

УДК 621.438

DOI: 10.30987/article\_5bb5e6a564b678.09621023

В.М. Капралов, А.В. Осипов, Н.Т. Нгуен

## ЭКСПЕРИМЕНТЫ ПО ОЦЕНКЕ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Рассмотрены этапы совершенствования расчётно-экспериментальных методов оценки надёжности машин за счёт приближения условий испытаний к эксплуатационным. Представлена блок-схема резонансных исследований консольных лопаток турбин на базе электродинамического вибростенда. Показаны результаты испытаний на уста-

лость замковых соединений лопаток как при переменных нагрузках, так и в условиях постоянного растягивающего усилия.

**Ключевые слова:** усталостная прочность, конструкционные материалы, детали машин, накопление повреждений, случайные эксплуатационные нагрузки, прогнозирование долговечности.

V.M. Kapralov, F.V. Osipov, N.T. Nguen

## ASSESSMENT EXPERIMENTS ON FATIGUE RESISTANCE OF STRUCTURAL MATERIALS AND MACHINERY

A part of any complexity may be presented as a combination of smooth elements and those with design concentrators of mechanical stresses. As a consequence to a first approximation it is possible to investigate smooth samples for the assessment of material fatigue properties. An optimum formation of experiments on the assessment of fatigue strength, reliability and resource of the machine under design is a complex and significant problem. To carry out experiments for fatigue there are used testing machines of different kinds. A type of a testing machine is defined reasoning from the purpose of the work and possibilities of an experimentalist.

Subject to the process of changes in time of stresses in a sample one differs fatigue tests at harmonic loading (symmetric, asymmetric cycle), biharmonic (application of two and more harmonics), program (change of stress amplitudes according to a certain program) and random at different types stochastic processes.

### Введение

В процессе эксплуатации энергетических машин напряжения, возникающие в деталях, в большинстве случаев переменны во времени и являются случайными функциями условий эксплуатации и времени. Они часто определяют их надёжность и ресурс. При превышении уровнем переменных напряжений определённого предела в материале детали происходит процесс накопления усталостных повреждений. Такой процесс называют устало-

The problem of machine reliability increase at the expense of destruction elimination in consequence of structural material fatigue is urgent in most of branches mechanical engineering.

A topicality is particularly urgent in branches where accidents and breakdowns owing to the destruction of significant parts result in disastrous effects (power engineering, cosmonautics, aircraft, transport of all kinds and so on). For correct assessment of reliability and resource of significant parts subjected to time loads the test conditions approach to operation conditions.

The purpose of this work is improvement of design-experimental methods for the assessment of machine reliability at the expense of test conditions approximation to operation loads.

**Key words:** fatigue strength, structural materials, machinery, damage accumulation, random operation loads, life prediction.

стью металла, а соответствующее разрушение - усталостным [4].

Проблема повышения надёжности машин за счёт исключения разрушений вследствие усталости конструкционных материалов актуальна в большинстве отраслей машиностроения. Актуальность особенно велика в отраслях, где аварии вследствие разрушения ответственных деталей ведут к катастрофическим последствиям (энергетика, космонавтика, авиация, транспорт всех видов). Для корректной

оценки надежности и ресурса ответственных деталей, подверженных переменным нагрузкам, условия испытаний на усталость приближаются к эксплуатационным условиям. Целью данной работы является

### Методы проведения исследований

Деталь любой сложности можно представить как сочетание гладких элементов и элементов с конструктивными концентраторами механических напряжений. Вследствие этого в первом приближении можно исследовать гладкие образцы для оценки усталостных свойств материала. Экспериментов такого типа достаточно [2-4].

Оптимальная организация экспериментов по оценке усталостной прочности, надежности и ресурса проектируемой машины представляет собой сложную и важную задачу.

Для проведения экспериментов на усталость применяются испытательные машины различных типов. Тип испытательной машины определяется исходя из целей работы и возможностей экспериментатора.

В зависимости от процесса изменения во времени напряжений в образце различают усталостные испытания при на-

### Усталостные испытания деталей машин

Блок-схема установки для резонансных усталостных испытаний деталей сложной конструкции, таких как консольные лопатки турбин или компрессоров, элементы трубопроводов и др., показана на рис. 1 [5; 16]. Установка предназначена для усталостных испытаний в резонансном режиме детали или образца на частоте одной из собственных форм колебаний. Для проведения таких испытаний необходимо

совершенствование расчетно-экспериментальных методов оценки надежности машин за счет приближения условий испытаний к эксплуатационным нагрузкам.

гружении гармоническом (симметричный, асимметричный цикл), бигармоническом (наложение двух или более гармоник), программном (изменение амплитуды напряжений по некоторой программе) и случайном при различных типах случайных процессов [1].

Габаритные размеры испытуемых образцов и развиваемые в установках усилия изменяются в широких пределах (например, диаметры образцов варьируются от 1 до 300 мм). Созданы установки для испытаний с имитацией эксплуатационных условий (пониженные и повышенные температуры, коррозионные среды, включая жидкие расплавленные металлы, вакуум и т.д.).

