## УДК 621.452.3

#### doi: 10.32620/aktt.2020.8.07

# М. Р. ТКАЧ, С. А. МОРГУН, Ю. Г. ЗОЛОТОЙ, А. Ю. ПРОСКУРИН, Ю. Н. ГАЛЫНКИН

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

# СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Одной из задач обеспечения вибрационной прочности является определение частотного спектра и форм свободных колебаний. Наиболее достоверные результаты достигаются при совместном применении экспериментальных и расчетных методов исследования. Экспериментальные исследования свободных колебаний лопаток проведены методом стробоголографической виброметрии в реальном времени. Дано описание созданного голографического измерительно-вычислительного комплекса, отмечены особенности оптической схемы интерферометра, обеспечивающие существенное снижение уровня помех за счет фиксации в реальном времени совокупности последовательных изображений интерферограмм колебаний при плавном изменении уровня вибровозбуждения с последующей компьютерной обработкой получаемого видеоряда. Изложены функциональные возможности созданного микроконтроллерного блока управления экспериментом, принципы работы блоков управления и обработки оптической информации. Приведен алгоритм проведения экспериментальных исследований, указаны особенности предложенного способа оцифровки порядков полос реализованного в созданном программном комплексе. Даны соотношения, использованные при реализации созданного программного обеспечения, проиллюстрирован ряд экспериментальных форм колебаний лопатки осевого компрессора. Анализ экспериментальных данных реализован методом конечных элементов на основе уточненной математической модели свободных колебаний лопаток компрессора. Приведены характеристики предложенных конечных элементов, из которых сформирована модель лопатки и основные уравнения, используемые при моделировании ее свободных колебаний. В качестве объекта исследования рассмотрена лопатка осевого компрессора высотой 54 мм и хордой 37 мм с углом закрутки периферийного сечения 17°, изготовленная из титанового сплава (плотность — 4500 кг/м³, модуль Юнга — 112,3 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,3). Получен ряд форм колебаний, выполнено сопоставление экспериментальных и расчетных данных. Анализ спектра частот собственных колебаний лопаток компрессора показал, что разница частот колебаний, полученными экспериментальным и численным методами, не превышает 5 % для одних и тех же мод.

Ключевые слова: свободные колебания; лопатки компрессора; метод конечных элементов; голографическая интерферометрия; моды колебаний; частотный спектр.

#### Введение

В современных условиях развития газотурбинных двигателей (ГТД) преобладающей тенденцией является увеличение их мощности при обеспечении требуемого уровня надежности. Одним из существенных этапов разработки двигателя является исследование колебаний рабочих лопаток осевого компрессора.

Режимы и частоты собственных колебаний лопаток компрессора могут быть определены численными и экспериментальными методами. Исследование вибрационных характеристик рабочих лопаток компрессоров и турбин численными методами приведено в работах [1 - 12]. Большая часть современных исследований в этой области проводилась с использованием метода конечных элементов [1 - 8, 12, 13]. Вместе с тем, математические модели, основанные на конечно-элементной аппроксимации трехмерного континуума сложной геометрической формы, имеют ряд недостатков, в основном из-за сложности выбора оптимальных функций формы конечного элемента и наличия разрывов между границами разнородных конечных элементов смежных слоев.

#### 1. Постановка проблемы

Экспериментальные методы неразрушающих исследований – голографическая и спекл-интерферометрии [14 - 19], широко используются для определения собственных форм и частот колебаний лопаток ГТД. Экспериментальные методы не имеют отмеченных недостатков расчетных методов, однако им присущи методические погрешности, что несколько снижает достоверность результатов.

Таким образом, для повышения точности определения собственных форм и частот колебаний ра-

© М. Р. Ткач, С. А. Моргун, Ю. Г. Золотой, А. Ю. Проскурин, Ю. Н. Галынкин, 2020

бочих лопаток компрессора целесообразно верифицировать данные, полученные экспериментальным методом голографической интерферометрии, с помощью численных расчетов.

Целью статьи является определение вибрационных характеристик рабочих лопаток осевого компрессора газотурбинного двигателя. Первоначально с использованием высокоточного экспериментального метода голографической интерферометрии найдены формы и частоты собственных колебаний лопаток. Полученные результаты проанализированы с помощью уточненной математической модели на основе метода конечных элементов.

#### 2. Изложение основного материала

Экспериментальное исследование колебаний лопаток компрессора газотурбинного двигателя проведено методом голографической интерферометрии [14]. Этот метод имеет несколько вариантов, основные их которых:

 метод исследования вибрации в реальном времени [15];

 метод регистрации интерферограмм колебаний с усреднением по времени [14];

 метод стробоголографической виброметрии [16, 17].

Комплексное использование этих методов позволяет получить исчерпывающую информацию об исследуемом спектре частот собственных колебаний лопатки, и распределение амплитуд колебаний по ее поверхности. Однако длительность и сложность эксперимента (особенно при оцифровке интерферограмм) недопустимо высоки.

