

УДК 621.81:539.4:621.89+621.431.75

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЁТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2015 Б. Ф. Шорр, Н. Н. Серебряков, А. Н. Стадников, Д. В. Шадрин,
Е. С. Руденок, А. В. Каначкин, А. Д. Бортников

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

Представлены результаты проведённых в ЦИАМ исследований по экспериментальной и расчётной оценке эффективности демпфирования колебаний деталей газотурбинных двигателей с использованием различных способов организации демпфирования. Для ступени турбины с демпфирующими вставками разной массы проведены вибрационные испытания на динамическом стенде. По результатам тензометрирования лопаток определена демпфирующая вставка оптимальной массы и жёсткости. Показана возможность эффективного демпфирования колебаний компрессорных лопаток с использованием тонких демпфирующих покрытий. Представлен метод организации демпфирования лопатки вентилятора. На примере пластины-имитатора лопатки вентилятора была проанализирована и экспериментально подтверждена эффективность метода. Рассмотрена возможность активного демпфирования колебаний деталей газотурбинных двигателей с использованием пьезоэлементов, и на примере снижения резонансных напряжений в тонкой титановой пластине экспериментально подтверждена потенциальная эффективность метода.

Лопатка, колебания, демпфирование колебаний, демпфирующие покрытия, демпфирующие устройства, сухое трение, пьезодемпфирование, расчёт, испытания.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-171-182

Введение

Предотвращение усталостных поломок деталей авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), вызванных повышенным уровнем переменных напряжений при колебаниях с резонансной или около-резонансной частотой, представляет важную задачу.

Для снижения переменных напряжений в турбинных лопатках широкое применение нашли демпфирующие вставки, выполненные в виде коробчатых конструкций или тонких пластин [1], которые устанавливаются под трактовые полки в полости между ножками соседних лопаток. Исследованиям эффективности применения демпфирующих устройств для снижения переменных напряжений при резонансных колебаниях рабочих лопаток турбомашин посвящены многие отечественные и зарубежные работы, например [2]. В ЦИАМ решение задач конструкционного демпфирования лопаток турбомашин проводили В.Я. Касьяненко, Н.Н. Ступина, Г.В. Мельникова и другие со-

трудники отделения прочности [3,4]. Экспериментальной и расчётной оценке эффективности демпфирования колебаний рабочих лопаток ступени турбины с установленными демпфирующими вставками различных модификаций посвящён первый раздел статьи.

В условиях, где использование демпфирующих элементов затруднительно или не представляется возможным, для снижения переменных напряжений можно применять специальные демпфирующие покрытия. В ЦИАМ исследования оценки демпфирующих свойств материалов проводил В.Н. Тюленев [5]. Исследования демпфирующих свойств покрытий активно проводились в Институте проблем прочности им. Г.С. Писаренко и Институте электросварки им. Е.О. Патона – Зинковским А.П., Токаревым М.Г., Мовчаном Б.А., Устиновым А.И. [6,7]. Результаты оценки эффективности действия демпфирующих покрытий по снижению переменных напряжений в лопатках компрес-

соров при их резонансных колебаниях приведены во второй части статьи.

Лопатки вентиляторов современных газотурбинных двигателей выполняются широкохордными и без трактовых полок. В частности, широкое применение нашли пустотелые лопатки вентиляторов. Рассмотренные в патентной литературе конструкции демпфирующих устройств лопаток вентиляторов [8] показывают, что для лопаток без трактовых полок требуется разработка специальной конструкции демпфирующего устройства – решение этой задачи рассматривается в третьем разделе статьи.

Перспективным способом организации демпфирования роторных и статорных деталей является применение пьезоэлементов (ПЭ). Ожидаемое снижение переменных напряжений в детали связано с эффектом активного пьезодемпфирования, основанного на сдвиге фаз колебаний детали и ПЭ-актюатора (гасителя колебаний). В четвёртой части статьи приведены результаты оценки активного пьезодемпфирования на примере снижения переменных напряжений в титановой пластине.

1. Экспериментально-расчётная оценка эффективности демпфирования колебаний рабочих лопаток с использованием вставок различной конфигурации

Целью исследования являлось выявление демпфирующей вставки с наилучшими параметрами для демпфирования колебаний лопаток рабочего колеса, тензометрирование которого в составе газогенератора обнаружило резонансные колебания по первой форме с гармониками $k=16$ и $k=12$ на 70% и 95% соответственно от максимальной частоты вращения рабочего колеса.

При исследовании рабочее колесо было поделено на несколько секторов: в первом секторе демпфирующие вставки не устанавливались, во втором, третьем и четвёртом секторах были установлены вставки массой 3.3, 4.7, 5.8 г соответ-

ственно. Возбуждение колебаний лопаток осуществлялось с использованием генератора воздушных импульсов на разгонном стенде РС-1Д.

Рабочее колесо в корпусах испытательной оснастки показано на рис. 1.



Рис. 1. Рабочее колесо в корпусах испытательной оснастки

Перед испытаниями рабочего колеса с демпферами была проведена калибровка тензоизмерительной аппаратуры с использованием камертонного тарировочного устройства, что позволило контролировать переменные напряжения.