Частоты нагружения могут изменяться от нескольких циклов в минуту до 10...20000 Гц и выше [2; 6].

знание спектра собственных частот и вида распределения переменных напряжений на частоте испытаний. Распределение переменных напряжений на поверхности деталей необходимо для установления мест наибольшей напряженности (мест вероятного усталостного разрушения).

Основа установки - электродинамический вибростенд.

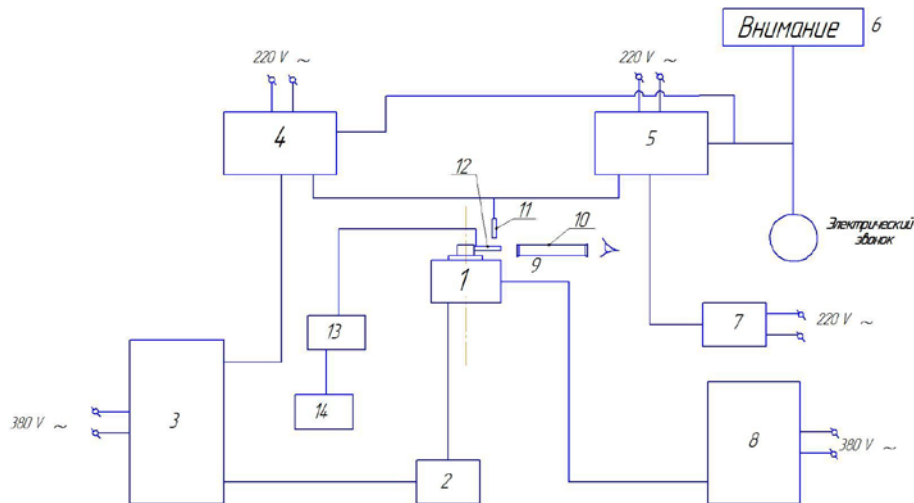


Рис. 1. Блок-схема резонансных усталостных испытаний консольных лопаток турбин и компрессоров, элементов трубопроводов и других деталей на базе электродинамического вибростенда

Конструктивное исполнение электродинамических стендов различно.

Усилие, создаваемое силовой катушкой на платформе, может быть различным (от долей килограмма до нескольких тонн).

*Вибраторы электромагнитного типа* конструктивно выполняются по-разному. Изменяя частоту магнитного поля, можно получить резонансные колебания образца на одной из собственных частот. Испытания проводятся в резонансном режиме. Если образец не располагает магнитными свойствами (помимо магнитной накладки), то может использоваться развернутый камертон, часть которого выполняется из магнитного материала.

*Пьезоэлектрические вибраторы* представляют собой устройство, которое работает по принципу, противоположному принципу работы вибродатчика. Они применяются для получения больших частот при малых весовых характеристиках установок. Материалы пьезоэлементов те же, что и для вибродатчиков.

*Пневматические (воздушные) вибраторы* (высокочастотные усталостные испытания) [19]. Возбуждение колебаний может осуществляться прерывающимся воздушным потоком. Воздушная струя создается истечением воздуха под давлением 5...7 кг/мм<sup>2</sup> из сопла. Сопла могут быть различных конструкций и диаметров.

Прерывается поток диском с отверстиями или выступами. Требуемое число отверстий (или выступов) и частота вращения модулирующего диска определяются исходя из требуемой частоты возбуждения испытуемой детали (или узла). Связь этих величин понятна:  $f = nZ$ , где  $f$  - частота возбуждения,  $n$  - частота вращения модулирующего диска в герцах,  $Z$  - число отверстий (или выступов).

При проведении резонансных усталостных испытаний частота возбуждения, т.е. одна из собственных частот колебаний детали, как правило, определяется заранее.

Подобные испытания чаще всего проводятся с рабочими лопатками осевых компрессоров или турбин. Хотя бывает потребность в исследовании и других деталей и узлов. Возбуждение устойчивых резонансных колебаний в деталях требует стабилизации частоты вращения диска, прерывающего струю. Это необходимо из-за сравнительно высокой добротности резонансных кривых деталей. Известно, что отклонение возбуждающей частоты от резонансной на 0,02% может привести к уменьшению амплитуды колебаний на 50%.

Стабилизация частоты вращения вала модулирующего диска осуществляется переменным током с согласованными частотой и напряжением. Источником питания

стабилизирующего двигателя служит генератор звуковой частоты с усилителем. Выход на стабилизированный режим осуществляется специальным устройством для ввода системы в синхронизм.

В режиме синхронизации частота вращения вала модулирующего диска жестко связана с частотой, задаваемой генератором звуковой частоты. Регулировать

частоту вращения в этом режиме можно при помощи генератора звуковой частоты.

Особенность подобных экспериментов состоит в необходимости определять одну или несколько частот из спектра собственных частот детали и все испытания проводить по одной выбранной форме колебаний на незначительно отличающихся частотах.

### Экспериментальное, расчетное и расчетно-экспериментальное определение собственных частот и форм колебаний детали или образца

Каждой из собственных частот соответствует своя строго определенная форма колебаний, т.е. определенное распределение прогибов и переменных механических напряжений по профилированной части лопатки.