Метод «живых» полос дает возможность быстро определять частотный спектр за счет изучения форм колебаний в реальном времени. Однако помехи (паразитные интерференционные полосы), которые возникают, как результат мокрой фотохимической обработки фотослоя с последующей сушкой, мешают адекватному определению распределения амплитуд вибрации на поверхности пера лопаток. Кроме того, контраст полос, наблюдаемых в реальном времени, быстро падает с увеличением амплитуды [15, 16].

Видность интерференционных полос улучшается при наблюдении интерферограммы с использованием стробирования лазерного излучения. Лазерные импульсы в таком варианте синхронизированы с моментами состояния максимального (амплитудного) смещения лопатки [16, 17]. Интерферограмма становится более контрастной, но проблема паразитных интерференционных полос сохраняется.

Разработанная авторами методика оцифровки стробо-голографических интерферограмм вибрирующих объектов (Заявка № а 2019 00695. Україна, МПК (2019.01) G01В 9/021) позволяєт в реальном времени изучать режимы собственных колебаний лопаток компрессора и спектр частот с использованием одной опорной голограммы. Сущность методики заключается в определении фазового рельефа путем анализа временного цикла изменения яркости каждой точки интерферограммы с плавным изменением амплитуды резонансной вибрации лопатки компрессора [18].

Оптическая схема голографического интерферометра и структурная схема инструментального обеспечения измерительно-вычислительного комплекса даны на рис. 1.

Луч лазера проходит через электрооптический модулятор, отражается зеркалом 1 и светоделителем 2 разделяется на два. Луч, прошедший через светоделитель, после отражения зеркалом 3 и расширения микрообъективом 4 освещает лопатку 5, которая консольно закреплена в замке и зажимном устройстве. Диффузно рассеянный её поверхностью свет формирует предметную волну. Другой луч, отраженный светоделителем 2, направляется зеркалом 7 на микрообъектив 8 и образует сферическую опорную волну. Результат интерференции предметной и опорной волн, зарегистрированный на высокоразрешающей фотопластинке (ПФГ-01) 6, образует голограмму лопатки. Крепление фотопластинки позволяет восстановить ее после фотохимической обработки в положении экспонирования с интерферометрической точностью. Нейтральный светофильтр 11 может быть введен в опорный пучок (или выведен из него). Это позволяет оптимизировать соотношение интенсивностей опорного и предметного пучков на стадии записи и восстановления голографического изображения.

Зеркало 7 установлено на упругой ферромагнитной мембране динамика привода 12. При плавном изменении силы тока в катушке динамика происходит пропорциональное смещение зеркала на 2...3 мкм в нормальном направлении, что обеспечивает плавно изменяемый фазовый сдвиг опорной волны по отношению к предметной.

Сигнал вибровозбуждения лопатки 5 формируется звуковым генератором (ГЗ-118), усиливается усилителем низкой частоты (УНЧ) и поступает на бесконтактный пьезокерамический возбудитель волнового типа 9 [18], вмонтированный в зажимное устройство. Частота колебаний контролируется электронным частотомером (ЧЗ-54).

Луч лазера модулируется электрооптическим модулятором (МЛ-3), на который подают прямоугольные импульсы регулируемой скважности, усиленные до полуволнового напряжения усилителем прямоугольных импульсов. Временная задержка



Рис. 1. Оптическая схема и аппаратурное обеспечение экспериментального стенда

стробирующих импульсов относительно фазы вибрации лопатки компрессора отображена на экране двухлучевого осциллографа (С1-64). На его первый вход поступают импульсы от усилителя прямоугольных импульсов, а на второй – сигнал от бесконтактного датчика вибрации 10. Тем самым также контролируется степень кратности частоты возбуждаемых колебаний лопатки и частоты возбуждающих колебаний звукового генератора.

Цифровая видеокамера 12, установленная непосредственно за голограммой, позволяет наблюдать интерферограмму лопатки на мониторе компьютера в режиме реального времени и фиксировать ее для дальнейшей обработки.

С целью реализации предложенного способа оцифровки интерферограмм создан микроконтроллерный блок (МКБ), состоящий из нескольких микроконтроллерных устройств, которые позволяют:

 получать прямоугольные импульсы регулируемой скважности с необходимой временной задержкой относительно сигнала датчика вибрации 10 или сигнала звукового генератора;

 изменять напряжение на вибровозбудителе в диапазоне от фиксированного максимального значения до нуля и обратно по линейному закону;

 создавать регулируемое электромагнитное поле в катушке динамика 12 привода зеркала 7, формируя тем самым плавно изменяющийся фазовый сдвиг в опорной волне. Рабочий процесс перечисленных устройств контролируется управляющим контроллером.