Испытание проводились в следующем порядке:

1. При включённой системе возбуждения колебаний с минимальным уровнем развакуумирования был выполнен проход по оборотам с относительно высокой скоростью изменения частоты вращения приводной турбины стенда в широком диапазоне частот вращения для предварительного определения вибрационных характеристик лопаток рабочего колеса с демпфирующими вставками и без них.

2. В пределах установленного диапазона частоты вращения рабочего колеса для исследования резонансов лопаток без демпфирующих вставок осуществлено два прохода (вверх и вниз) при малой скорости изменения частоты вращения. При этом регулировкой интенсивности возбуждения колебаний лопаток воздушными струями амплитуда контролируемых пе-

ременных напряжений была установлена близкой к $\sigma_k \approx 30$ МПа.

3. При установленном уровне интенсивности возбуждения выполнены проходы вверх и вниз для исследования резонансов лопаток с демпфирующими вставками. В процессе испытаний проводилась непрерывная запись сигнала тензорезисторов.

По результатам обработки показаний тензорезисторов были получены экспериментальные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) лопаток рабочего колеса с демпфирующими вставками и без них. В процессе испытаний было выявлено, что лопатки с демпфирующими вставками отстроены от резонансов с гармоникой $k = 12$, при этом для лопаток со вставками массой 4.7 и 5.8 г по сравнению с лопатками без демпфирующих вставок амплитуды контролируемых переменных напряжений практически не изменяются. Использование демпфирующей вставки массой 3.3 г позволило снизить переменные напряжения в лопатке на 25%. Для всех рассмотренных демпфирующих вставок по сравнению с лопатками без вставок происходит увеличение частоты колебаний в 1.16 раза.

Расчётные исследования, проведённые по методике [9], также показали, что применение демпфирующих вставок массой 4.7 и 5.8 г неэффективно, а демпфирующая вставка массой 3.3 г позволяет снизить переменные напряжения по сравнению с лопатками без демпфирующих вставок при использовании коэффициента трения 0.4 на те же 25% [9].

Дополнительные исследования показали, что для снижения переменных напряжений в лопатке в 2-3 раза масса демпфирующей вставки должна быть снижена до 1...1.5 г, но при условии сохранения её жёсткости, так как нежёсткая вставка перестаёт работать.

Результаты исследований можно обобщить и использовать для проектирования ступеней турбин. Для этого необходимо выполнить предварительный расчёт собственных частот и форм колебаний

лопаток рабочего колеса без вставок с целью определения резонансных режимов. По статистическим данным выбирается типичная величина резонансных напряжений в лопатках ($\sigma_k \approx 30 - 50$ МПа) и коэффициент трения между вставкой и трактовой полкой (0.2...0.4), что позволяет приближённо рассчитать эффективный диапазон сил трения, при котором происходит наибольшее снижение переменных напряжений в лопатках [2-4]. При более значительных силах трения эффективность работы вставок уменьшается и демпфер в большей степени работает как упругая связь между трактовыми полками соседних лопаток, повышая частоту резонансных колебаний.

Для диапазона сил трения при принятом коэффициенте трения определяют нормальные усилия прижатия вставок к нижним поверхностям трактовых полок лопаток и рассчитывают массу вставки. Используя конечно-элементные 3D модели, массу вставки можно уточнить с учётом влияния её жёсткости.

Чем ближе резонансный режим находится к максимальной частоте вращения двигателя, тем меньше должна быть масса вставки, что и было показано проведёнными экспериментально-расчётными исследованиями.

2. Экспериментально-расчётная оценка эффективности применения демпфирующих покрытий для демпфирования резонансных колебаний лопаток компрессоров

Одним из способов обеспечения усталостной прочности лопаток компрессоров при резонансных колебаниях является повышение демпфирования, в частности путём применения демпфирующих покрытий. Методология определения демпфирующих характеристик материалов деталей и покрытий и оценки эффективности применения демпфирующих покрытий для снижения переменных напряжений в деталях была подробно рассмотрена авторами в работе [10], а также

частично докладывалась на российских и международных конференциях. В данной статье приводятся результаты экспериментальной и расчётной оценки эффективности применения демпфирующих покрытий для снижения переменных напряжений в натурных лопатках компрессора высокого давления.

По результатам проведённых в ЦИАМ исследований демпфирующих свойств материалов покрытий для нанесения на лопатки компрессора высокого давления было выбрано покрытие из сплава Al-Cu-Fe как обладающее наилучшими демпфирующими свойствами. Нанесение покрытия толщиной 53 и 76 мкм (фактическая толщина, замеренная по микрошлифам) проведено в лаборатории №2 ВИАМ под руководством доктора технических наук С.А. Мубояджяна. Лопатки с покрытиями показаны на рис. 2, крайняя левая лопатка – без покрытия. Материал лопаток – титановый сплав BT-3.