Применяются различные способы оценки собственных частот колебаний детали и исследования форм колебаний, а также распределения напряжений при различных формах колебаний. Вот некоторые из них.

Методом песочных фигур (традиционный метод) формы колебаний получаются, если колебаниям на собственной частоте подвергнуть лопатку, установленную горизонтально, с насыпанным на нее тонким слоем сухого мелкого песка или талька. Метод этот применим только для сравнительно больших деталей (на мелких узловые линии, обозначенные песком, не видны) и обязательно с малой закруткой.

В процессе колебаний песок будет сброшен со всех мест поверхности лопатки, кроме узловых линий (рис. 2) [12].

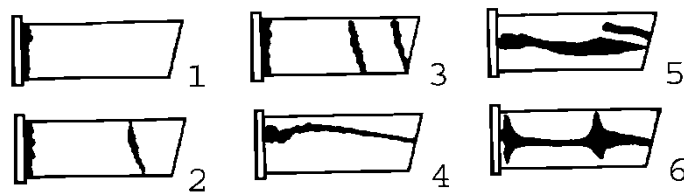


Рис. 2. Узловые линии размещения песка: 1,2,3 - изгибные формы колебаний; 4 - крутильная форма; 5,6 - сложные изгибно-крутильные формы колебаний лопаток

Метод собственных колебаний предполагает возбуждение лопатки одиночным и весьма кратковременным импульсом. Спектр короткого импульса широк и непрерывен, следовательно, энергия сигнала распределена по всему частотному диапазону, а не сосредоточена на нескольких отдельных частотах [8].

Вибрационный отклик конструкции на единичный импульс непрерывен в широком частотном диапазоне и будет иметь пики на собственных частотах конструкции. Схема ударного теста представлена на рис. 3а. Получающаяся в результате теста

кривая в координатах «амплитуда - частота» располагает пиками, положение которых вдоль горизонтальной координаты (частоты) будет соответствовать значениям собственных частот конструкции (рис. 3б).

Методика ударного теста предполагает наличие специального анализатора сигнала с пьезодатчика - анализатора, выполняющего быстрое преобразование Фурье (БПФ). На рис. 3б приведена типичная кривая отклика конструкции на удар, полученная с помощью анализатора БПФ.

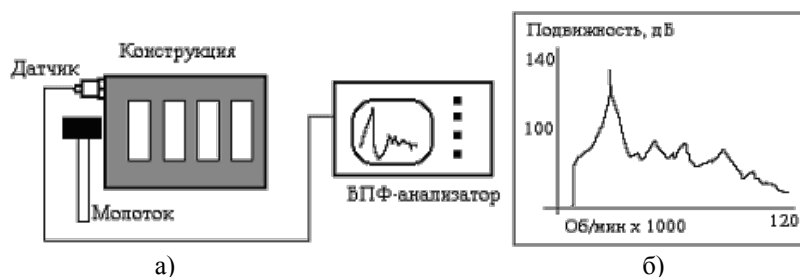


Рис. 3. Схема возбуждения колебаний и результат анализа собственных частот

*Голографическая интерферометрия* - это распространенное средство исследования колебаний деталей и узлов турбомашин. В основе таких установок - источники когерентного света (оптические квантовые генераторы (ОКГ) или лазеры). Когерентный свет имеет постоянную длину волны и почти постоянную начальную фазу. Принцип голографической интерферометрии был разработан в середине прошлого века и базируется на голографическом восстановлении волн [9; 20].

Интерференционные полосы на восстановленном изображении представляют положение линий равных размахов колебаний точек поверхности лопаток (рис. 4).

Аналитические решения задачи оценки собственных частот и форм колебаний элементов конструкции турбин имеют достоинства и недостатки. К достоинствам следует отнести получение явных функциональных зависимостей собственных частот от основных геометрических параметров деталей, а также от свойств материалов. К недостаткам следует отнести существенные отличия в геометрии между упрощенной расчетной моделью и реальной деталью, а также упрощения в описании закрепления деталей; аналитические решения редко учитывают статическое напряженное состояние детали на собственных частотах [8; 16].

Значительно больше возможностей по учету особенностей геометрии и условий закрепления лопаток и дисков предос-

тавляют численные методы, среди которых доминирующее положение занимает МКЭ - метод конечных элементов.

В практике машиностроения используются такие опытные методы определения форм колебаний деталей турбомашин: метод песочных фигур (фигур Хладни); метод демпфирования; метод голографической интерферометрии; метод лазерно-компьютерной спекл-интерферометрии; лазерная виброметрия, основанная на эффекте Доплера.

Существует несколько способов исследования распределения напряжений при колебаниях деталей на собственных частотах: препарирование тензорезисторами и регистрация их показаний в процессе колебаний на нужной форме; использование специальных лаковых покрытий (вид сетки растрескивания покрытий зависит от интенсивности переменных деформаций в различных местах поверхности детали); расшифровка восстановленных голографических интерферограмм; определение частот, деформаций и напряжений вибрирующей поверхности с помощью лазерного сканирующего доплеровского виброметра.

