3 с трещиной у корня в центре и № 7 с трещиной на периферии также в центре. На рис. 9 показана резонансная диаграмма рабочей лопатки ступени С-101 для случая цельной лопатки (сплошные линии) и случая лопатки с трещиной у корня (пунктирные линии). Для оценки целостности рабочей лопатки по параметру прогиба определим разность значений статического положения лопатки между испытанием рабочего колеса с цельными лопатками и варианта, когда две лопатки имеют трещины.

На рис. 10 представлены графики разности для четырех основных режимов  $n = \{5,8,10,14\} \cdot 10^3$  об/мин. Все графики имеют отличный от нуля уровень разности значений прогиба лопаток, а также существенный разброс значений прогиба. Это можно объяснить конструктивным несовершенством замка

лопатки, так как вследствие изменения частоты вращения отдельные лопатки могут проворачиваться в замках и иметь некоторое отклонение от статического положения в разных сборках и на разных скоростных режимах. Несмотря на замеченные погрешности, на резонансном режиме  $n = 14 \cdot 10^3$  об/мин ( $F_{1,2}$ ) наблюдается значительное изменение в прогибах лопатки № 3 с трещиной у корня, которое составляет  $\Delta y = 1,85$  мм, считая от среднего уровня прогиба для всех режимов в  $\Delta y = 0,7$  мм. Это значение в 5–6 раз превышает отклонения в разности значений прогиба для остальных целых лопаток. Следует отметить, что лопатка № 7 с трещиной у кромки никак себя не проявляет. Таким образом, даже с такой формой трещины и длиной, как на лопатке № 3, оценка целостности по отклонению кромки лопатки может быть выполнена, однако не во всем диапазоне рабочих режимов и преимущественно на резонансной частоте. Далее используем частотный анализ для оценки целостности лопаток на ранее указанных четырех скоростных режимах.

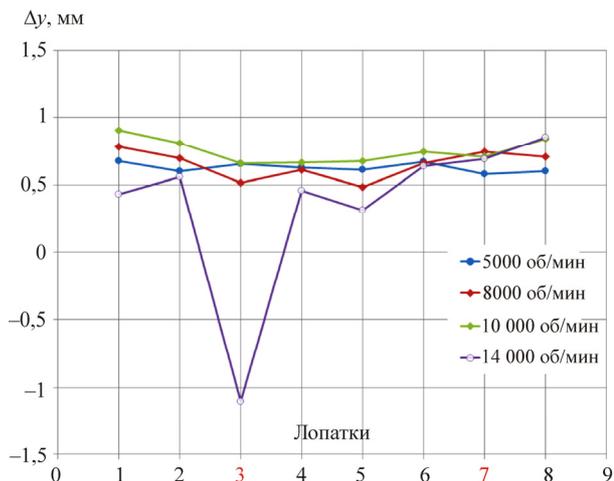


Рис. 10. Разности значений прогибов лопаток при испытаниях с целой лопаткой и с двумя треснутыми лопатками

На рис. 11 приведены спектры колебаний двух лопаток, определенные по формуле (1), с алгоритмом удаления ложных частот на режиме  $n = 5 \cdot 10^3$  об/мин ( $F_{1,4}; F_{2,13}$ ). Для каждой показанной на рис. 11 лопатки показаны два спектра, соответствующие двум испытаниям. Синий спектр соответствует 1-й сборке с бездефектными лопатками, красный спектр – сборке с двумя треснутыми лопатками в колесе. Как показано на рис. 11, спектр для лопатки № 1 имеет две гармоники с максимальной интенсивностью  $\omega = 263$  Гц и  $\omega = 340$  Гц, которые примерно соответствуют силам возмущения, кратным частоте вращения на гармониках 3 и 4. Два спектра