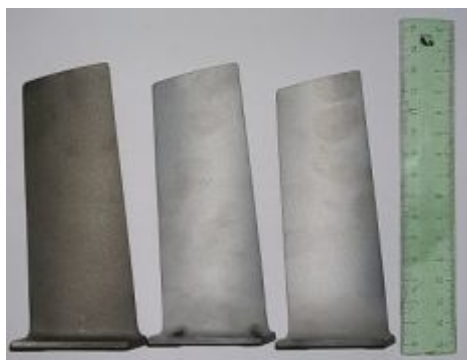


Рис. 2. Лопатка без покрытия и с демпфирующим покрытием из сплава Al-Cu-Fe

Экспериментальное исследование демпфирующего эффекта покрытия было проведено на вибростенде ЦИАМ. Возбуждение колебаний лопаток проводилось по третьей (2-й изгибной) форме колебаний с частотой $f \approx 1250$ Гц при нормальной температуре. Перед нанесением покрытий на вибростенде устанавливалась зависимость между размахом колебаний периферии лопатки (по вихретоковому датчику) и переменными напряжениями в профильной части лопатки. Переменные деформации контролировались по тензо-

датчику и пересчитывались в переменные напряжения с использованием камертонного тарировочного устройства. Информативное место наклейки тензодатчиков определялось расчётным путём.

Лопатка № 1 (крайняя слева на рис. 2) возбуждалась на вибростенде с контролируемым уровнем переменных напряжений $\sigma_k = 70$ МПа (возбуждение устанавливалось по размаху колебаний точки на периферии пера лопатки). При этом фиксировался уровень энергии, потребляемой стендом для данного возбуждения лопатки.

Лопатки № 2 и № 3 возбуждались на вибростенде при потребляемой энергии стендом, соответствующей энергии при испытаниях лопатки без покрытия. При этом измерялись размахи колебаний $2A$. Исследования лопатки № 2 и № 3 контрольно повторялись несколько раз с переустановкой лопатки в оснастке. Для лопаток с покрытием резонансная частота колебаний несколько возросла и составила $f \approx 1260$ Гц.

По зафиксированному в процессе испытаний изменению контролируемой амплитуды напряжений получено, что по сравнению с переменными напряжениями в лопатке без покрытия переменные напряжения второй лопатки (с покрытием толщиной 53 мкм) уменьшились на 30%, а переменные напряжения в третьей лопатке (с покрытием толщиной 76 мкм) уменьшились в 2,4 раза.

Расчётная оценка была проведена с использованием представленной в [10] методологии. По расчёту напряжения упали в 2 раза. По сравнению с экспериментальной оценкой имеется разница в 17%, что представляется приемлемым для количественной оценки снижения уровня вибронапряжений.

3. Демпфирующее устройство лопатки вентилятора

Для демпфирования колебаний лопаток вентиляторов в технической литературе предлагаются массивные демпфирующие вставки, устанавливаемые под

трактовые полки лопаток. Однако при применении широкохордных лопаток (в частности пустотелых титановых) трактовые полки у лопаток отсутствуют, что делает невозможным применение в них устройства демпфирования такого типа. Для демпфирования колебаний полых рабочих лопаток в ЦИАМ предложена конструкция демпфирующего устройства [11].

Для оценки эффективности предложенного в [11] способа демпфирования были проведены лабораторные динамические испытания на вибростенде имитатора вентиляторной лопатки с макетом демпфирующего устройства. В качестве имитаторов лопатки и макета устройства были выбраны прямоугольная пластина и упругая балка (рис. 3).



Рис.3. Пластина-имитатор лопатки вентилятора на столе вибростенда с макетом демпфирующего устройства

Пластина 1 закрепляется консольно в жёсткой рамке 2. Толкатель передаёт динамическую нагрузку от вибростенда 3 к пластине 1, упругая балка 4 прижимается к колеблющейся пластине и фиксируется в приспособлении двумя жёсткими штангами, которые позволяют регулировать положение балки относительно пластины по месту их контакта и обеспечивают первоначальный контакт без прижимающей силы. Прижатие упругой балки 4 к пластине в установленной точке осуществляется через динамометр, по ко-

торому контролируется сила прижатия в контакте, которая непосредственно не измеряется.

Испытания проводились в следующем порядке:

- Установившиеся колебания консольной пластины длиной 90 мм без контакта с балкой возбуждались на электродинамическом стенде по первой изгибной форме с частотой 221 Гц. Задаваемая величина переменных напряжений (например, 50 МПа) контролировалась по тензодатчику, наклеенному на пластину на заданном расстоянии от заделки.

- К упругой балке через динамометр последовательно прикладывалась прижимающая нагрузка F , равная 10, 20, 30 и 40 Н. Для нахождения резонансных напряжений в свободном состоянии частота возбуждения при каждом прижатии ступенчато изменялась так, чтобы на каждом уровне устанавливались стабильные колебания, для контроля которых проводилась непрерывная запись сигнала с помощью прибора МПС-300. Заметное демпфирование возникало при очень малых силах прижатия, при которых, как показал Фурье-анализ, практически не было сдвига по резонансной частоте колебаний при разных усилиях прижатия.

