

**М.А. Нихамкин, М.В. Семенова, О.Л. Любчик**

Пермский государственный технический университет

## **КОМПЛЕКСНЫЙ РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ПРИ ИХ ПОВРЕЖДЕНИИ ПОСТОРОННИМИ ПРЕДМЕТАМИ**

В статье поставлена задача моделирования процесса повреждения титановой лопатки 5-й ступени компрессора ГТД посторонним предметом. Сформулирована математическая постановка задачи, описана пространственная дискретизация для использования метода конечных элементов. Приведены результаты математического моделирования соударения: типичные эксплуатационные повреждения, – и произведен анализ напряженно-деформированного состояния лопатки. Также оценено значение остаточных напряжений в зоне повреждения. Приведены результаты расчетного определения теоретических коэффициентов концентрации напряжений для характерных повреждений. Рассмотрено влияние повреждения тапа трещина и V-образная забоина на модальные характеристики лопатки.

**Ключевые слова:** лопатка компрессора, повреждение посторонними предметами, математическое моделирование, остаточные напряжения, концентрация напряжений, модальные характеристики.

На сегодняшний день требования к надежности газотурбинных двигателей неуклонно возрастают. По данным эксплуатационной статистики, основной причиной того, что двигатели досрочно снимаются с эксплуатации, являются поломки лопаток. Лопатки компрессора ГТД испытывают в общем случае сложный комплекс статических и динамических нагрузок, которые приводят к накоплению повреждений в лопатке по механизмам малоцикловой и многоцикловой усталости соответственно. До 60 % поломок лопаток компрессоров ГТД носят усталостный характер. С точки зрения надежности двигателя необходимо обеспечить прочность не только целых лопаток, но и лопаток с повреждениями и зачистками. Цель работы – разработка методики для комплексного расчетного анализа прочности лопаток компрессора при их повреждении посторонними предметами.

Неотъемлемыми элементами комплексного расчетного анализа прочности лопаток компрессора при их повреждении посторонним предметом (ПП) являются:

- математическое моделирование соударения лопатки с ПП;

- расчетная оценка снижения усталостной прочности лопаток с повреждениями;
- расчетная оценка влияния повреждения на модальные характеристики лопатки.

Основными факторами, влияющими на повреждения лопаток ПП, являются: форма, размеры и материал ПП, скорость и направление его движения относительно лопатки, а также материал, размеры и форма лопатки.

Анализ эксплуатационной статистики, приведенной в [1], показал, что геометрия ПП, материал и скорость его движения весьма разнообразны; в большинстве случаев идентифицировать ПП, явившийся причиной повреждения лопатки, не удается. Скорость столкновения с ПП, по некоторым оценкам, близка к окружной скорости. Угол соударения  $30...60^\circ$  от направления хорды профиля лопатки со стороны корыта.



Рис. 1. Виды повреждений лопаток ГТД: вмятина, разрыв, забоина

Согласно эксплуатационной статистике, приведенной в [2] и [3], повреждения лопаток компрессора высокого давления обычно представляют собой вмятины, забоины или разрывы (рис. 1). Обычно они появляются на входной кромке и имеют характерные размеры в пределах нескольких миллиметров; забоины имеют форму, близкую к полуокружности.

Для математического моделирования процесса повреждения лопаток в большинстве изученных публикаций [3–5] успешно используется метод конечных элементов (МКЭ) в динамической постановке. Применение специальных аппаратов для численного моделирования позволяет учитывать следующие особенности процесса соударения:

- нестационарный, динамический характер процесса;

- трехмерное динамическое напряженно-деформированное состояние лопатки;
- нелинейное поведение материала, возникновение в лопатке в процессе соударения необратимых деформаций и разрушения;
- сложная, не описываемая в аналитическом виде форма исследуемого объекта – лопатки компрессора;
- геометрическая нелинейность – большие деформации, нелинейность граничных условий (контактное взаимодействие лопатки с ПП).

Задачи статики с необходимостью учета сложной геометрии конструкции, нагружения и закрепления также возможно решать с применением МКЭ. Для решения динамических быстропротекающих нелинейных задач с помощью МКЭ целесообразно использование явного метода интегрирования по времени, статические задачи решаются с помощью неявного метода.