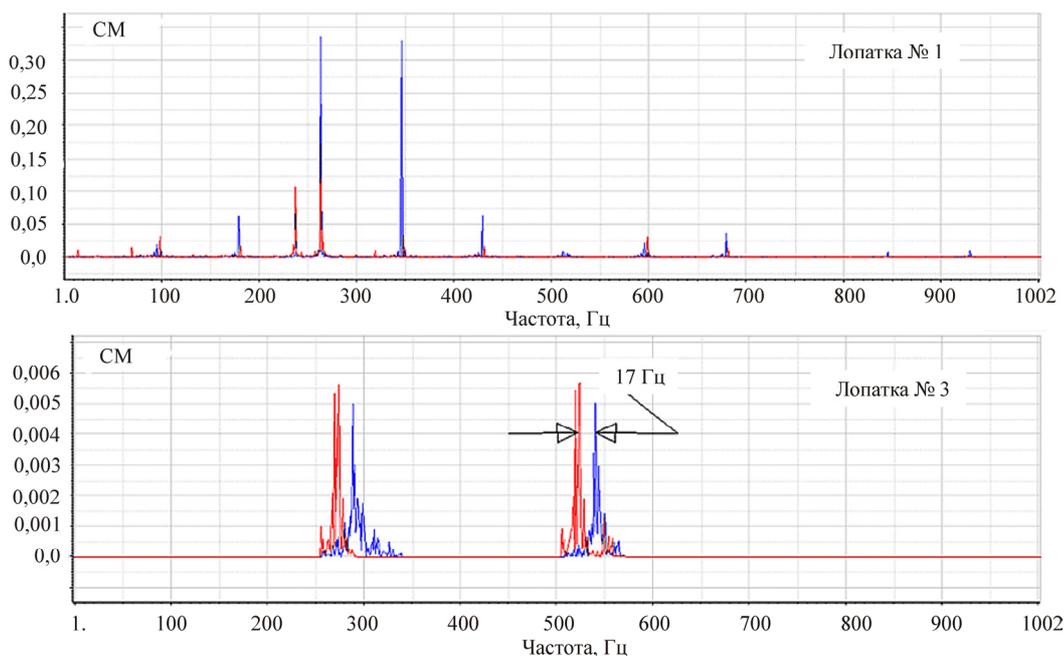


Рис. 11. Спектры колебаний двух лопаток при испытаниях с целой лопаткой (синий) и с двумя треснутыми лопатками (красный) при 5000 об/мин

совпадают по частотным компонентам, но имеют различие в интенсивности этих компонентов. Для лопатки № 3 по двум выделенным участкам спектра заметно влияние случайных колебаний и разный состав компонентов. Однако важно отметить наличие заметного сдвига спектральных компонентов двух спектров на  $\Delta\omega = 17$  Гц.

На рис. 12 показаны спектры колебаний лопатки № 3 с трещиной у корня для двух скоростных режимов. На режиме  $n = 8 \cdot 10^3$  об/мин заметно смещение спектров на  $\Delta\omega = 20$  Гц при частоте колебаний  $\omega = 530$  Гц. Поскольку алгоритм удаления ложных частот несовершенен и может удалять часть полезной информации, на рис. 12 для резонансной частоты вращения  $n = 14 \cdot 10^3$  об/мин приведены спектры после вычисления по формуле (1) без последующей чистки спектра. В этом случае спектры имеют большой набор компонентов, отстоящих друг от друга на частоту вращения  $f_r = 233$  Гц. Как видно из этих спектров, смещение для двух спектров составляет уже  $\Delta\omega = 30$  Гц.