С целью математического моделирования наблюдаемого при экспериментах снижения амплитуды колебаний пластины-имитатора были построены КЭ модели пластины и упругой балки. Пластина считалась консольно закреплённой в рамке толкателя, как это было при проведении эксперимента, а в качестве граничных условий балки была принята её жёсткая заделка на плите вибростенда. Контакт балки и торцевой поверхности пластины моделировался с помощью контактных элементов MSC.Nastran, методика применения которых для решения подобных задач изложена в работе [12]. Особенности расчёта приведены в [13], где приведённая схема пластины-имитатора и макета демпфирующего устройства использовалась для определения коэффициента трения в месте их контакта при заданных ус-

ловиях их динамического взаимодействия. На рис. 4 приведено сравнение результатов расчёта и эксперимента. Маркеры соответствуют экспериментальным значениям, кривая 3 – аппроксимирующей их кривой, а штриховые линии относятся к расчёту при различных применяемых в расчёте значениях коэффициентов сухого трения между пластиной и балкой: линия

4 – при коэффициенте 0.35, линия 1 – при коэффициенте 0.1, линия 2 – при коэффициенте 0.2. Величина σ на оси ординат рис. 4 соответствует отношению контролируемых резонансных напряжений при контакте к напряжениям в свободной пластине.

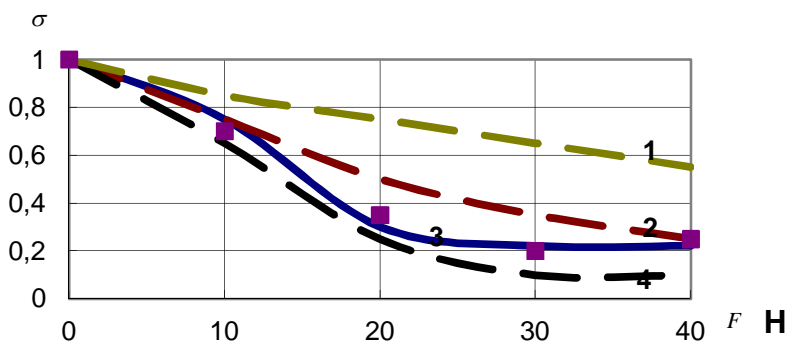


Рис.4. Зависимость снижения относительного уровня переменных напряжений в пластине-имитаторе от усилия прижатия демпфирующего устройства

Из рис. 4 видно, что предложенный способ организации демпфирования лопатки вентилятора обладает высокой потенциальной эффективностью, при этом количественная и качественная оценки снижения переменных напряжений зависят от правильного выбора расчётного коэффициента трения.

Для расчётной оценки эффективности демпфирования колебаний натурной конструкции лопатки вентилятора была выбрана полая, не имеющая трактовых полок, широкохордная лопатка вентилятора. Конечно-элементная модель лопатки приведена на рис. 5.

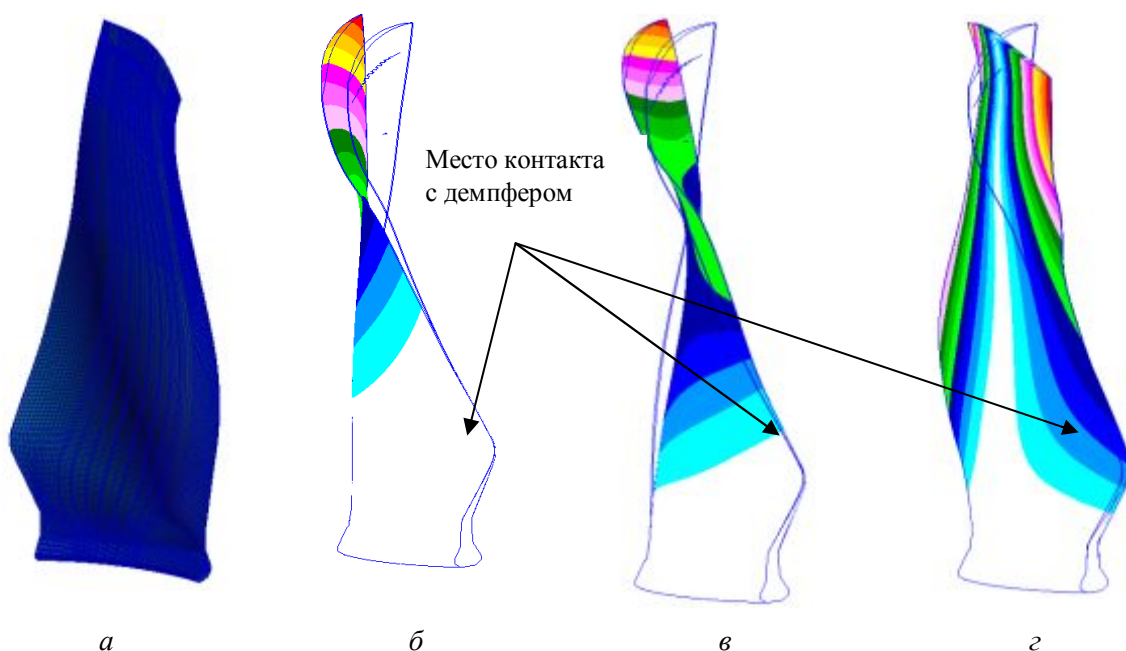


Рис.5. КЭ-модель лопатки вентилятора (а), первая (б), вторая (в) и третья (г) формы колебаний

Для определения расчётных резонансных режимов был проведён расчёт собственных частот и форм колебаний. Формы колебаний лопатки представлены на рис. 5, б-г. Для первой и второй форм колебаний максимальные напряжения приходятся на входную кромку в области перехода пера в замок, по третьей форме колебаний максимальные напряжения возникают на ножке со стороны выходной кромки. Преобладающие напряжения для всех рассмотренных форм колебаний действуют в радиальном направлении.