# 2.1. Порядок проведения эксперимента и программная обработка данных.

Регистрируется опорная голограмма неподвижной лопатки компрессора и активируется ее вибрационное возбуждение; при этом настройка на резонанс осуществляется наблюдением интерферограммы в режиме реального времени. Включается модуляция лазерного луча, и стробирующие импульсы скважностью 8 – 10 ед синхронизируются с одним из амплитудных состояний лопатки.

Значение амплитуды колебаний лопатки подбирается экспериментально из условия уверенного разрешения матрицей видеокамеры интерференционных полос в местах их максимальной плотности. Блок микроконтроллера в течение 10...15 секунд линейно снижает уровень вибровозбуждения до нуля, при этом в режиме реального времени компьютер записывает первую половину видеофайла плавно изменяющейся интерферограммы. Такая интерферограмма соответствует медленному переходу лопатки из первого амплитудного состояния в равновесное. В положении равновесия лопатки, микроконтроллер скачкообразно смещает стробирующий импульс относительно фазы сигнала возбуждения на  $\pi$  рад. Затем за тот же период времени он повышает уровень вибрационного возбуждения от нуля до исходного значения. Запись этого процесса формирует вторую половину плавно изменяющегося видеофайла интерферограммы, соответствующего медленному переходу лопатки из равновесного положения во второе амплитудное состояние. Таким образом, весь видеофайл представляет собой процесс трансформации интерферограммы при переходе лопатки из первого амплитудного состояния во второе [16, 17].

Согласно [14, 16], интерферограммы в первом и последнем кадрах видеофайла будут удовлетворять следующим соотношениям:

$$\mathrm{KU}_{1} = (\mathrm{N}_{1} - \frac{\delta}{2\pi})\lambda, \qquad (1)$$

$$KU_2 = (N_2 - \frac{\delta}{2\pi})\lambda, \qquad (2)$$

где К – вектор чувствительности интерферометра; U<sub>1</sub>, U<sub>2</sub> – первое и второе амплитудные состояния заданной точки на поверхности лопатки;

N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub> – порядок интерференционных полос в соответствующих амплитудных состояниях для данной точки интерферограммы;

 δ – неконтролируемый фазовый сдвиг в световой волне, восстановленный опорной голограммой (паразитные полосы, искажающие интерферограмму колебательной формы).

Вычитая уравнение (2) из уравнения (1), получим

$$K(U_1 - U_2) = (N_1 - N_2)\lambda.$$

В силу малости колебаний их допустимо считать линейными. Таким образом,

$$U_1 = -U_2 = U_2$$

$$\mathbf{N} = \mathbf{N}_1 - \mathbf{N}_2,$$

где U – амплитуда колебаний. Следовательно,

 $2KU = N\lambda.$  (3)

Из уравнения (3) следует, что величина N – это порядок полос, свободный от паразитных искажений, который определяет проекцию вибрационного смещения поверхности лопатки на направление вектора чувствительности интерферометра. Таким образом, задача оцифровки интерферограммы сведена к определению количество интерференционных полос, прошедших через каждую точку изображения лопатки за время перехода из одного амплитудного состояния в другое, что реализовано путем фотометрирования каждого пикселя интерферограммы на всех кадрах видеофайла. Типичный вид зависимости яркости пикселя от номера кадра показан на рис. 2.

Интерферограмма оцифровывается компьютерной программой, которая определяет значение N как число периодов изменения яркости каждого пикселя. Таким образом, получение интерференционной картины, свободной от восстановления паразитных полос, сводится к вычислению нормированного значения яркости каждого пикселя. Нормированное к единице значение яркости I определяется известным соотношением [14, 16, 17]:

$$I = 0,5(1 + \cos(N\pi)).$$
(4)

Анализ зависимости яркости пикселя от номера кадра (рис. 2) и выражения (4), показывает, что решение задачи осложняется рядом факторов:



Рис. 2. Зависимость яркости одного из пикселей изображения от номера кадра

 наличием электронных шумов сенсора видеокамеры, проявляющихся в виде случайных осцилляций кривой яркости пикселя (см. рис. 2);

54

 уменьшением размаха яркости по краям кинограммы из-за снижения контраста интерференционных полос, имеющих высокий порядок.

Это приводит к существенному увеличению погрешности определения дробной части порядков полос интерферограммы. Для уменьшения влияния шумов входные данные перед оцифровкой аппроксимируются по временной и пространственным координатам. Иллюстрация влияния шумов на качество сформированной интерферограммы приведена на рис. З Изображение первой изгибной формы, восстановлено по "сырым" не аппроксимированным данным. Кроме того, при определении дробных частей порядков полос учитывается зависимость амплитуды изменения яркости пикселя от номера кадра.



Рис. 3. Интерферограмма первой изгибной формы, восстановленная по несглаженным данным

С этой целью МКБ помимо указанной выше т.н. "рабочей" кинограммы, обеспечивает запись еще трех файлов, названных "тестовыми":

 перед записью "рабочей" кинограммы с максимальным вибрационным возбуждением и настроенным стробированием;

 после записи "рабочей" кинограммы с максимальным вибрационным возбуждением и настроенным стробированием;

 с выключенным вибрационным возбуждением и включенным стробированием.