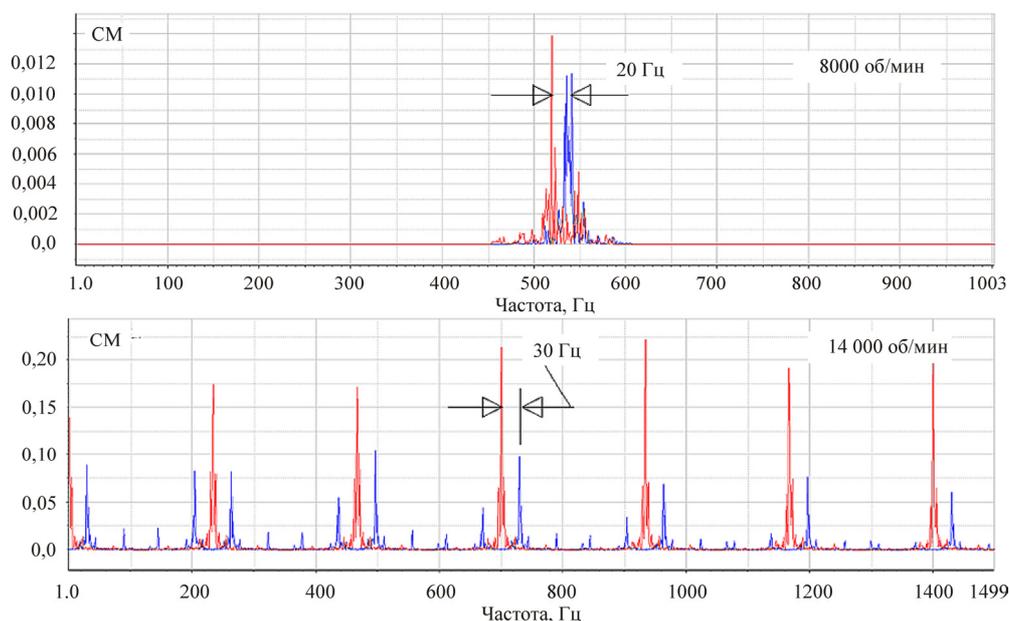


Рис. 12. Спектры колебаний лопатки № 3 при испытаниях с целой лопаткой (синий) и с двумя треснутыми лопатками (красный)

Подобным образом оцениваются все лопатки рабочего колеса и определяется разность значений смещения между выбранной частотной гармоникой первоначальных бездефектных лопаток и лопаток, измеряемых в последующих экспериментах. Такие данные для рабочих лопаток ступени компрессора С-101 приведены на рис. 13, на котором показано отношение частоты выбранной гармоники для текущего состояния  $f_c$  к предварительно оцененной частоте бездефектных лопаток  $f_0$ . На графиках рис. 13 наблюдается очевидное отклонение от 3,5 до 6 % в частоте колебаний лопатки № 3 с трещиной у корня на всех рассматриваемых скоростных режимах. Для лопатки № 7 с трещиной у кромки также отмечается изменение в частоте для режима  $n = 8 \cdot 10^3$  об/мин, которое доходит до 2,5 %, причем реагирует эта лопатка только на резонансных режимах по 2-й изгибной форме. Кроме того, разброс отклонений частоты для лопатки № 7 сравним с разбросом отклонений частоты по некоторым другим бездефектным лопаткам (№ 2, 4, 5). Разброс отклонений частоты на бездефектных лопатках обуславливается погрешностью определения частоты, которая во многом зависит от количества и расположения периферийных датчиков, конструктивного совершенства лопаточного венца, отсутствия дополнительных паразитных вибраций при проведении эксперимента. Так, в нашем случае конструкция замков лопаток позволяет лопаткам незначительно перемещаться в процессе работы

компрессора, что вносит существенный вклад в сигнал вибрации. Следует также отметить, что для выполнения данной работы требовалось разбирать ступень, чтобы сделать конструктивные трещины в рабочих лопатках. Операции повторной сборки с учетом несовершенной конструкции замков лопаток также вносят неточности, заметные при сравнении рассматриваемых здесь параметров вибрации. С учетом сказанного определение частоты колебаний лопаток для оценки их целостности может быть наиболее правильным и подходящим критерием выявления трещин.