Количественная оценка снижения переменных напряжений при колебаниях лопатки вентилятора с резонансной частотой была проведена для всех трёх форм колебаний в коммерческом пакете MSC.Nastran с использованием упрощённой модели лопатки вентилятора. Расчётная интенсивность силового возбуждения лопатки без демпфера была принята такой, чтобы вызвать в области перехода пера в замок переменные напряжения в радиальном направлении по первой и второй формам, равные 100 МПа. Для третьей формы колебаний расчётная интенсивность силового возбуждения лопатки без демпфера была принята такой, чтобы вызвать на ножке лопатки без демпфера такие же переменные напряжения 100 МПа в радиальном направлении. Применялся логарифмический декремент колебаний в лопатке без демпфера $\delta = 1\%$. Место контакта демпфирующего устройства и ножки лопатки вентилятора показано на рис. 5, б-г. Взаимодействие демпфирующего устройства и ножки лопатки вентилятора было представлено сосредоточенной в месте контакта силой трения при расчётном коэффициенте трения 0.2. Диапазон усилий прижатия демпфирующего устройства к ножке лопатки вентилятора составлял 0-300 Н, при этом диапазон силы трения при выбранном коэффициенте трения составил 0-60 Н.

Расчёты показали, что в рассмотренном диапазоне усилий прижатия демпфирующего устройства к ножке лопатки максимальное снижение переменных на-

пряжений происходит для всех форм при силе трения, равной 60 Н. По первой форме колебаний переменные напряжения снижаются на 10%, по второй – на 15% и по третьей – на 35%. Таким образом видно, что эффективность демпфирования колебаний полый широкохордной лопатки вентилятора существенно зависит от её конструкции. Исследования по оценке эффективности демпфирования указанной лопатки вентилятора с использованием предложенного способа демпфирования также были проведены в ОАО «Авиадвигатель». Было получено, что в лопатке вентилятора с демпфером при её колебаниях с резонансной частотой теоретически возможно снижение переменных напряжений в 3-4 раза [14].

4. Экспериментально-расчётная оценка эффективности демпфирования изгибных колебаний пластины с использованием пьезоэлементов

Помимо пассивных способов демпфирования, заключающихся в рассеянии энергии развившихся колебаний силами различного вида, ведутся поиски активных средств, которые препятствовали бы появлению повышенных напряжений. Одним из таких средств является использование электромеханических устройств, основанных на пьезоэлектрическом эффекте некоторых материалов. Ниже продемонстрирована эффективность активного демпфирования резонансных колебаний пьезоэлементами на примере титановой пластины.

Пьезоэлементы (ПЭ) представляют класс электромеханических преобразователей, обеспечивающих преобразование электрического напряжения в механическое перемещение и наоборот. В работе использовались пластинчатые ПЭ изгибного типа (биморфные) с размерами $40 \times 12 \times 0.6$ мм, которые представляют собой двухслойный элемент, один из слоёв которого под действием электротока удлиняется, а другой сжимается, что вызывает изгиб ПЭ. При изгибных колебаниях

ПЭ в нём генерируется электрическое напряжение.

В качестве объекта исследования взята титановая пластина размерами 190×60×3мм, жёстко закреплённая с одного края в оснастке виброизмерительного

комплекса (рис. 6). Исследования по оценке эффективности действия ПЭ по снижению переменных напряжений были проведены для второй изгибной формы колебаний пластины, частота которой равна 403 Гц.

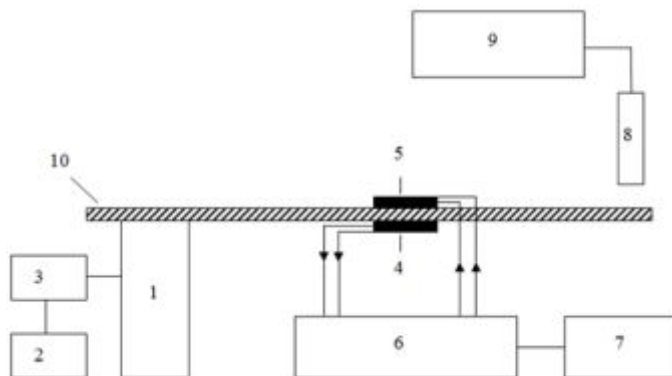


Рис. 6. Основные элементы принципиальной схемы испытательной установки:
 1 – вибростенд; 2 – генератор частоты; 3 – усилитель стендовый; 4,5 – пьезоэлементы; 6 – блок обработки сигнала (частотный фильтр, усилитель); 7 – внешний источник питания; 8 – лазерный виброметр; 9 – регистрирующая аппаратура стенда; 10 – исследуемая пластина

На первом этапе исследований на вибростенде 1 были определены амплитудно-частотные характеристики титановой пластины без ПЭ. Колебания возбуждались с помощью генератора частоты 2 и стендового усилителя 3. Амплитуда вынужденных колебаний пластины регистрировалась с помощью лазерного виброметра 8, запись сигнала проведена с использованием аппаратуры 9.