При записи этих файлов МБК перемещением зеркала (7) вводит в опорный пучок плавно изменяющийся фазовый сдвиг такой величины, чтобы через каждый пиксель записываемого изображения прошло 2...3 полосы. Попиксельное фотометрирование этих файлов определяет размах функции яркости (см. рис. 2) в средней и крайних точках кинограммы. Указанные мероприятия существенно уменьшют погрешность определения дробной части величины N в зависимостях 3 и 4. Пример реконструкции интерферограммы формы колебаний лопатки компрессора на частоте 9780 Гц показан на рис. 4. Узловые линии (полосы нулевого порядка) отмечены синим цветом.



Рис. 4. Интерферограмма пера лопатки после реконструкции

Оцифрованная таким образом интерферограмма кроме точного определения дислокации узлов содержит подробную, с малым шагом дискретизации поверхности, информацию о распределении амплитуд колебаний. Это позволяет путём дифференцирования функции прогиба вдоль выбранного сечения (например, отмеченного красной линией у выходной кромки) оценить точки экстремальных значений вибродеформаций.

#### 3. Разработка математической модели

Исследуемая лопатка распложена в прямоугольной правой системе координат х, у, z. Ось z направлена вдоль радиуса от оси вращения ротора, a ось x параллельна оси вращения лопатки осевого компрессора (рис. 5). Для правильного моделирования геометрии пера лопатки компрессора используется изопарметрический конечный элемент с криволинейной локальной системой координат. Он имеет восемь узлов с пятью степенями свободы в каждом узле (три движения и два угла поворота нормали к средней поверхности). Характеристики этого конечного элемента и его функции формы подробно описаны в работах [13, 20, 21].

Для решения проблемы собственных значений колебаний консольной лопатки компрессора мето-

дом конечных элементов использован вариационный принцип Лагранжа [9 – 11]:

$$\frac{\partial L}{\partial q_i} - \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial q_i} \right) = 0, \quad i = (1, ...n), \tag{5}$$

где L =  $\Pi$  - T – функция Лагранжа;

П – потенциальная энергия деформации конечного элемента;

Т – кинетическая энергия колебаний конечного элемента;

q<sub>i</sub> – обобщенная координата і-го узла;

n – количество узлов элемента.



Рис. 5. Трехмерная модель лопатки в декартовой системе координат

Потенциальная и кинетическая энергии элемента в матричном виде:

$$\Pi = \frac{1}{2} (\{u\}^{T} [K] \{u\}), \quad \Pi = \frac{1}{2} (\{u\}^{T} [M] \{u\}), \quad (6)$$

где [K] – матрица жесткости рассматриваемого конечного элемента;

 {u} – вектор узлов конечных элементов обобщенных смещений;

[M] – матрица масс рассматриваемого конечного элемента.

Подставив (6) в (5), получим матричное уравнение собственной вибрации исследуемой лопатки компрессора:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = \mathbf{0}.$$
 (7)

Согласно уравнению (7) можно найти спектр исследуемых частот лопаток:

$$\begin{bmatrix} K_{IJ} \end{bmatrix} u_{J} - f^{2} \begin{bmatrix} M_{IJ} \end{bmatrix} u_{J} = 0,$$
(8)  
I. J= (1, 2, ..., H).

где f – частота колебаний лопатки;

 Н – число степеней свободы модели конечных элементов лопатки.

Матричные зависимости (8) определяют так называемую обобщенную проблему собственных значений, которую можно решить, используя прямое разложение Холецкого для ленточных матриц. После этого метод Хаусхолдера используется для перехода к трехдиагональным симметричным матрицам. Последовательное применение этих численных алгоритмов позволяет находить спектр частот собственных колебаний лопаток компрессора.

#### 4. Основные результаты и их анализ

Эффективность разработанного метода покажем на примере определения динамических характеристик рабочей лопатки высотой 54 мм и хордой 37 мм. Относительная толщина лопатки в корневом сечении составляет 0,1, а стрелка относительного прогиба – 0,075. Угол закрутки периферийного сечения относительного корневого – 17°. Лопатка изготовлена из титанового сплава со следующими механическими характеристиками: плотность  $\rho = 4500$  кг/м<sup>3</sup>, модуль Юнга E = 112,3 ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ .

При проведении эксперимента лопатки освещаются лазерным лучом, модулированным прямоугольными импульсами, и синхронизируются с амплитудным положением лопаток.

Для всех исследованных мод лопатки наблюдается тенденция усложнения форм колебаний при переходе к резонансам более высоких порядков. Узловые линии меняют свою форму и расположение на поверхности пера лопатки при переходе от одной резонансной частоты колебаний к другой.