Измерение переменных деформаций или напряжений на поверхностях при помощи лазерного измерителя вибраций базируется на применении метода видеотриангуляции [8; 9].

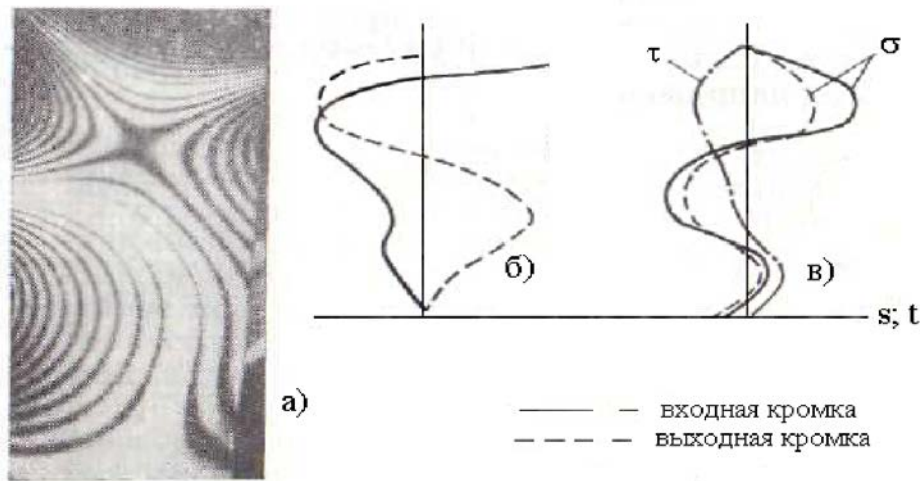


Рис. 4. Интерферограмма и результаты ее обработки:  
 а - интерферограмма; б - эпюры прогибов кромок; в - распределение нормальных напряжений  $\sigma$  и максимальных касательных напряжений

**Результаты исследования**

При резонансных усталостных испытаниях испытуемый образец (лопатка) препарируется тензорезисторами для определения уровня задаваемых напряжений (деформаций). Тензорезисторы приклеиваются в места наибольших напряжений при возбуждении колебаний на определенной собственной частоте.

Ввиду весьма значительного разброса усталостной прочности даже стандартных образцов из материала одной плавки погрешность измерения механических напряжений (деформаций) играет при резонансных испытаниях существенную роль.

Суммарная дисперсия величин переменных механических напряжений (относительных деформаций), т.е. характеристика рассеивания замеренных величин в случайной выборке из партии лопаток, может быть представлена как сумма дисперсий отдельных составляющих погрешностей:

$$S_{\sigma}^2 = \sum_{i=1}^{\theta} S_i^2,$$

где  $S_i^2$  - дисперсия механических напряжений, вызванная  $i$ -й составляющей погрешностей.

Предполагается, что рассеивание механических напряжений вызывают следующие наиболее значимые независимые факторы, каждый из которых определяет собственное рассеивание, характеризуемое парциальной дисперсией: от нестабильности физических свойств материала лопаток (плотность, модуль Юнга, структурная неоднородность и т.д.) и изменчивости геометрических размеров в пределах чертежных допусков -  $S_{geom}^2$ ; от нестабильности свойств тензорезисторов (электрическое сопротивление, разброс коэффициента тензочувствительности, свойств клея т.д.) -  $S_{тенз}^2$ ; за счет различной жесткости конкретного заземления лопаток в приспособлении на столе вибростенда, приводящей к изменению линии прогиба лопаток при колебаниях, -  $S_{защ}^2$ ; за счет погрешностей тарирования -  $S_{тар}^2$ ; за счет нелинейности амплитудно-частотной характеристики тензометрического усилителя -  $S_{му}^2$ ; за счет погрешности измерения стрелочным прибором -  $S_{пр}^2$ ; за счет погрешности измерения амплитуды колебаний при помощи оптического микроскопа -  $S_A^2$ .

$$S_{\sigma}^2 = S_{geom}^2 + S_{тенз}^2 + S_{защ}^2 + S_{тар}^2 + S_{му}^2 + S_{пр}^2 + S_A^2 + S_{ост}^2,$$

где  $S_{ост}^2$  - остаточная дисперсия, обусловленная суммарным влиянием факторов, не учтенных в эксперименте.

Последнее выражение можно представить так:

$$S_{\sigma}^2 = S_{geom}^2 + S_{cu}^2 + S_{ост}^2,$$

где  $S_{cu}^2$  - дисперсия, вызываемая средствами измерения. Она оценивается по многократным измерениям одной лопатки.

Анализ парциальных составляющих суммарной дисперсии осуществляется с учетом особенностей рассматриваемого фактора.

Дисперсия от нестабильности свойств тензорезисторов и дисперсия, вызванная различной жесткостью заземления, оценивались в ходе специального экспериментального исследования.