На втором этапе исследований на образец с помощью эпоксидного клея крепились ПЭ 4 и 5 таким образом, что при изгибных колебаниях пластины ПЭ, наклеенные с её противоположных сторон, подвергались деформации противоположного знака. Местом крепления пьезоэлементов была выбрана зона повышенных деформаций по второй изгибной форме колебаний (рис. 7).

ПЭ соединялись электрической сетью с блоком обработки сигнала 6, имеющего отдельный источник питания 7. Как и на первом этапе, в пластине 10 возбуждались колебания с теми же параметрами виброускорения на столе вибростенда.

При колебаниях пластины напряжение на ПЭ 5 (сенсоре), возникающее из-за

изменения размеров ПЭ, передаётся в блок обработки сигнала 6. Усиленная амплитуда напряжения подаётся на ПЭ 4, который работает в режиме активного антифазового гасителя колебаний.



Рис. 7. Пластина с ПЭ и тензодатчиком в экспериментальной оснастке вибростенда

Результаты экспериментального исследования показали, что при наклеенных на пластину, но отключенных от питания ПЭ, контролируемые амплитуды переменных напряжений снижаются в 5 раз. В этом случае происходит пассивное пьезодемпфирование, вызываемое рассеиванием энергии, генерируемой колеблющимися ПЭ во всей электрической цепи.

При включённом питании ПЭ, когда возникает активное пьезодемпфирование,

контролируемые амплитуды колебаний пластины по сравнению с амплитудами колебаний пластины при пассивном пьезодемпфировании дополнительно снижаются в два раза.

Заключение

Рассмотрение результатов экспериментально-расчётных исследований эффективности различных способов демпфирования колебаний деталей ГТД показало следующее:

1. Введение в рабочее колесо турбины авиадвигателя межлопаточных вставок заметно снижает максимальные напряжения в лопатках при их резонансных колебаниях. Эффективность вставки зависит от её массы. Результаты расчётных оценок оптимальной массы вставки с использованием экспериментальных значений коэффициента конструктивного трения между вставкой и контактирующими с ней частями лопатки близки к экспериментальным значениям. Для исследованного рабочего колеса турбины оптимальная масса вставки равна 3.3 г при коэффициенте конструктивного трения 0.4.

2. Введение демпфирующих покрытий лопаток компрессоров может заметно снизить напряжения при их резонансных колебаниях. Для рассмотренной лопатки компрессора с выбранной толщиной

демпирующего покрытия отмечено снижение переменных напряжений в 2.4 раза по сравнению с лопаткой без покрытия при её колебаниях по третьей форме. Разница между результатами расчёта и эксперимента составляет 17%, что свидетельствует о приемлемости используемого способа расчётной оценки эффективности действия покрытий.

3. Проверка предложенного способа демпфирования и конструкции демпирующего устройства широкохордной полкой вентиляторной лопатки без трактовых полок на имитаторах лопатки вентилятора и демпирующего устройства подтвердила потенциальную эффективность этого способа. Расчёты, проведённые для натурной рабочей лопатки вентилятора, показали, что эффективность демпфирования колебаний различна для разных форм колебаний, причём более сильно (примерно на 35%) снижаются напряжения от крутильной формы колебаний.

4. Резонансные испытания пластины с использованием пьезоэлементов показали, что при пассивном режиме работы наклеенных на пластину пьезоэлементов максимальные изгибные напряжения снизились в 5 раз, а при включении активного демпфирования напряжения по сравнению со случаем пассивного демпфирования дополнительно снизились в два раза.

Библиографический список

1. Benjamin Robert B., Adams Betsy B. Turbine blade damper and seal. Patent US № 5,460,489. United Technologies Corporation, Oct 14, 1995. P. 4.

2. Придорожный Р.П., Шереметьев А.В., Зиньковский А.П., Якушев Ю.В. Оценка эффективности применения демпферов сухого трения для снижения вибронпряженности охлаждаемых турбинных лопаток // Авиационно-космическая техника и технология. 2008. №9. С. 92-97.

3. Мельникова Г.В., Серебряков Н.Н. Расчёт демпирующих элементов сухого трения // Сб. трудов III Междунар. науч. конференции «Современные достижения

в науке и образовании». Хмельницкий: ХНУ, 2009. С. 251.

4. Шорр Б.Ф., Мельникова Г.В. Расчёт конструкций методом прямого математического моделирования. М.: Машиностроение, 1988. 160 с.