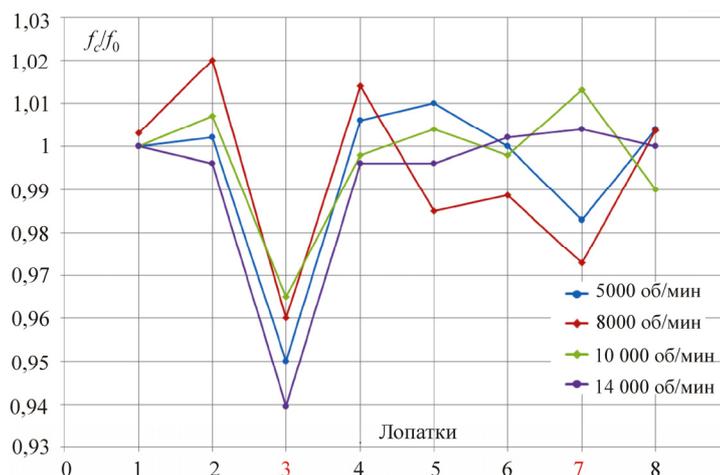


Рис. 13. Соотношение частоты выбранной гармоники  $f_c$  лопатки РК к предварительно оцененной частоте бездефектных лопаток  $f_0$

Поскольку появление трещины в лопатке компрессора вызывает изменение характера колебаний, который известен [6] как случайный, можно выполнить оценку вероятностных характеристик случайного процесса в попытке использовать изменения в этих характеристиках для выявления дефектов в рабочих лопатках. На рис. 14 приведены графики плотности распределения вероятности для всех лопаток венца сигналов вибраций на режиме  $n = 14 \cdot 10^3$  об/мин, как и ранее, для двух испытаний с двумя треснутыми лопатками в венце (см. рис. 14, а) и цельными лопатками (см. рис. 14, б). Как видно по графикам, все лопатки имеют случайный характер колебания. В случае с лопаткой № 3 при наличии трещины у корня наблюдается явное изменение закона распределения величины перемещения лопатки. Для количественной оценки случайного процесса будем использовать параметр эксцесса  $\epsilon_x$ , вычисленный по формуле (2). На рис. 15 показаны графики изменения параметра эксцесса для двух указанных случаев по всем лопаткам венца на режиме  $n = 14 \cdot 10^3$  об/мин по периферийному датчику над входной кромкой. Как и на предыдущих рисунках прогиба лопаток и частоты вибраций, наблюдается изменение параметра эксцесса для лопатки № 3 с трещиной у корня, в отличие от остальных лопаток венца, в том числе лопатки № 7 с трещиной у кромки. Значение параметра эксцесса, равное трем, означает случайный колебательный процесс при нормальном законе распределения. Появление трещины подобной формы, размеров и расположения существенно изменяет характер закона распределения, при этом параметр эксцесса изменяется на единицу. Однако снова следует сказать о заметном изменении в колебании лопатки с трещиной на резонансном режиме. На рис. 16 приведены подобные графики параметра эксцесса (см. формулу (2)) для лопатки с трещиной и бездефектной лопатки в зависимости от частоты вращения.

Параметр эксцесса на графиках отличается на двух скоростных режимах  $n = \{5,14\} \cdot 10^3$  об/мин, на которых происходит резонанс по 1-й изгибной форме. Здесь можно отметить то, что необязательно сравнивать параметр эксцесса лопатки текущего испытания с таким же параметром с этой бездефектной лопаткой. Достаточно сравнить измеряемый параметр эксцесса с этим параметром для предполагаемого закона распределения вибрации лопаток

ки. Для определения параметра эксцесса можно использовать сигнал вибраций по одному периферийному датчику. Безусловно, требуется еще больше статистического материала, чтобы с большой долей вероятности можно было сказать об однозначности такого подхода. В целом можно заключить, что данный параметр можно использовать как дополнительный критерий оценки целостности лопатки.