Дисперсия тарировки определяется следующим образом:

$$S_{map}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2,$$

где  $\bar{y}$  - оценка значения  $y_i$  по уравнению регрессии;  $n$  - количество замеров при тарировке.

Величина дисперсии  $S_{map}^2$  не зависит от  $x_i = f_i$ .

Составляющие суммарной дисперсии, обусловленные замерами по стрелочному прибору ( $S_{\mu}^2$ ), погрешностью измерения амплитуды при помощи оптического микроскопа ( $S_A^2$ ) и несовершенством

амплитудно-частотной характеристики тензометрического усилителя ( $S_{TV}^2$ ), определяются исходя из того, что половина размаха погрешности соответствует трем величинам стандартного отклонения. Предполагая, что функция распределения замеров в пределах допустимой погрешности подчиняется нормальному закону распределения и  $\bar{\mu} \pm 3\sigma_{\mu}$  соответствует по-

грешности оценки, определяем  $S_{\mu}^2, S_A^2, S_{TV}^2$ . Материалы исследования показывают, что  $\approx 40..45\%$  суммарной дисперсии составляет рассеивание геометрических размеров лопаток.

Дисперсия замеров механических напряжений  $S_{cu}^2$  (собственно погрешность измерений) составляет примерно 50% суммарной. Существенную часть дисперсии замеров занимает погрешность тарировки. Остаточная дисперсия  $S_{ост}^2$  содержит неучтенные погрешности измерения и ошибки при учете составляющих дисперсии.

Таким образом, коэффициенты вариации погрешностей замеров переменных механических напряжений тензорезисторами составляют примерно 11...13%. Повышение стабильности свойств тензорезисторов может снизить погрешность замеров переменных механических напряжений до 7...10%.

### Испытания на усталость при колебаниях, близких к эксплуатационным [11;13]

Задача определения срока службы (долговечности) решается созданием в эксперименте на усталость случайного процесса переменного нагружения детали с максимальным приближением к эксплуатационному.

Создана и успешно использована блок-схема испытаний на усталость при случайных колебаниях, представленная на рис. 5. Блок-схема разработана и реализована применительно к рабочим лопаткам газовой турбины в условиях нормальной температуры.

В отличие от схемы испытаний, представленной на рис. 1, на подвижном

вибростоле устанавливается несколько лопаток, препарированных тензорезисторами. Собственные частоты одной формы колебаний одновременно устанавливаемых лопаток должны быть в пределах  $\square f_2 - f_1$ . В этом диапазоне частот при помощи стойки белого шума, управляющей вибростендом, создаются колебания с равной спектральной плотностью мощности и поддерживаются автоматически. Стабильность режима колебаний обеспечивается с помощью вибродатчика обратной связи 4. Вибродатчик 4 размещен на подвижном столе вибростенда.

Полоса частот возбуждения, формируемая посредством набора частотных фильтров пропускания стойки белого шума, контролируется дисплеем 3b.

Реальный спектр колебаний подвижного стола вибростенда оценивается вибродатчиком обратной связи 4 и представляется на дисплее 3a.

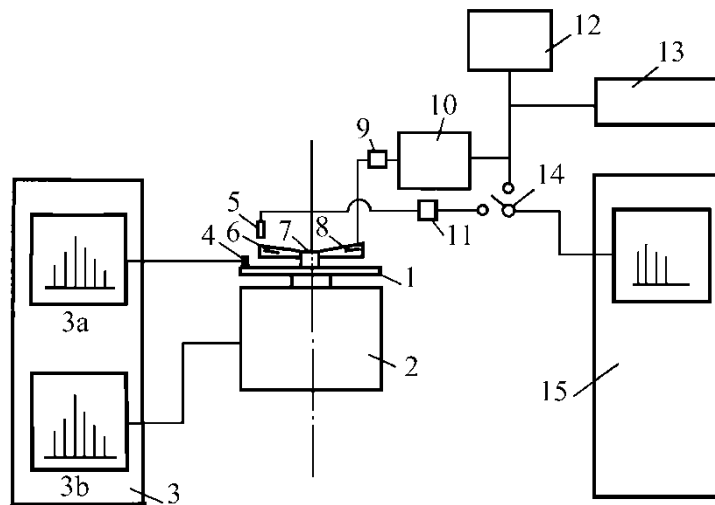


Рис. 5. Блок-схема испытаний на усталость при колебаниях, близких к эксплуатационным: 1 - подвижный стол электродинамического вибростенда; 2 - электродинамический вибростенд; 3 - стойка белого шума (3a и 3b - дисплеи); 4 - вибродатчик обратной связи (установлен на подвижном столе вибростенда); 5 - бесконтактный датчик колебаний лопатки; 6 - испытуемые лопатки; 7 - крепление лопаток на подвижном столе вибростенда; 8 - тензорезисторы; 9, 11, 14 - переключатели; 10 - тензометрический усилитель; 12 - электронный осциллограф; 13 - магнитный регистратор колебаний; 15 - стойка белого шума

Колебания каждой лопатки регистрируются тензорезисторами 8 и бесконтактными датчиками 5. Сигналы тензорезисторов (данные о вибронпряжениях) усиливаются тензометрическим усилителем 10, наблюдаются на экране электронного осциллографа 12 и регистрируются на магнитном регистраторе 13.