В отличие от собственных колебаний консольных пластин, узловые линии по перу лопатки расположены не под прямым углом к ее кромкам. Угол между узловыми линиями и кромками пера различается в зависимости от геометрии пера лопатки и ее резонансной частоты. Продольные узловые линии также не параллельны кромкам пера. Они имеют резкие отклонения в поперечном направлении. В этом случае узловые линии на пере лопатки - это не прямые линии, а кривые. Кроме того, это явление наблюдается как при преимущественно изгибных, так и при более высоких изгибно-крутильных формах колебаниях. Этот факт усложняет традиционную классификацию форм собственных колебаний, поскольку становится все труднее определить волновые числа в продольном (m) и поперечном направлениях (n).

Наличие большой относительной толщины и угла закрутки пера лопатки обуславливает наложение различных форм колебаний. Следовательно, становится возможным иметь несколько форм с одинаковыми значениями волновых чисел m и n, но с разными частотами и расположением узловых линий на поверхности пера лопатки.

Данные, приведенные в таблице 1, соответствуют формам колебаний лопаток компрессора, рассчитанным с использованием программ САЕ в сравнении с голограммами, полученными экспериментально.

Анализируя данные, приведенные в таблице 1, можно сделать вывод, что формы собственных колебаний лопаток компрессора, полученные экспериментальным и расчетным методами, аналогичны для одинаковых волновых чисел.

Поскольку формы колебаний одинаковы, проанализируем спектр частот собственных колебаний лопаток компрессора, представленных в таблице 2. Как следует из приведенных данных, результаты расчета и экспериментального исследования хорошо согласуются. Расхождение между экспериментальной и расчетной частотами лопаток компрессора для соответствующих режимов колебаний не превышает 5 %.

### Выводы

С использованием метода конечных элементов решена проблема определения собственных форм и частот колебаний лопаток компрессора газотурбинного двигателя. Для ее решения была создана уточненная математическая модель на основе специального криволинейного конечного элемента, который был специально разработан для более точного моделирования пера лопатки.

С целью проверки разработанной математической модели проведено экспериментальное исследование с использованием метода голографической интерферометрии. С использованием созданного голографического экспериментального стенда и разработанного программного обеспечения определены формы и частоты колебаний лопатки компрессора из титанового сплава. Исследованный спектр собственных частот колебаний лопаток компрессора находится в пределах от 1400 Гц до 14100 Гц. Результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными (расхождение в пределах 0,78% ... 4,08%), что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели.

Результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными (расхождение в пределах 0,78% ... 4,08%), что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели.

Таблица 1

Метод определения форм колебаний	Формы колебаний				
	m = 0, n = 1	m = 1, n = 1	m = 1, n = 2	m = 2, n = 2	
Расчетный метод					
Эксперименталь- ный метод					

Формы колебаний лопатки компрессора, полученные расчетным и экспериментальным путем

56

Таблица 2

Частота собственных	Формы колебаний				
колебаний лопатки, Гц	m = 0, n = 1	m = 1, n = 1	m = 1, n = 2	m = 2, n = 2	
Расчетный метод	1389	4066	11905	14700	
Экспериментальный метод	1400	4000	11970	14100	
Расхождение, %	0,78	1,62	2,54	4,08	

Частоты колебаний лопатки компрессора, полученные расчетным и экспериментальным путем

Таким образом, разработанные математическая модель и голографический измерительно-вычислительный комплекс могут быть использованы для более детального изучения как охлаждаемых, так и неохлаждаемых лопаток турбины. Такие лопатки имеют более сложные геометрические характеристики и конструктивную неоднородность и представляют особый интерес для дальнейших исследований. Кроме того, разработанный метод оцифровки интерферограмм в реальном времени целесообразно адаптировать к автоматизированному поиску опасных сечений, что важно при проведении натурных испытаний.

#### Литература

1. Samaras, C. Emissions and lifetime estimation modeling of industrial gas turbines. M. Sc. Progress Review [Text] / C. Samaras. – Cranfield University, UK, 2009. – P. 30–35.

2. Krishnakanth, P. V. Structural and thermal analysis of gas turbine blade by using FEM [Text] / P. V. Krishnakanth, G. Narasa-Raju // International Journal of Scientific Research Engineering and Technology. – 2013. – No. 2(2). – P. 60–65.

3. Mrinaline, M. Steady state structural analysis of single crystal turbine blade [Text] / M. Mrinaline // International Journal of Engineering Research and Technology. – 2016. – No. 5(10). – P. 382–384. – DOI: 10.17577/ijertv5is100314.

4. Ugargol, R. Life estimation of turbine blisk for a gas turbine engine [Text] / R. Ugargol, K. S. Narayanaswamy, C. V. Sesha-Kumar // International Journal of Mechanical Engineering and Technology. – 2017. – No. 8(6). – P. 393–399.

5. Rzadkowski, R. Unsteady forces acting on the rotor blades in the turbine stage in 3D viscous flow in nominal and off-design regimes [Text] / R. Rzadkowski, V. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, // Journal of Vibration Engineering, and Technologies. – 2014. – No. 2(2). – P. 89–95.