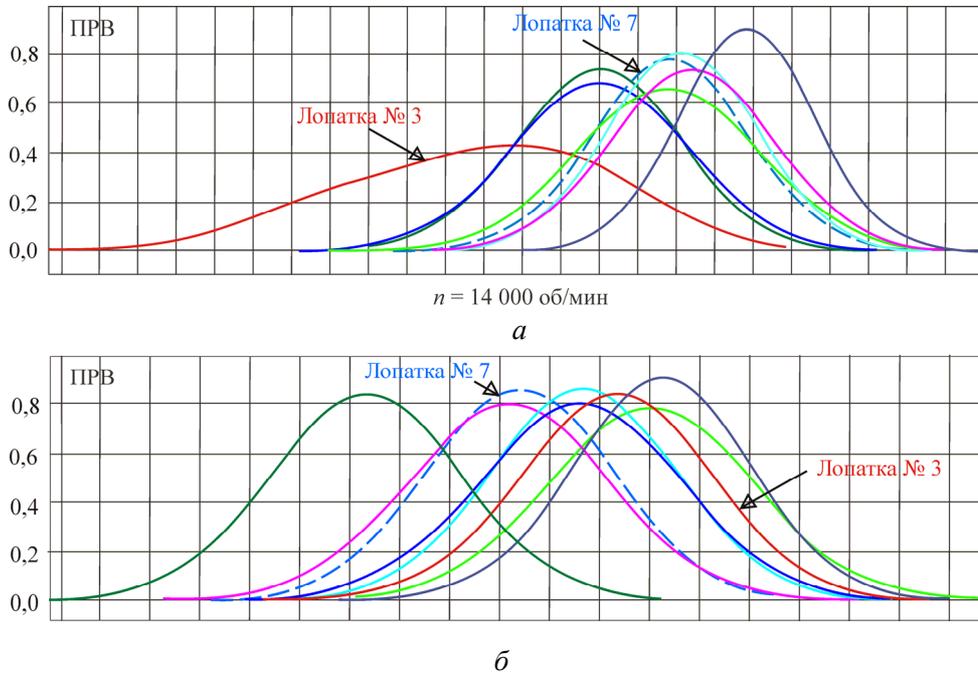


Рис. 14. Графики плотности распределения вероятности для всех лопаток венца на режиме 14 000 об/мин при испытаниях с двумя треснутыми лопатками (а) и целыми лопатками (б)



Рис. 15. Параметр эксцесса для всех лопаток венца при испытаниях с целыми и двумя треснутыми лопатками

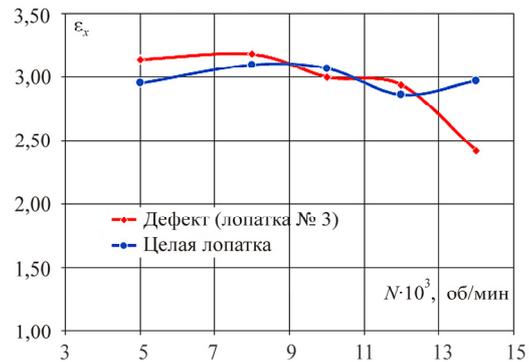


Рис. 16. Параметр эксцесса для лопатки с трещиной и бездефектной лопатки в зависимости от частоты вращения

## Выводы

Из рассмотренных в статье основных параметров вибрации рабочих лопаток, полученных бесконтактным дискретно-фазовым методом, можно выделить два параметра, которые показывают наибольшую эффективность для задачи мониторинга целостности рабочих лопаток. Первый статический параметр прогиба лопатки отличается простотой вычисления, минимальное тре-