В ходе исследования была разработана методика математического моделирования соударения лопатки с ПП. Методика направлена на математическое моделирование ситуаций, соответствующих типичным повреждениям лопаток, выявленным в ходе эксплуатации. Моделирование соударения позволяет выявлять закономерности процесса соударения лопатки и ПП.

Объектом данного исследования являются лопатки направляющего аппарата 5-й ступени компрессора высокого давления. Лопатка имеет переменный по высоте аэродинамический профиль. Высота лопатки 70 мм, хорда составляет 26,6 мм. Лопатки закреплены в двигателе консольно замком типа «ласточкин хвост».

Задача ставилась в следующей постановке. Стальная линейно-упругая сфера диаметром  $d = 4,48$  мм движется поступательно со скоростью  $V$  по направлению к входной кромке неподвижной лопатки под углом  $\alpha$  к хорде, лопатка неподвижно закреплена в корневом сечении (рис. 2). Материал лопатки – титановый сплав, материал считается упругопластическим, способным разрушаться. Высота соударения вдоль пера лопатки соответствует высоте наиболее опасного сечения реальной лопатки – сечения, в котором имеют место максимальные динамические напряжения при колебаниях по первой изгибной форме. Для лопатки 5-й ступени это высота 14 мм от корневого сечения лопатки.

Для анализа влияния на процесс соударения различных факторов было реализовано несколько схем соударения. Схемы соударения характеризовались:

- скоростью ударника  $V$  по направлению к входной кромке;
- углом  $\alpha$  к хорде лопатки, под которым происходит соударение.

Для описания движения деформируемой сплошной среды используется лагранжевый подход. Решение трехмерной динамической задачи в МКЭ заключается в разрешении системы уравнений, в которую входит уравнение сохранения импульса, движения, внутренней энергии, замыкает систему определяющее соотношение:

- уравнение сохранения импульса

$$\rho \cdot \operatorname{div}(v) = 0,$$

где  $\rho$  – плотность;  $v$  – скорость;

- уравнение движения

$$\rho \cdot \ddot{x} = \operatorname{div}(\sigma), \quad (1)$$

где  $\ddot{x}$  – ускорение,  $\sigma$  – тензор напряжений;

- уравнение сохранения энергии, без учета тепла и температуры

$$\rho \cdot \dot{U} = \sigma : \dot{\epsilon}, \quad (2)$$

где  $\dot{U}$  – скорость изменения внутренней энергии,  $\dot{\epsilon}$  – тензор деформации скорости, «:» – двойное скалярное произведение;

- определяющее соотношение

$$\sigma = f(\epsilon, \dot{\epsilon});$$

- геометрические соотношения для случая больших деформаций

$$2\dot{\epsilon}_{ij}(\bar{x}, t) = \left( \dot{u}_{i,j}(\bar{x}, t) + \dot{u}_{j,i}(\bar{x}, t) + \dot{u}_{,j}^m(\bar{x}, t) \cdot \dot{u}_{m,i}(\bar{x}, t) \right), \quad \bar{x} \in V.$$

Система дополнена граничными условиями:

- кинематические граничные условия (заделка лопатки в корневом сечении):

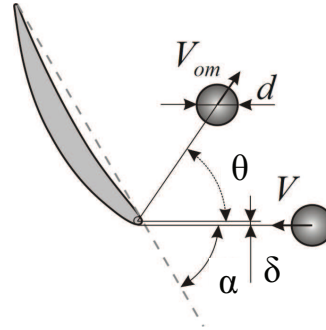


Рис. 2. К постановке задачи соударения лопатки с посторонним предметом

$$\mathbf{d}_i = 0 \quad \bar{x} \in \Gamma_d \quad \bar{x} = (x, y, z);$$

- статические граничные условия на свободной поверхности (начальное ненапряженное состояние):

$$\sigma_{ij} n_j = 0 \quad \bar{x} \in \Gamma_\sigma;$$

начальные условия:

$$\begin{aligned} \dot{x}_i = 0, \quad \bar{x} \in \Gamma_{\text{лоп}}; & \quad \dot{x}_{\text{шар}} = -240 \text{ (м/с)}, \\ & \quad \dot{y}_{\text{шар}} = 0, \quad \bar{x} \in \Gamma_{\text{шар}}. \\ & \quad \dot{z}_{\text{шар}} = 0; \end{aligned}$$

- наличие контактного взаимодействия лопатки с посторонним предметом.