6. Baqersad, J. Predicting full-field dynamic strain on a three-bladed wind turbine using three dimensional point tracking and expansion techniques [Text] / J. Baqersad, C. Niezrecki, P. Avitabile // Sensors and Smart Structures Technologies for Civil, Mechanical, and Aerospace Systems. – 2014. – P. 56-62. DOI: 10.1117/12.2046106.

7. Theoretical and experimental stress-strain analysis of machining gas turbine engine parts made of the high energy structural efficiency alloy [Text] / V. V. Postnov, S. V. Starovoitov, S. Yu. Fomin et all // Journal of Engineering Science and Technology Review. – 2014. – No. 7(5). – P. 47–50.

8. Bitkina, O. Experimental and theoretical analysis of the stress-strain state of anisotropic multilayer composite panels for wind turbine blade [Text] / O. Bitkina, K. W. Kang, J. H. Lee // Renewable Energy. – 2015. – No. 79. – P. 219–226. DOI: 10.1016/j.renene.2014.11.004.

9. Kostyuk, A. G. Dynamics and strength of turbines [Text] / A. G. Kostyuk. – M. : Mashinostroenie Press, 1982. – 486 p.

10. Vorobiev, Yu., S. Vibration of the turbines blades systems [Text] / Yu. S. Vorobiev. – Kiev : Naukova dumka, 1988. – 219 p.

11. Sosunov, V. A. The theory, calculation and design of the aircraft engines [Text] / V. A. Sosunov, V. M. Chepkin. – M. : Moscow Energetic Institute Press., 2003. – 526 p.

12. Pyhalov, E. Static and dynamic analysis of the turbine rotors assemblies [Text] / E. Pyhalov, A. Milov. – Irkutsk: Irkutsk Technical. University Press, 2007. – 120 p.

13. Morgun, S. The blades constructions finite elements models development [Text] / S. Morgun // Bulletin of the National Technical University «KhPI». Ser. : New Solutions in Modern Technologies. – 2016. – no. 42 (1214). – P. 86–91. – DOI: 10.20998/2413-4295.2016.42.14.

14. Vest, Ch. Holographic interferometry [Text] / Ch. Vest. – M. : Mir Press, 1987. – 504 p.

15. Ostrovsky, Yu., I. Holographic interference methods for measuring deformations [Text] / Yu. I. Ostrovsky, V. V. Shchepinov, V. V. Yakovlev. – M. : Nauka Press, 1988. – 336 p.

16. Kresis, Th. Handbook of holographic interferometry. Optical and Digital Methods Weinheim [Text] / Th. Kresis. – WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA Publishing house, 2005. – 542 p.

17. Jones, R. Holographic and speckle interferometry. A discussion of the theory, practise and application of the technique [Text] / R. Jones, C. Wykes. – Cambridge : Cambridge University Press, 1989. – 353 p.

18. Study of vibration forms of gte elements by methods of holographic interferometry in real time [Text] / M. R. Tkach, Yu. H. Zolotoy, D. V. Dovhan et all // Aerospace technic and technology. – 2011. – No. 8 (85). – P. 51–56.

19. Bystrov, N. D. Speckle interferometry in the investigation of large-size turbine engine structures vibration [Text] / N. D. Bystrov, A. I. Zhuzhukin // Procedia engineering. – 2017. – no. 176. – P. 471–475. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.02.346.

20. Morhun, S. The influence of the blade feather constructional inhomogeneity on the turbine cooling blades stress-strain state [Text] / S. Morhun // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Ser. : Applied Mechanics. – 2018. – No. 2/7(92). – P. 11–17. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.125937.

21. Morhun, S. The turbine engine blades stressstrain state under the vibration load [Text] / S. Morhun // Proceedings of the 1st Annual Conference "Technology transfer: fundamental principles and innovative technical solutions". – 2017. – P. 48–50.

#### References

1. Samaras, C. Emissions and lifetime estimation modeling of industrial gas turbines. M. Sc. Progress Review, Cranfield University, UK, 2009, pp. 30–35.

2. Krishnakanth, P. V., Narasa-Raju, G. Structural and thermal analysis of gas turbine blade by using FEM. *International Journal of Scientific Research Engineering and Technology*, 2013, no. 2(2), pp. 60–65.

3. Mrinaline, M. Steady state structural analysis of single crystal turbine blade. *International Journal of Engineering Research and Technology*, 2016, no. 5(10), pp. 382–384. DOI: 10.17577/ijertv5is100314.

4. Ugargol, R., Narayanaswamy, K. S., Sesha-Kumar, C. V. Life estimation of turbine blisk for a gas turbine engine. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 2017, no. 8(6), pp. 393–399.

5. Rzadkowski, R., Gnesin, V., Kolodyazhnaya, L. Unsteady forces acting on the rotor blades in the turbine stage in 3D viscous flow in nominal and off-design regimes. *Journal of Vibration Engineering, and Technologies*, 2014, no. 2(2), pp. 89–95.