бование по количеству периферийных датчиков, возможность по прогибу кромки лопатки определить появление трещины в лопатках до момента разрушения, как видно на примере модели вентилятора С-180-2 и ступени компрессора С-101. Несмотря на то, что момент регистрации признаков трещины по прогибу лопатки появляется тогда, когда материал лопатки уже начинает ползти и трещина раскрывается, можно остановить испытания до отрыва лопатки, что объясняется свойствами материалов, которые применяются для изготовления лопатки. В случае некритичных размеров трещины, как в лопатках ступени С-101, выявление дефекта по прогибу возможно преимущественно на резонансных режимах работы по тем формам колебаний, на которых эти трещины могут себя проявить. Так, в случае ступени С-101 по отклонению лопатки заметна трещина у корня, но не наблюдается признака дефекта у лопатки с трещиной у периферийной кромки. Вторым эффективным параметром определения трещин в лопатках турбомашин является частота колебаний лопатки. В результате применения частотного анализа методом МНК-спектров к лопаткам ступени С-101 можно сделать вывод, что по смещению частот в спектре можно определить трещины у корня в лопатке, как на резонансных, так и на нерезонансных режимах работы. Для варианта расположения трещины у кромки лопатки такой подход не дает однозначных результатов. В этом случае наблюдаются заметные различия в частоте при колебаниях лопаток, близких к резонансным колебаниям по 2-й изгибной форме. Следует отметить, что результаты частотного анализа, представленные в статье, имеют не самое высокое качество, поскольку в колебания лопаток вносит вклад конструктивная погрешность, связанная с поворотом лопаток в замках в процессе испытания. Это приводит к тому, что для некоторых лопаток в спектре колебаний наблюдаются, помимо ложных частот, связанных с методом расчета спектра, признаки случайных колебаний. Кроме того, качество метода расчета частоты колебаний лопатки зависит от количества и расположения периферийных датчиков. Таким образом, можно предположить, что использование метода расчета частоты с помощью МНК-спектров может показывать лучшие результаты. Другие рассмотренные в статье параметры вибрации рабочих лопаток, такие как угол разворота и параметр эксцесса колебательного процесса, могут применяться в качестве источников дополнительной информации для обнаружения трещин в лопатках. Особенностью таких показаний является то, что признаки трещины в лопатке появляются на резонансных режимах работы. Для подтверждения надежности применения рассмотренных критериев оценки трещин в лопатках требуется больше статистической информации с разными характеристиками дефектов на различных объектах. На данный момент можно заключить, что оптимальным вариантом использования параметров вибрации, полученных с помощью дискретно-фазового метода, в целях обнаружения трещин в рабочих лопатках турбомашин является комбинированный подход, при котором в качестве основных параметров используются прогиб лопатки и частота колебаний.

#### Библиографический список

1. Zhou B. Blade damage in Power Gen turbine losses and blade health // Proc. of ASME Turbo 2016, June 13–17, 2016, Seoul, South Korea. – 2016. – GT2016-56137. – 7 p.
2. Chana K.S., Cardwell D.N. The use of eddy current sensor based blade tip timing for FOD detection // The Proc. of ASME Turbo 2008, June 9–13, 2008, Berlin, Germany. – 2008. – GT2008-50791. – 10 p.
3. Sridhar V., Chana K.S. Development of a combined eddy current and pressure sensor for gas turbine blade health monitoring // The Proc. of ASME Turbo 2017. June 26–30, 2017, Charlotte, NC, USA. – 2017. – GT2017-63807. – 8 p.
4. Asynchronous response analysis of non-contact vibration measurements on compressor rotor blades / C. Krause, T. Giersch, M. Stelldinger, B. Hanschke, A. Kuhhorn // The Proc. of ASME Turbo 2017, June 26–30, 2017, Charlotte, NC, USA. – 2017. – GT2017-63200. – 7 p.
5. Method and device for detecting cracks in compressor blades: Patent 20110213569 US / M. Zielinski, G. Ziller. – 2011.
6. Mileschin V., Stepanov A., Fateev V. Study of rotor blades vibration behavior of counter rotating fan models // The Proc. of ASME Turbo 2014, June 16–20, 2014, Düsseldorf, Germany. – 2014. – GT2014-26310. – 10 p.