Особенность граничных условий в зоне контакта – неизвестные изменяющиеся во времени размеры и форма площадки контакта, неизвестные нагрузки на этой площадке. При моделировании динамического контактного взаимодействия в МКЭ применяется метод пени, в соответствии с которым в расчет условно вводится упругая пружина, расположенная между контактирующими поверхностями и определяющая жесткость взаимодействия или величину контактной силы. Контактная площадка определяется с помощью скалярной функции  $G(x, y, z)$ , описывающей поверхность одного из соударяющихся тел – мишени. При  $G(x, y, z) > 0$  точки ударяющего тела лежат вне поверхности, при  $G(x, y, z) = 0$  точки на поверхности,  $G(x, y, z) < 0$  означает проникновение ударника в мишень. В последнем случае для предотвращения проникновения в соответствующий узел прикладывается противодействующая сила. Согласно методу пени, противодействующая сила пропорциональна величине проникновения сегментов тел друг в друга и действует по нормали к поверхности.

Величина контактной силы по методу Пени определяется следующим образом:

$$\bar{f} = pd\bar{N}(\bar{X}'_n),$$

где  $p$  – эффективная жесткость условной пружины, «коэффициент пени»;  $d$  – величина проникновения,  $\bar{N}$  – нормаль к поверхности.

После пространственной дискретизации решение уравнения движения (1) при использовании МКЭ сводится к решению дифференциального уравнения

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{d}} = \mathbf{F}_i + \mathbf{F}_e, \quad (3)$$

где  $\ddot{\mathbf{d}}$  – вектор узловых ускорений;  $\mathbf{M}$  – матрица масс;  $\mathbf{F}_i$ ,  $\mathbf{F}_e$  – векторы внутренних и внешних сил.

Узловые ускорения могут быть определены из уравнения (3) и записаны следующим образом:

$$\ddot{\mathbf{d}} = \mathbf{M}^{-1} (\mathbf{F}_i + \mathbf{F}_e).$$

Использование центральной дифференциальной схемы интегрирования во времени (временная дискретизация) позволяет определить значения ускорений, скоростей и перемещений по схеме

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{d}}_n &= \mathbf{M}^{-1} (\mathbf{F}_i + \mathbf{F}_e), \\ \dot{\mathbf{d}}_{n+\frac{1}{2}} &= \dot{\mathbf{d}}_{n-\frac{1}{2}} + \ddot{\mathbf{d}}_n \Delta t, \\ \mathbf{d}_{n+1} &= \mathbf{d}_n + \dot{\mathbf{d}}_{n+\frac{1}{2}} \Delta t. \end{aligned} \quad (4)$$

Центральная дифференциальная схема интегрирования (4) во времени устойчива в том случае, если выполняется критерий устойчивости, известный как условие Куранта,

$$\Delta t < \Delta t_{cr} = \frac{\Delta x_{\min}}{c},$$

где  $c$  – скорость звука в материале;  $\Delta x_{\min}$  – минимальный характерный размер входящих в рассматриваемую систему элементов.

Для описания поведения материалов при высоких скоростях деформирования широкое распространение получила упругопластическая модель поведения материала Купера-Саймондса (Cowper-Symonds). Она учитывает кинематическое упрочнение и влияние скорости деформации. Для учета влияния скорости деформации на предел текучести материала вводится масштабирующий коэффициент, который определяется как

$$\sigma_T^{\text{дин}} = \sigma_T \beta, \quad \beta = 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{1/P},$$

где  $\dot{\epsilon}$  – скорость деформации;  $C, P$  – константы материала. Для реализации поведения материала в соответствии с описанной моделью в программном комплексе ANSYS использовалась модель поведения материала Piecewise Linear Plasticity Model (кусочно-линейная пластическая модель).

Разрушение материала лопатки моделировалось удалением элементов, в которых деформация превышала предельное значение  $\epsilon_B$ . Расчет завершался по окончании процесса соударения и пластического деформирования лопатки.

Для проведения численного моделирования были созданы модели лопатки и ударника. Были приняты следующие допущения:

- В геометрической модели лопатки не учитывается изменение профиля по высоте. Модель лопатки имеет постоянное по высоте сечение, которое соответствует наиболее опасному сечению реальной лопатки.

- Закрепление лопатки в замке моделируется жесткой заделкой в корневом сечении. Лопатка рассматривается как жестко защемленная консольная балка.