6. Baqersad, J., Niezrecki, C., Avitabile, P. Predicting full-field dynamic strain on a three-bladed wind turbine using three dimensional point tracking and expansion techniques. *Sensors and Smart Structures Technologies for Civil, Mechanical, and Aerospace Systems*, 2014, pp. 56–62. DOI: 10.1117/12.2046106.

7. Postnov, V. V., Starovoitov, S. V., Fomin, S. Yu., Basharov, R. R. Theoretical and experimental stress-strain analysis of machining gas turbine engine parts made of the high energy structural efficiency

alloy. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 2014, no. 7 (5), pp. 47–50.

8. Bitkina, O., Kang, K. W., Lee, J. H. Experimental and theoretical analysis of the stress-strain state of anisotropic multilayer composite panels for wind turbine blade. *Renewable Energy*, 2015, no. 79, pp. 219–226.

9. Kostyuk, A. G. *Dynamics and strength of turbines*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 486 p.

10. Vorobiev, Yu. S. Vibration of the turbines blades systems. Kiev, Naukova dumka Publ., 1988. 219 p.

11. Sosunov, V. A., Chepkin, V. M. *The theory, calculation and design of the aircraft engines.* Moscow, Moscow Energetic Institute Publ., 2003. 526 p.

12. Pyhalov, A. A., Milov, A. E. Static and dynamic analysis of the turbine rotors assemblies. Irkutsk, Irkutsk Technical. University Publ., 2007. 120 p.

13. Morgun, S. The blades constructions finite elements models development. *Bulletin of the National Technical University «KhPI». Ser.: New Solutions in Modern Technologies*, 2016, no. 42 (1214), pp. 86–91. DOI: 10.20998/2413-4295.2016.42.14

14. Vest, Ch. *Holographic interferometry*. Moscow, Mir Publ., 1987. 504 p.

15. Ostrovsky, Yu. I., Shchepinov, V. V., Yakovlev, V. V. *Holographic interference methods for measuring deformations*. Moscow, Nauka Publ., 1988. 336 p.

16. Kresis, Th. Handbook of holographic interferometry. Optical and Digital Methods Weinheim. WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA Publishing house. 2005. 542 p.

17. Jones, R., Wykes, C. *Holographic and speckle interferometry*. A discussion of the theory, practise and application of the technique. Cambridge, Cambridge University Publ., 1989. 353 p.

18. Tkach, M. R., Zolotoy, Yu. H., Dovhan', D. V., Zhuk, I. Yu. Study of vibration forms of gte elements by methods of holographic interferometry in real time. *Aerospace technic and technology*, 2011, no. 8 (85), pp. 51–56.

19. Bystrov, N. D., Zhuzhukin, A. I. Speckle interferometry in the investigation of large-size turbine engine structures vibration. *Procedia engineering*, 2017, no. 176, pp. 471–475. DOI: 10.1016/j.proeng.2017. 02.346

20. Morhun, S. The influence of the blade feather constructional inhomogeneity on the turbine cooling blades stress-strain state. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Ser.: Applied Mechanics*, 2018, no. 2/7(92), pp. 11–17. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.125937.

21. Morhun, S. The turbine engine blades stressstrain state under the vibration load. *Proceedings of the 1st Annual Conference "Technology transfer: fundamental principles and innovative technical solutions"*, 2017, pp. 48–50.

58

Поступила в редакцию 12.05.2020, рассмотрена на редколлегии 15.08.2020

#### ВІЛЬНІ КОЛИВАННЯ ЛОПАТОК ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

М. Р. Ткач, С. О Моргун, Ю. Г. Золотий, А. Ю. Проскурін, Ю. М. Галинкін

Одним із завдань забезпечення вібраційної міцності є визначення частотного спектра вільних коливань, а також виникаючих форм коливань. Найбільш достовірні результати досягаються при комбінуванні експериментальних і теоретичних методів дослідження. Експериментальні дослідження вільних коливань лопаток проведено методом голографічної інтерферометрії. Наведено опис (створеного) голографічного вимірювальнорозрахункового комплексу вказані особливості оптичної схеми інтерферометру, що забезпечує суттєве зниження рівня завад за рахунок фіксації в режимі реального часу сукупності послідовних зображень за умови плавної зміни рівня віброзбудження з подальшою комп'ютерною обробкою отриманого відеоряду. Викладено функціональні можливості мікроконтролерного блоку керування дослідженням, принципи роботи блоків управління та обробки оптичної інформації. Наведено алгоритм проведення експериментальних досліджень, зазначені особливості запропонованого способу оцифровки порядків смуг, реалізованого в створеному програмному забезпеченні. Наведені математичні рівняння, використані при реалізації зазначеного програмного забезпечення, проілюстрований ряд виникаючих форм, отриманих експериментальним шляхом. Для перевірки експериментальних даних на основі методу кінцевих елементів розроблена уточнена математична модель вільних коливань лопаток компресора. Наведено характеристики запропонованих скінчених елементів, з яких сформовано модель лопатки, основні рівняння, що використовуються при моделюванні її вільних коливань. Як об'єкт дослідження розглянута компресорна лопатка висотою 54 мм, хордою 37 мм, та з кутом закручування 17°, з титанового сплаву (щільність – 4500 кг/м<sup>3</sup>, модуль Юнгу – 112,3 ГПа, коефіцієнт Пуассону – 0,3). Отримано ряд форм коливань та проведено зіставлення даних отриманих експериментальним і розрахунковим шляхами. Виконано аналіз спектра частот власних коливань лопаток компресора, який показав, що різниця між частотами коливань, отриманими експериментальним і числовим методами для одних і тих же мод, не перевищує 5 %.