5. Тюленев В.Н. Определение рассеяния энергии в материалах при установившихся резонансных колебаниях // Прочность и динамика авиационных двигателей. М.: Энергия, 1969. С. 169-193.

6. Зиньковский А.П., Токарь М.Г. Демпирующая способность конструктивных элементов с наноструктурированными покрытиями // Вестник двигателестроения. 2009. № 2. С. 36-41.

7. Movchan, B.A.; Ustinov, A.I. Highly Damping Hard Coatings for Protection of Titanium Blades // In Evaluation, Control and Prevention of High Cycle Fatigue in Gas Turbine Engines for Land, Sea and Air Vehicles Meeting Proceedings RTO-MP-AVT-121, Paper 11. Neuilly-sur-Seine, France: RTO, 2005. P.11-1 – 11-16.

8. Jerome Paul Merceau Mace et al. Assembly of a fan blade and of its damper, fan blade damper, method for calibrating damper // US Patent Publication № 2009/0123286 заявитель и правообладатель Snecma, May 14, 2009. P. 8.

9. Серебряков Н.Н. Применение нелинейного GAP-элемента в решении задач конструкционного демпфирования лопаток турбомашин // Двигатель. № 6. 2011. С. 24-25.

10. Шорр Б.Ф., Мельникова Г.В., Серебряков Н.Н. Расчётно-экспериментальное исследование эффективности демпфирующих покрытий для рабочих лопаток турбомашин // Труды международной науч.-техн. конференции «Прочность материалов и элементов конструкций». Киев:

Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. С. 133-141.

11. Шорр Б.Ф., Серебряков Н.Н., Морозов М.А. Устройство демпфирования колебаний широкохордных рабочих лопаток вентиляторов с большой конусностью втулки и вентилятор газотурбинного двигателя: Патент РФ № 2461717, 2012.

12. Sang H. Lee, T.L. Lin Self-adaptive GAP/Friction Element in MSC.Nastran// MSC World Users Conference, Los Angeles, 1991. P. 30.

13. Шорр Б.Ф., Стадников А.Н., Серебряков Н.Н. Расчётно-экспериментальное определение коэффициента трения при относительном осциллирующем движении деталей // Двигатель. № 4. 2011. С. 44-45.

14. Яковкин В.Н., Бессчетнов В.А. Расчётная оценка эффективности демпфера сухого трения для полый широкохордной лопатки вентилятора // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2012. Т. 14, № 4 (5). С. 1394-1398.

Информация об авторах

Шорр Борис Федорович, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник отделения прочности, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: shorr@ciam.ru. Область научных интересов: статическая и динамическая прочность авиационных ГТД.

Серебряков Николай Николаевич, кандидат технических наук, начальник сектора отделения прочности, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: serebryakov@ciam.ru. Область научных интересов: роторная динамика, демпфирование колебаний лопаток ГТД.

Стадников Александр Николаевич, ведущий конструктор отделения прочности, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: ustalost@trc.ciam.ru. Область научных ин-

тересов: экспериментальные исследования сопротивления многоциклового усталости деталей ГТД.

Шадрин Дмитрий Владимирович, начальник сектора отделения прочности, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: shadrin@ciam.ru. Область научных интересов: экспериментальные исследования статической и динамической прочности деталей и узлов ГТД.

Руденок Евгений Сергеевич, инженер отделения прочности, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: ustalost@trc.ciam.ru. Область научных интересов: экспериментальные исследования сопротивления многоциклового усталости деталей ГТД.

Каначкин Александр Владимирович, инженер отделения прочности, Центральный институт авиационного моторо-

строения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: shadrin@ciam.ru. Область научных интересов: экспериментальные исследования статической и динамической прочности деталей и узлов ГТД.

Бортников Андрей Дмитриевич, инженер отделения прочности, Централь-

ный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: adb@ciam.ru. Область научных интересов: вынужденные колебания и демпфирование колебаний деталей ГТД.

CALCULATION AND EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS ON THE EFFICIENCY OF VARIOUS WAYS OF VIBRATION DAMPING OF JET ENGINE PARTS

© 2015 B. F. Shorr, N. N. Serebryakov, A. N. Stadnikov, D. C. Shadrin,
E. S. Rudenok, A. V. Kanackin, A. D. Bortnikov

Central institute of aviation motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation

The results of investigations in experimental and computational estimation of the efficiency of engine part vibration damping using different ways of damping carried out at CIAM are presented. Vibration tests have been carried out on a dynamic simulator for a turbine stage with dampers of various masses. The damper with the optimal mass and stiffness is specified according to the results of blade strain-gaging. The possibility of efficient damping of compressor blade vibration using thin damping coatings is shown. A method of damping a fan blade without a root platform is presented. The efficiency of the method proposed has been analyzed and experimentally confirmed using a plate imitating the fan blade. The possibility of active damping of gas turbine engine part vibrations using piezoelectric elements has been considered, and the potential efficiency of the method has been experimentally confirmed. Reducing resonant stresses in a thin titanium plate is an example of applying the method.