Спектральная плотность стационарного случайного процесса (СПМ) каждой лопатки представляется на дисплее анализатора дополнительной стойки белого шума 15.

При установившемся режиме колебаний подвижного стола вибростенда со-

отношение величин СПМ в соседних строках анализатора стойки белого шума 15 неизменно до начала разрушения.

Признаком разрушения считалось уменьшение собственной частоты колебаний лопатки на 5...7 Гц, что соответствовало появлению трещины размером 0,3...0,5 мм. Изменение собственной частоты колебаний лопатки при разрушении можно определить по изменению соотношений СПМ в строках. С понижением собственной частоты колебаний лопатки СПМ увеличивается на меньших частотах и уменьшается в строках, соответствующих более высоким частотам.

### Усталостные испытания высоконагруженных узлов машин

Примером испытаний на усталость при сложном напряженном состоянии могут служить испытания замковых соединений лопаток (замковая часть лопатки в со-

единении с натурным элементом диска) компрессоров и турбин. Они проводятся с приложением как переменных нагрузок, так и постоянного растягивающего усилия.



Схема действующей установки для подобных испытаний показана на рис. 6.

Растягивающее усилие прикладывается к исследуемому замковому соединению с помощью силового троса 1 через рессору 2 и образец 3. Усилие растяжения устанавливается и контролируется специальным тарированным динамометром 4. Для исключения возможных перекосов на

шейке 5 захвата размещены восемь тензорезисторов, регистрирующие статические деформации.

Исследования осуществляются на специальных образцах замковых частей лопаток и дисков, полностью имитирующих конструкцию соединения «замок - диск».

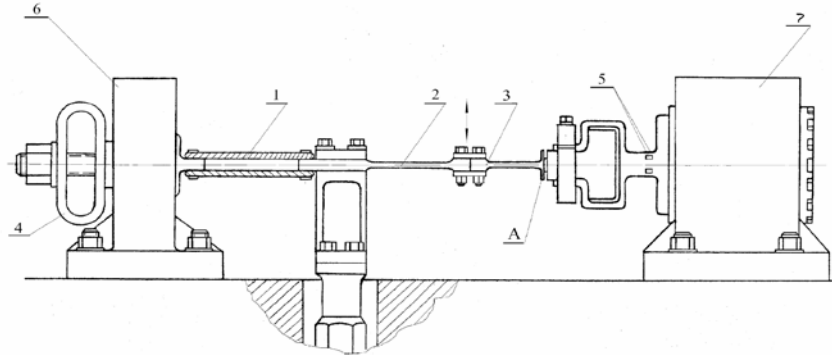


Рис. 6. Схема действующей установки для испытаний замковых соединений лопаток в условиях нормальных и рабочих температур

Регулирование и выбор частоты испытаний могут осуществляться различными способами.

Система «образец - рессора» под действием статической нагрузки представляет собой балку переменного сечения с жестко зашечленными концами. Характер

изменения изгибающих моментов по длине системы при колебаниях по основному тону соответствует распределению моментов в балке, жестко зашечленной с двух концов. Это легко подтверждается экспериментально.

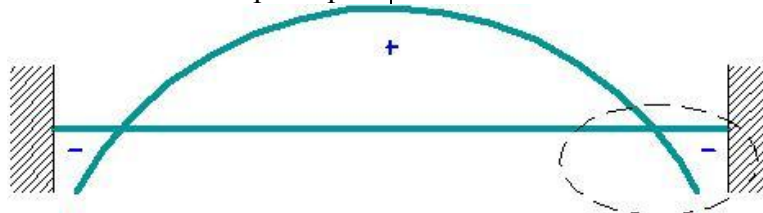


Рис. 7. Распределение изгибающих моментов в балке, изгибающейся по основному тону колебаний и зашечленной с двух концов (пунктиром обозначена зона образца в колеблющейся системе «образец - рессора»)

Для корректного экстраполирования в место разрушения важно знать распределение изгибающих моментов по длине образца. Величины изгибающих моментов можно измерять при помощи тензорезисторов, прикрепленных в нескольких сечениях образца.

Разрушающий момент, действующий на замковое соединение, рассчитывается экстраполированием данных, полученных в сечениях образца, на замковое соединение:

$$M = M_2 + \frac{a_2}{a_1} (M_2 + M_1),$$

где  $M_2$ ,  $M_1$  - изгибающие моменты в сечениях образца, причем сечение 2 ближе к исследуемому замковому соединению;  $a_2, a_1$  - параметры, определяемые геометрическими размерами системы «образец - рессора».

В области, обведенной пунктирным кружком на рис. 7, распределение изги-

бающих моментов можно считать линейным.