Конечно-элементная сетка состоит из призматических изопараметрических

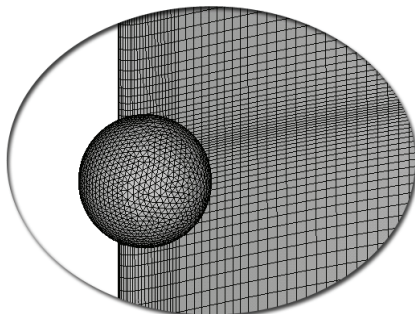


Рис. 3. Пример конечно-элементной сетки лопатки и ударника

8-узловых элементов с линейной аппроксимацией (рис. 3). Размер конечного элемента в зоне соударения выбирался таким, чтобы характерный размер ожидаемого повреждения был на порядок больше. Размер элемента составил 0,08 мм. Размер элемента на удалении от повреждения составляет 0,5 мм. Конечно-элементная сетка ударника состоит из изопараметрических тетра-

дальных элементов (см. рис. 3) с характерным размером 0,2 мм.

Проведен анализ и количественная оценка эффектов, возникающих в процессе соударения лопатки с ПП. При соударении в лопатке начинается процесс распространения, отражения и взаимодействия волн напряжений, пластическая деформация и разрушение, по окончании соударения лопатка совершает свободные колебания. При моде-

лировании удалось реализовать три наиболее часто встречающихся в эксплуатации типа повреждения: вмятина, забоина (вырыв), разрыв (рис. 4). Установлено, что существует критическое значение кинетической энергии ПП, при которой происходит смена механизма повреждения лопатки: разрушение с образованием вмятины сменяется на разрушение с образованием вырыва и потерей массы (см. рис. 4). Получено количественное значение этой энергии для лопатки 5-й ступени компрессора высокого давления при ударе со стороны корыта. Это значение  $E_{кин}^{крит} = 18,5$  ( $V_{крит} = 325$  м/с).

После отскока ПП лопатка совершает колебания с собственными частотами и формами. Остаточные напряжения при решении задачи с помощью МКЭ могут быть получены путем введения демпфирования в систему. Гашение колебаний в системе начинается после момента прекращения контакта лопатки с ПП.

Диапазон возможных собственных частот колебаний системы разбивается на перекрывающиеся друг друга интервалы; в этих интервалах частот вводится постоянное демпфирование. Процесс гашения колебаний занимает 40 мкс (для сравнения процесс соударения длится 35 мкс). В результате установлены закономерности распространения остаточных напряжений в лопатке при ударе со стороны корыта под углом к хорде лопатки  $\alpha = 60^\circ$ . Удар происходит с образованием вмятины.

На рис. 5 представлены зависимости изменения нормальных напряжений вдоль пера лопатки с течением времени. Зависимость 1 – изменение напряжений в элементе из зоны со стороны корыта лопатки (остаточные напряжения растяжения); зависимость 2 – изменение на-

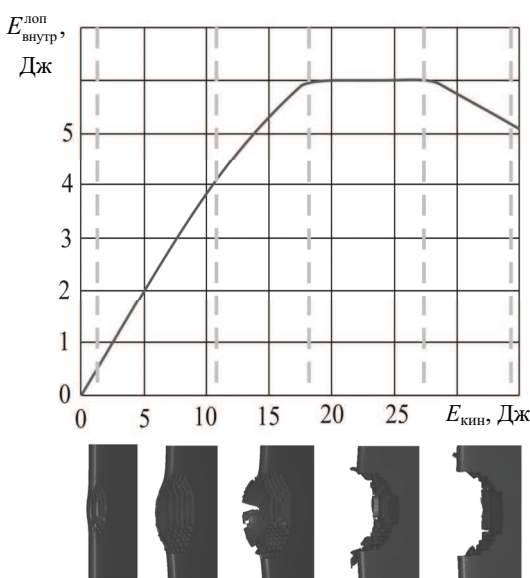
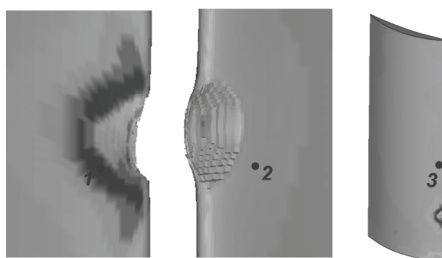
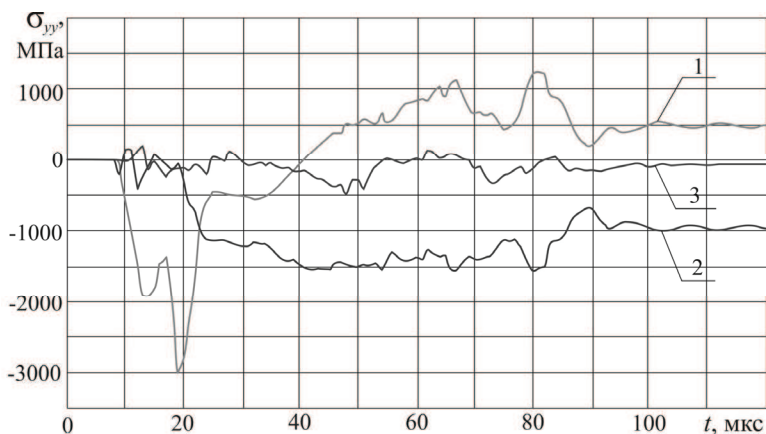