Blade, vibrations, vibration damping, damping coatings, dampers, dry friction, piezodamping, calculation, test.

References

1. Benjamin Robert B., Adams Betsy B. Turbine blade damper and seal. Patent US № 5,460,489. United Technologies Corporation, Oct 14, 1995. P. 4.
2. Pridorozny R.P., Sheremetyev A.V., Zinkovsky A.P., Yakushev Y.V. Evaluation of the effectiveness of application dempferov dry trenyya for Reduction vybronapryazhennosti ohlazhdaemykh turbynyh blades. *Aerospace equipment and technology*. 2008. No. 9. P. 92-97. (In Russ.)
3. Mel'nikova G.V., Serebryakov N.N. Estimation of damping elements of dry friction. *Modern achievements in science and education: collected papers of III International Science Conference*. Hmel'nitsky: HNU, 2009. P. 251. (In Russ.)
4. Shorr B.F., Mel'nikova G.V. *Raschet konstruksiy metodom pryamogo matematicheskogo modelirovaniya* [Structural analysis by direct mathematical simulation]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. 160 p.
5. Tulenev V.N. Definition of energy dissipation in materials at resonant vibrations. *In the book: Dynamic and strength of aviation engines*. Moscow: Energia Publ., 1969. P. 169-193. (In Russ.)
6. Zinkovsky A.P., Tokar M.G. Damping ability of construction elements with nanocoating. *Vestnik dvigatelestroeniya*. 2009. No. 2. P. 36-41 (In Russ.)
7. Movchan, B.A.; Ustinov, A.I. Highly Damping Hard Coatings for Protection of Titanium Blades. *In Evaluation, Control and Prevention of High Cycle Fatigue in Gas Turbine Engines for Land, Sea and Air Vehicles Meeting Proceedings RTO-MP-AVT-121*. Paper 11. Neuilly-sur-Seine, France: RTO, 2005. P.11-1 – 11-16.

8. Jerome P. et al. Assembly of a fan blade and of its damper, fan blade damper, method for calibrating damper // US Patent Publication No. 2009/0123286 заявитель и правообладатель Snecma, May 14, 2009. P. 8.

9. Serebryakov N.N. Application of non-linear GAP-element for problems solving of construction damping of turbomachine blades. *Dvigatel'*. 2011. No. 6. P. 24-25. (In Russ.)

10. Shorr B.F., Mel'nikova G.V., Serebryakov N.N. Experiment-calculated investigations of damping coating for turbomachinery blades. *Strength of materials and construction elements: Collected papers of international science conference «Strength of materials and construction elements»*. Kiev: Institute for Problems of Strength Publ., 2011. P. 133-141. (In Russ.)

11. Shorr B.F., Serebryakov N.N., Morozov M.A. *Ustroystvo dempfirovaniya kolebaniy shirokokhordnykh rabochikh*

lopatok ventilyatorov s bol'shoy konusnost'yu vtulki i ventilyator gazoturbinnogo dvigatelya [Vibration damping device of wide-chord moving blades of fans with high conicity of sleeve, and gas turbine engine fan]. Patent RF no. 2461717, 2012.

12. Sang H. Lee, T.L. Lin Self-adaptive GAP/Friction Element in MSC. Nastran // MSC World Users Conference, Los Angeles, 1991. P. 30.

13. Shorr B.F., Stadnikov A.N., Serebryakov N.N. Experiment-calculated definition of friction coefficient at fast oscillations of parts. *Dvigatel'*. 2011. No. 4. P. 44-45. (In Russ.)

14. Yakovkin V.N., Besschetnov V.A. Calculation estimation efficiency of the dry friction damper for hollow wide-chord fan blade. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2012. V. 14, no. 4(5). P. 1394-1398. (In Russ.)

About the authors

Shorr Boris Fedorovich, Doctor of Science (Engineering), Chief Research Associate, Strength Department, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: shorr@ciam.ru. Area of Research: static and dynamic strength of aviation engines.

Serebryakov Nikolay Nikolayevich, Candidate of Science (Engineering), Head of Sector, Strength Department, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: serebryakov@ciam.ru. Area of Research: rotor dynamics, blade damping.

Stadnikov Alexander Nikolayevich, Project Design Leader, Strength Department, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: ustalost@trc.ciam.ru. Area of Research: high cycle fatigue.

Shadrin Dmitry Vladimirovich, Head of Sector, Strength Department, Central institute of aviation motors named after P.I. Bar-

anov, Moscow, Russian Federation. E-mail: shadrin@ciam.ru. Area of Research: static and dynamic strength of engine parts.

Rudenok Eugeny Sergeevich, engineer, Strength Department, Central institute of aviation motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: ustalost@trc.ciam.ru. Area of Research: static and dynamic strength of engine parts.

Kanachkin Alexander Vladimirovich, engineer, Strength Department, Central institute of aviation motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: shadrin@ciam.ru. Area of Research: static and dynamic strength of engine parts.

Bortnikov Andrei Dmitrievich, engineer, Strength Department, Central institute of aviation motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: adb@ciam.ru. Area of Research: forced vibrations and vibration damping of engine parts.