Этот эксперимент может проводиться как при нормальной температуре, так и

### Заключение

Для решения проблем повышения надежности, безопасности эксплуатации, усталостной прочности, эксплуатационной долговечности, ресурса машин привлекаются различные способы возбуждения колебаний ответственных узлов или деталей с целью приближения условий эксперимента к их реальной переменной нагруженности. Повышение надежности машин

при рабочей температуре замковых соединений лопаток турбины, для чего с помощью электрической печи отлаживается нужное температурное поле.

осуществляется совершенствованием расчетно-экспериментальных методов оценки указанных характеристик.

Развитие приемов оценки сопротивления деталей переменным напряжениям (нагрузкам) уменьшением погрешности измерений при нагружении при испытаниях позволяет существенно снизить погрешность расчетов надежности машин.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. - М., 1963.
2. Шашин, М.Я. Механические свойства металлов / М.Я. Шашин. - Л., 1967.
3. Weibull, W. Fatigue testing and analysis of results / W. Weibull. - PergamonPress, 1961.
4. Иванова, В.С. Усталостное разрушение металлов / В.С. Иванова. - М., 1963.
5. Серенсен, С.В. Машины для испытаний на усталость / С.В. Серенсен, М.Э. Гарф, Л.А. Козлов. - М.: Машгиз, 1957.
6. Сулима, А.М. Усталость теплостойких и жаропрочных сплавов при высокочастотном нагружении и рабочих температурах / А.М. Сулима // Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Труды КУАИ. - 2008. - Вып. 19.
7. Петухов, А.Н. Требования, предъявляемые к конструкционным материалам и деталям ГТД по многоцикловой усталости / А.Н. Петухов // Вестник МАТИ. - 2013. - № 21 (93). - С. 133-140.
8. Капралов, В.М. Определение собственных частот и форм колебаний лопаток турбомашин. Исследование распределения деформаций (механических напряжений) при собственных колебаниях: метод. указ. / В.М. Капралов, А.И. Суханов. - СПб., 2014. - URL: <http://elib.spbstu.ru/d1/2/4651.pdf>.
9. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. - М.: Машиностроение, 1981. - 232 с.
10. Капралов, В.М. Усталость лопаток газовых турбин при случайных колебаниях / В.М. Капралов // Проблемы прочности. - 1987. - № 7. - С. 47-50.
11. Крид, Ч. О неисправностях, вызываемых вибрацией / Ч. Крид // Случайные колебания. - М.: Мир, 1967. - С. 116-159.
12. Скубачевский, Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели / Г.С. Скубачевский. - М.: Машиностроение, 1969.
13. Капралов, В.М. Исследование структуры вибрационной напряженности лопаток осевого компрессора авиационных ГТД / В.М. Капралов // Полет. - 2009. - № 9. - С. 31-37.
14. Борисов, С.П. Прогнозирование влияния конструктивных факторов на сопротивление усталости материалов / С.П. Борисов // Научный вестник МГТУГА. - 2014. - № 205. - С. 67-73.
15. Козлов, А.Б. Некоторые вопросы маломасштабного моделирования динамических явлений в сооружениях / А.Б. Козлов, Б.Е. Мельников, Б.В. Цейтлин // Механика материалов и прочность конструкций. Труды СПбГПУ. - 2004. - № 489. - С. 45-56.
16. Колотников, М.Е. Предельные состояния деталей и прогнозирование ресурса газотурбинных двигателей в условиях многокомпонентного нагружения / М.Е. Колотников; под ред. В.М. Чепкина. - Рыбинск: Изд-во РГАТА, 2003. - 136 с.
17. Мельников, Б.Е. Многомодельное моделирование термоупруговязкопластического деформирования / Б.Е. Мельников, А.С. Семенов, Л.Б. Гецов // Труды ЦКТИ. - 2009. - Вып. 296. - С. 307-354.
18. Гецов, Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин / Л.Б. Гецов. - Рыбинск: Газотурбинные технологии, 2010. - 611 с.
19. Иванов, В.П. Колебания рабочих колес турбомашин / В.П. Иванов. - М.: Машиностроение, 1983. - 224 с.
20. Капралов, В.М. Изучение форм колебаний лопаток авиационных газотурбинных двигателей методом голографической интерферометрии / В.М. Капралов, А.П. Дьячков // Новые разработки в области оптической голографии и их промышленное использование: материалы краткосроч. семинара (27-28 марта 1979 г.). - Л.: ЛДНТП, 1979. - С.79-84.