Ключові слова: вільні коливання; компресорні лопатки; метод кінцевих елементів; голографічна інтерферометрія; моди коливань; частотний спектр.

## FREE VIBRATIONS OF GAS TURBINE ENGINE AXIAL COMPRESSOR BLADES

M. Tkach, S. Morhun, Yu. Zolotoy, A. Proskurin, Yu. Halynkin

The required level of reliability of modern gas turbine engines cannot be achieved without ensuring the vibrational strength of the compressor blades. One of the tasks of ensuring vibrational strength is to determine the frequency spectrum of free vibrations, as well as the arising forms of vibrations. Moreover, the most reliable results are achieved by combining experimental and theoretical research methods. Experimental studies of the free vibrations of the blades were carried out by the time-dependent holographic interferometry method. A description of the experimental stand is given, the features of using optical equipment and processing units are indicated. The implemented algorithm for conducting experimental studies is described, the features of the digitization of optical signals implemented in the developed software are indicated, the mathematical equations used in the implementation of this software are presented, and some emerging experimental forms are illustrated. To verify the experimental data based on the finite element method, an updated mathematical model of the free vibrations of compressor blades has been developed. The characteristics of the finite element from which the mathematical model is formed, the basic equations used in the simulation of free vibrations are given. As an object of study, we considered a compressor blade 54 mm high and 37 mm long chord with a peripheral section twist angle of 17°, the considered blade is made of a titanium alloy. For this blade, some waveforms were obtained, the location of the nodal lines was shown, and data obtained experimentally and analytically were compared. An analysis was made of the frequency spectrum of the natural oscillations of the compressor blades, which showed that the difference between the vibration frequencies obtained by experimental and numerical methods for the same modes does not exceed 5 %.

**Keywords**: free vibration; axial compressors blades; finite elements method; holographic interferometry; vibration modes; frequency spectrum.

**Ткач Михаил Романович** – д-р техн. наук, проф., зав. каф. инженерной механики и технологии машиностроения, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина.

Моргун Сергей Александрович – канд. техн. наук, доц., доц. каф. инженерной механики и технологии машиностроения, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина.

Золотой Юрий Григорьевич – зав. лаб. каф. инженерной механики и технологии машиностроения, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина.

**Проскурин Аркадий Юрьевич** – канд. техн. наук, доц., доц. каф. «Двигатели внутреннего сгорания, установки и техническая эксплуатация», Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина.

Галынкин Юрий Николаевич – канд. техн. наук, преп. каф. инженерной механики и технологии машиностроения, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина.

**Mykhaylo Tkach** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Mechanical Engineering and Manufacturing Engineering, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: mykhaylo.tkach@nuos.edu.ua, ORCID Author ID: 0000-0003-4944-7113,

Scopus Author ID: 57202210289, https://scholar.google.com.ua/citations?hl=uk&user=XqfGS0wAAAAJ.

**Serhii Morhun** – Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor, Assistant Professor of Department of Mechanical Engineering and Manufacturing Engineering, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine,

e-mail: serhii.morhun@nuos.edu.ua, ORCID Author ID: 0000-0003-2881-7541, Scopus Author ID 57201675974.

**Yuri Zoloty** – head of laboratory of Department of Mechanical Engineering and Manufacturing Engineering, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: goldspekl@ukr.net.

Arkadii Proskurin – Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor, Assistant Professor of Department of Internal Combustion Engines, Plants and Technical Exploitation, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine,

e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua, ORCID Author ID: 0000-0002-5225-6767,

Scopus Author ID: 57203617130, https://scholar.google.com.ua/citations?user=LCGxGC8AAAAJ&hl=uk.

**Yurii Halynkin** – Candidate of Engineering Sciences, Lecturer of Department of Mechanical Engineering and Manufacturing Engineering, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: yurii.galynkin@nuos.edu.ua, ORCID Author ID: 0000-0001-5272-4156, Scopus Author ID: 57204396250, https://scholar.google.com.ua/citations?hl=uk&user=ix y1CwAAAAJ.