Рис. 4. Зависимость работы пластического деформирования от кинетической энергии постороннего предмета



пряжений в элементе из зоны со стороны спинки лопатки (остаточные напряжения сжатия); зависимость 3 – изменение напряжений в элементе с входной кромки лопатки на удалении от повреждения (остаточные напряжения минимальны).

Остаточные напряжения носят локальный характер и присутствуют в зоне повреждения. Максимальные растягивающие напряжения имеют место на границе вмятины со стороны корыта, максимальные сжимающие напряжения – на границе вмятины со стороны спинки (см. рис. 5). В соответствии с графиком могут быть приблизительно определены остаточные напряжения в зафиксированных элементах. Элемент 1:  $\sigma_{yy\text{ост}} = -970 \pm 3,9\%$  МПа; элемент 2:  $\sigma_{yy\text{ост}} = 500 \pm 6,4\%$  МПа; элемент 3:  $\sigma_{yy\text{ост}} = 67 \pm 7\%$  МПа. Сжимающие остаточные напряжения по абсолютной величине превышают напряжения растяжения в 1,9 раза.



- 1 – остаточные напряжения сжатия (элемент в зоне сжатия со стороны спинки);
- 2 – остаточные напряжения растяжения (элемент в зоне растяжения со стороны корыта);
- 3 – разгруженная зона (элемент с входной кромки на удалении от повреждения)

Рис. 5. Изменение напряжений в элементах лопатки со временем в процессе соударения и гашения колебаний

В настоящем исследовании описывается методика оценки снижения усталостной прочности лопаток при минимальном объеме усталостных испытаний вследствие повреждения их посторонними предметами [6]. Методика опирается на определение теоретических коэффициентов концентрации напряжений  $\alpha_\sigma$  в лопатках. При этом проводился расчет теоретических коэффициентов концентрации и коэффициентов чувствительности к концентрации напряжений  $q$ . Для этого производились конечно-элементные расчеты по определению напряженно-деформированного состояния лопаток без повреждений и с различной геометрией повреждения: V-образная забоина, полукруглый надрез, зачистка. Расчеты производились в статической упругой постановке. Реализовывалось нагружение изгибающей нагрузкой, приложенной в центре масс периферийного сечения перпендикулярно хорде лопатки, и нагружение центробежной силой.

Были получены количественные значения теоретических коэффициентов концентрации для характерных повреждений. Полученные значения  $\alpha_\sigma$  лежат в диапазоне 1,76–5,92. Данные результаты дополнили существующую зависимость, что позволило подтвердить обоснованность использования ранее полученного соотношения [7] для определения теоретического коэффициента концентрации по данным о глубине и радиусе повреждения:

$$\alpha_\sigma = 1 + 1,5\sqrt{h/\rho}. \quad (5)$$

Достоверность аппроксимации результатов для данного соотношения составляет 0,96 (рис. 6). Отклонение от этого соотношения для всех рассчитанных методом конечных элементов теоретических коэффициентов концентрации при действии изгибающей нагрузки не превышает 9 %.