1. Serensen, S.V. *Carrying Capacity and Machinery Calculations for Strength* / S.V. Serensen, V.P. Kogaev, R.M. Sneiderovich. – M., 1963.
2. Shashin, M.Ya. *Metal Mechanical Properties* / M.Ya. Shashin. L., 1967.
3. Weibull, W. *Fatigue testing and analysis of results* / W. Weibull. - PergamonPress, 1961.
4. Ivanova, V.S. *Metal Fatigue Destruction* / V.S. Ivanova. – M., 1963.
5. Serensen, S.V. *Fatigue Testing Machine* / S.V. Serensen, M.E. Garf, L.A. Kozlov. – M.: Machgiz, 1957.
6. Sulima, A.M. *Fatigue of heat-resistant alloys at high-frequency loading and operation temperatures* / A.M. Sulima // *Vibration Strength and Reliability of Aircraft Engines. Proceedings of KUAЕ*. – 2008. – Edition 19.
7. Petukhov, A.N. *Requirements to structural materials and parts of gas turbine engines on multi-cycle fatigue* / A.N. Petukhov // *Bulletin of MATI*. – 2013. – No. 21(93). – pp. 133-140.
8. Kapralov, V.M. *Definition of Eigenfrequencies and Forms of Turbo-machine Blade Oscillations. Investigations of Deformation Distributions (Mechanical Stresses) at Eigenoscillations: Methodical Instructions* / V.M. Kapralov, A.I. Sukhanov. – S-Pb., 2014. - URL: <http://elib.spbstu.ru/d1/2/4651.pdf>.
9. *Dynamics of Aircraft Gas Turbine Engines* / under the editorship of I.A. Birger, B.F. Schorr. – M.: Mechanical Engineering, 1982. – pp. 232.
10. Kapralov, V.M. *Gas turbine blade fatigue at random oscillations* / V.M. Kapralov // *Strength Problems*. – 1987. – No.7. – pp. 47-50.
11. Krid, Ch. *On failures caused by vibration* / Ch. Krid // *Random Vibration*. – M.: Mir, 1967. – pp. 116-159.
12. Skubachevsky, G.S. *Aircraft Gas Turbine Engines* / G.S. Skubachevsky. – M.: Mechanical Engineering, 1969.
13. Kapralov, V.M. *Investigations of vibration stress structure in blades of axial-flow compressor of aircraft gas turbine engines* / V.M. Kapralov // *Flight*. – 2009. – No.9. – pp. 31-37.
14. Borisov, S.P. *Impact predication of design factors upon material fatigue resistance* / S.P. Borisov // *Scientific Bulletin of MSTUCA*. – 2014. – No. 205. – pp. 67-73.
15. Kozlov, A.B. *Some problems of small-scale modeling of dynamic phenomena in structures* / A.B. Kozlov, B.E. Melnikov, B.V. Tseitlin // *Material Mechanics and Structure Strength. Proceedings of S-PbSPU*. – 2004. – No.489. – pp. 45-56.
16. Kolotnikov, M.E. *Limiting States of Parts and Prediction of Gas Turbine Engine Life under Conditions of Multi-Component Loading* / M.E. Kolotnikov; under the editorship of V.M. Chepkin. – Rybinsk: Publishing House of RSATA, 2003. – pp. 136.
17. Melnikov, B.E. *Multi-model modeling of thermoelastic-viscoplastic deformation* / B.E. Melnikov, A.S. Semyonov, L.B. Getsov // *Proceedings of CDTI*. – 2009. – Edition 296. – pp. 307-354.
18. Getsov, L.B. *Materials and strength gas turbine parts* / L.B. Getsov. – Rybinsk: *Gas Turbine Technologies*, 2010. – pp. 611.
19. Ivanov, V.P. *Impeller Oscillations* / V.P. Ivanov. – M.: Mechanical Engineering, 1983. – pp. 224.
20. Kapralov, V.M. *Oscillation study in blades of aircraft gas turbine engines by method of holographic interferometry* / V.M. Kapralov, A.P. Diyachkov // *New Developments in Optical Holography Branch and Their Industrial Use: Proceedings of Short-term Seminar* (March 27-28, 1979). – L.: LDSTP, 1979. – pp. 79-84.

Статья поступила в редакцию 24.07.18.

Рецензент: д.т.н., профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

Мельников Б.Е.

Статья принята к публикации 6.09.18.

#### Сведения об авторах:

**Капралов Владимир Михайлович**, д.т.н., профессор кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, e-mail: [kapralov.vladimir@gmail.com](mailto:kapralov.vladimir@gmail.com).

**Осипов Александр Вадимович**, к.т.н., доцент кафедры «Тепловые двигатели» Брянского государствен-

**Kapralov Vladimir Mikhailovich**, Dr. Sc. Tech, Prof. of the Dep. "Turbines, Hydro-machines and Aircraft Engines", Peter the Great Polytechnic University of Saint-Petersburg, e-mail: [kapralov.vladimir@gmail.com](mailto:kapralov.vladimir@gmail.com).

венного технического университета, e-mail: [avo-turbo@mail.ru](mailto:avo-turbo@mail.ru).

**Нгуен Нгок Тхуан**, аспирант кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, e-mail: [nnthuan.sant@yahoo.com](mailto:nnthuan.sant@yahoo.com).

**Osipov Alexander Vadimovich**, Can. Eng., Assistant Prof. of the Dep. "Heat-Engines", Bryansk State Technical University, e-mail: [avo-turbo@mail.ru](mailto:avo-turbo@mail.ru).

**Nguyen Ngok Thuan**, Post graduate student of the Dep. "Turbines, Hydro-machines and Aircraft Engines", Peter the Great Polytechnic University of Saint-Petersburg, e-mail: [nnthuan.sant@yahoo.com](mailto:nnthuan.sant@yahoo.com).