7. Numerical and experimental investigations of clocking effect in a two-stage compressor with  $\pi_c$  3,7 / V. Mileshin, N. Savin, A. Stepanov, Ya. Druzhinin // The Proc. of ASME Turbo 2015, June 15–19, 2015, Montréal, Canada. – 2015. – GT2015-43472. – 10 p.
8. Maximov V., Mileshin V., Stepanov A. The application comparison of ways and methods for diagnostics of rotor blades flutter in axial compressors // The Proc. of CM 2010 and MFPT 2010, Stratford-on-Avon, UK. – 2010. – Paper 0305-2010.
9. Experimental investigation of the grouped blade vibration for steam turbine by non-contact sensors / T. Nakajima, K. Segawa, H. Kitahara, A. Seo, Y. Yamashita, T. Kudo // The Proc. of ASME Turbo 2017, June 26–30, 2017, Charlotte, NC, USA. – 2017. – GT2017-64047. – 9 p.
10. Способ диагностирования повреждений рабочих лопаток турбомашин: пат. 2186260 Рос. Федерация / Исаков Н.Ю., Мандрыка Э.С., Сандовский А.В. – № 2001104396/06; заявл. 09.02.2001; опубл. 27.07.2002, Бюл. № 21.
11. Kharyton V., Dimitriadis G., Defise C. A discussion on the advancement of blade tip timing data processing // The Proc. of ASME Turbo 2017, June 26–30, 2017, Charlotte, NC, USA. – 2017. – GT2017-63138. – 11 p.
12. Vityazev V.V. Time series analysis of unequally spaced data intercomparison between estimators of the power spectrum // Proc. of the Astronom. Data Analysis Software and Syst. VI ASP Conf. Ser. – 1997. – Vol. 125. – P. 166–169.
13. Витязев В.В. Анализ неравномерных временных рядов: учеб. пособие / С.-Петерб. ун-т. – СПб., 2001. – 70 с.
14. Метод диагностирования повреждений в рабочих лопатках турбомашин: пат. 2008438 Рос. Федерация / Мандрыка Э.С., Гурский Г.Л. – № 4853317/06; заявл. 20.07.1990; опубл. 28.02.1994, Бюл. № 6.
15. Способ выявления повреждений рабочих лопаток турбомашин: пат. № 2133951 Рос. Федерация / Тихомиров Ю.П., Астахов А.Л., Суслов В.Е. – № 97118799/06; заявл. 04.11.1997; опубл. 27.07.1999, Бюл. № 21.

#### Reference

1. Zhou B. Blade damage in Power Gen turbine losses and blade health // Proceedings of ASME Turbo 2016, June 13-17, 2016, Seoul, South Korea, GT2016-56137, 2016, 7 p.
2. Chana K.S., Cardwell D.N. The use of eddy current sensor based blade tip timing for FOD detection // The Proceedings of ASME Turbo 2008, June 9-13, 2008, Berlin, Germany, GT2008-50791, 2008, 10 p.
3. Sridhar V., Chana K.S. Development of a combined eddy current and pressure sensor for gas turbine blade health monitoring // The Proceedings of ASME Turbo 2017, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA, GT2017-63807, 2017, 8 p.
4. Krause C., Giersch T., Stelldinger M., Hanschke B., Kuhhorn A. Asynchronous response analysis of non-contact vibration measurements on compressor rotor blades // The Proceedings of ASME Turbo 2017, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA, GT2017-63200, 2017, 7 p.
5. Zielinski M., Ziller G. Method and device for detecting cracks in compressor blades // US Patent 20110213569, 2011.
6. Mileshin V., Stepanov A., Fateev V. Study of rotor blades vibration behavior of counter rotating fan models // The Proceedings of ASME Turbo 2014, June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany, GT2014-26310, 2014, 10 p.
7. Mileshin V., Savin N., Stepanov A., Druzhinin Ya. Numerical and experimental investigations of clocking effect in a two-stage compressor with  $\pi_c$  3.7 // The Proceedings of ASME Turbo 2015, June 15–19, 2015, Montréal, Canada, GT2015-43472, 2015, 10 p.
8. Maximov V., Mileshin V., Stepanov A. The application comparison of ways and methods for diagnostics of rotor blades flutter in axial compressors // The Proceedings of CM\_2010\_and\_MFPT\_2010, 0305-2010, 2010, Stratford-on-Avon, UK.
9. Nakajima T., Segawa K., Kitahara H., Seo A., Yamashita Y., Kudo T. Experimental investigation of the grouped blade vibration for steam turbine by non-contact sensors // The Proceedings of ASME Turbo 2017, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA, GT2017-64047, 2017, 9 p.
10. Isakov N.Yu., Mandryka E.S., Sandovskiy A.V. Sposob diagnostirovaniya povrezhdeniy rabochikh lopatok turbomashiny [Method of failures diagnostication in rotor blades of turboengines]. RU Patent 2186260, Application: 2001104396/06 dated 09.02.2001, Posted: 07/27/2002, Bull. Number 21.