Получены количественные значения коэффициентов чувствительности  $q$  для титановых лопаток 5-й степени направляющего аппарата. Эти значения лежат в пределах 0,23–0,46. Зависимость коэффициента чувствитель-

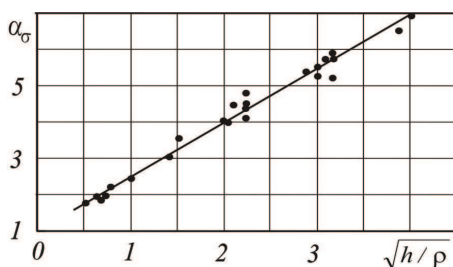


Рис. 6. Зависимость теоретического коэффициента концентрации от размеров повреждения: точки – расчетные значения  $\alpha_\sigma$  для исследованных лопаток; сплошная линия по соотношению (5)

ности к концентрации напряжений от теоретического коэффициента концентрации [7] дополнена вновь полученными значениями. Результаты для лопаток из титановых сплавов и стальных лопаток образуют практически непересекающиеся области. Коэффициенты чувствительности для стальных лопаток лежат в пределах 0–0,09, для титановых лопаток 0,6–0,46.

На основании полученной в результате исследования информации возможно проведение оценки снижения усталостной прочности лопаток при наличии повреждения по расчетно-экспериментальной методике, описанной в [6].

В качестве заключительного элемента предложенного комплексного расчетного анализа прочности лопаток компрессора выступает анализ влияния повреждения на модальные характеристики лопатки. Данный анализ также производился с применением конечно-элементного моделирования. Производился расчет модальных характеристик лопатки: собственных частот и форм колебаний. Для решения частичной проблемы собственных значений в ANSYS был использован метод Ланцоша (Block Lanczos). На данном этапе исследовались лопатки без дефектов, с дефектом типа забоина, с дефектом типа трещина. Трещина в расчетной оценке моделировалась разрезом нулевой толщины с прямолинейным фронтом и с реальным фронтом трещины, полученным в результате экспериментальных исследований трещиностойкости лопатки.

В результате исследования получено процентное снижение собственных частот колебаний лопатки при различных типах повреждений и произведена оценка влияния повреждения на резонансную диаграмму. Для повреждения типа *V-образная забоина* при глубине 1 мм максимальное снижение собственной частоты составило 0,22 %. Для повреждений типа *полуокружность* и *зачистка* снижение не превышает 2 %. Эти типы повреждений влияют на резонансную диаграмму Кемпбелла незначительно. Повреждение типа *трещина* при ее длине более 20 % длины хорды вызывает снижение собственных частот более чем на 3 % и значительно влияет на резонансную диаграмму.

Таким образом, в процессе исследования определен и разработан круг методик, входящих в комплексный расчетный анализ прочности лопаток компрессора при их повреждении ПП. Данный комплексный расчет произведен для лопатки 5-й ступени компрессора ГТД.

### Библиографический список

1. Горохова Т.Г., Смолин А.А. Анализ причин возникновения повреждений лопаток компрессоров двигателей на самолётах вследствие попадания посторонних предметов // Исследования, испытания и надёжность силовых установок: тр. ГосНИИ ГА. Вып. 248. – М., 1986.

2. Gravett Ph., Bellows, R. Duniyak T., Herrmann D. and Hudak S. Jr. The Foreign Object Damage Project of the PRDA V HCF Materials and Life Methods Program, Proceedings of the 4th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, 1999.

3. Best Practices for the Mitigation and Control of Foreign Object Damage-Induced High Cycle Fatigue in Gas Turbine Engine Compression System Airfoils. – RTO Technical report TR-AVT-094, NATO, 2005.

4. Duó P., Korsunsky A.M. and Nowell D. Residual Stresses induced by Foreign Object Damage on Gas Turbine Blades: an Experimental Approach, 12th International Conference on Experimental Mechanics, ICEM12, Politecnico di Bari, Italy Sep 2004.

5. Duo P., Pianka C., Golowin A., Fueller M., Schaefer R. Simulated foreign object damage on blade aerofoils. real damage investigation. Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air June 9-13, 2008, Berlin, Germany, ASME2008-50371.

6. Снижение усталостной прочности лопаток компрессора ГТД при повреждении посторонними предметами / М.Ш. Нихамкин [и др.] // Авиационная промышленность. – 2008. – № 1. – С. 21–24.

7. Нихамкин М.Ш., Воронов Л.В, Семенова И.В., Любчик О.Л. Теоретический коэффициент концентрации напряжений в лопатках компрессора с повреждениями / М.Ш. Нихамкин // Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации – 2009. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2009. – С. 321–323.

Получено 10.11.2010