11. Kharyton V., Dimitriadis G., Defise C. A discussion on the advancement of blade tip timing data processing // The Proceedings of ASME Turbo 2017, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA, GT2017-63138, 2017, 11 p.

12. Vityazev V.V. Time series analysis of unequally spaced data intercomparison between estimators of the power spectrum // Proceedings of the Astronomical Data Analysis Software and Systems VI ASP Conference Series, 1997, vol. 125, pp. 166-169

13. Vityazev V.V. Analiz neravnomernykh vremennykh ryadov. Uchebnoye posobiye [The non-uniform time series analysis. Tutorial]. St.-Petersburg: St.-Petersburg State University, 2001, 70 p.

14. Mandryka E.S., Gurskiy G.L. Metod diagnostirovaniya povrezhdeniy v rabochikh lopatkakh turbomashin [Method of failures diagnostics in rotor blades of turboengines]. RU Patent 2008438, Application: 4853317/06 from 07.20.1990, Posted: 02/28/1994, Bull. Number 6

15. Tikhomirov Yu.P., Astakhov A.L., Suslov V.E. Sposob vyyavleniya povrezhdeniy rabochikh lopatok turbomashiny [Method of failures diagnostics in rotor blades of turboengines]. RU Patent 2133951, Application: 97118799/06 dated 04.11.1997, Posted: 07/27/1999, Bull. Number 21.

#### Сведения об авторах

**Милешин Виктор Иванович** (Москва, Россия) – кандидат физико-математических наук, начальник отделения ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, г. Москва, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: mileschin@ciam.ru).

**Фатеев Виктор Антонович** (Москва, Россия) – старший научный сотрудник ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, г. Москва, Авиамоторная ул., д. 2; e-mail: fateev@ciam.ru).

**Степанов Александр Владимирович** (Москва, Россия) – ведущий инженер ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, г. Москва, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: pihtao@gmail.com).

#### About the authors

**Viktor I. Mileschin** (Moscow, Russian Federation) – CSc in Physical and Mathematical Sciences, Head of Department, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov (2, Aviamotornaya st., Moscow, 111116, Russian Federation, e-mail: mileschin@ciam.ru).

**Viktor A. Fateev** (Moscow, Russian Federation) – Senior Researcher, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov (CIAM) (2, Aviamotornaya st., Moscow, 111116, Russian Federation; e-mail: fateev@ciam.ru).

**Aleksandr V. Stepanov** (Moscow, Russian Federation) – Leading Engineer, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov (2, Aviamotornaya st., Moscow, 111116, Russian Federation, e-mail: vldzhdanov@yandex.ru).

Получено 08.08.2019