

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА В КРЕПЛЕНИЯХ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА ГТД ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ

© 2011 Л.Салль^{1,2}, Ф.Б. Андреев², А.М. Гуськов²

¹ Лаборатория ЛТДС, Центральная Школа Лиона, Лион, Франция

² Кафедра прикладной механики, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Поступила в редакцию 10.11.2011

Введение. Рабочие лопатки вентиляторов ГТД чаще всего соединяются с дисками при помощи замков типа ласточкин хвост, обеспечивающих простую и надежную сборку. При работе ГТД лопатки компрессора подвергаются воздействию силового поля, создаваемого центробежными и стационарными аэродинамическими силами.

Во время полета могут возникать нестационарные нагрузки, создаваемые вынужденными или резонансными колебаниями различной интенсивности, которые воспринимаются замковым соединением. Эти

нагрузки приводят к микро перемещениям в зоне контакта, и происходит фреттинг-износ.

При статических нагрузках, связанных со взлетами посадками (рис. 1), численные методы, основанные на методе конечных элементов и гипотезах квазистатики, могут быть использованы для расчета напряженно-деформированного состояния в креплении лопатки с учетом контакта с трением. Полученные результаты позволяют получить интенсивность износа, и с помощью пошагового расчета можно описать динамику износа и изменение геометрии изнашиваемого профиля.

При динамических нагрузках относительное перемещение в зоне крепления при наличии сухого трения снижает уровень вибраций лопаток и выполняет роль конструктивного демпфирования. Тангенциальное микро-перемещение и высокие напряжения в зоне контакта приводят к фреттинг-износу поверхностей. Этот износ сокращает ресурс турбомашин. До настоящего времени не существует надежных численных методов определения зависимости износа от колебаний лопаток.

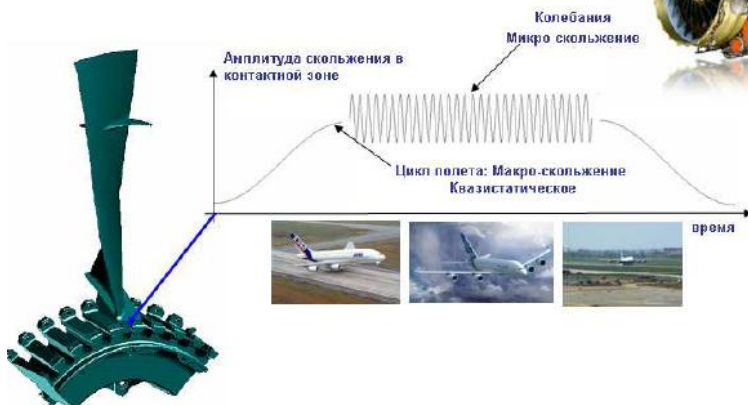


Рис. 1. Нагрузка на крепление во время полета.

Разрабатываемый в данной работе подход основан на нескольких допущениях: рассматриваются чисто периодические колебания, процесс износа достаточно медленный и в течение одного периода вибраций систему можно рассматривать как стационарную и использовать метод гармонического баланса для определения амплитуд вибраций и контактных напряжений [2]. Далее, методом многомасштабных разложений производится пересчет геометрии контактирующих поверхностей. Рабочее колесо моделируется с помощью метода конечных элементов с выделением в отдельные подконструкции контактных узлов. Контактные напряжения определяются расширенным ме-

тодом Лагранжа [8]. Этот метод не требует перестройки конечно-элементной сетки. Величина износа приводит к появлению зазоров между узлами контактирующих элементов [9].

Уравнения движения и износа. Система уравнений для каждого тела записывается в виде:

$$\begin{aligned} M\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{C} + G\dot{\mathbf{U}} + \\ + \mathbf{K} - K_c\bar{\mathbf{U}} = F_{\Omega} + F_{\Gamma} + F_{\text{конт}} \end{aligned} \quad (1)$$

где M – матрица масса, C и G – матрицы демпфирования и гироскопических эффектов, K и K_c –

матрицы жесткости и центробежных сил, F_Ω , F_Γ и $F_{\text{конт}}$ — центробежные силы, поверхностные силы (аэродинамические) и контактные силы (нормальные и касательные составляющие), соответственно, получаемые с помощью множителей Лагранжа $\{p_N, p_T\}$, которые удовлетворяют условиям контакта [8].

Интенсивность износа в узле $\dot{w}$ с номером M определяется законом Ашара[5]:

$$\dot{w}^M = \frac{k_w}{I_w} \left| p_N^M \right| \left\| \dot{U}_T^M \right\| \quad (2)$$

где $\dot{U}_T^M$ — скорость скольжения в узле M . Коэффициенты интенсивности износа $\{k_w, I_w\}$ зависят от ряда параметров, в частности, от температуры и типа контакта (упругий или пластичный) [3], [4]. В нашем исследовании эти коэффициенты полагаются постоянными.

Метод многих масштабов и гармонического баланса. Процесс износа является нестационарным и только на больших интервалах времени возможен выход на некоторый стационарный режим (на скоростях). Здесь рассматривается процесс износа при непрерывном периодическом возбуждении с периодом T ($\omega = 2\pi/T$). Для ускорения расчетов полагается, что в течение одного периода колебаний система ведет себя как стационарная — скорость износа полагается постоянной. Величина износа растет постепенно, для учета этого явления вводится понятие «медленного» времени h . Метод многомасштабных разложений применяется к определению амплитуд в разложении решения в ряды Фурье, зависящие от медленного времени.

$$U(\eta) = \tilde{U}_0 + \sum_{n=1}^{N_h} \tilde{U}_{n,c} \cos(\omega t) + \sum_{n=1}^{N_h} \tilde{U}_{n,s} \sin(\omega t) \quad (3)$$

Интенсивность износа на одном периоде рассчитывается с помощью процедуры усреднения

$$\Delta w^M(\eta) = \int_t^{t+T} K_w^M \left| \lambda^N(\eta) \right| \left\| \dot{U}_T(\eta) \right\| d\tau \quad (4)$$

Применение процедуры Галеркина в уравнении (1) с учетом разложения (3) дает следующую алгебраическую систему:

$$Z \tilde{U} + \tilde{F}_{NL}(\tilde{U}) = \tilde{F}_{ex} \quad (5)$$

где

$$Z = \text{diag} \left[K, \begin{bmatrix} K - \omega^2 M & \omega C \\ -\omega C & K - \omega^2 M \end{bmatrix}, \dots, \begin{bmatrix} K - (N_h \omega)^2 M & N_h \omega C \\ -N_h \omega C & K - (N_h \omega)^2 M \end{bmatrix} \right]$$

Для решения дифференциального уравнения динамики износа на медленном масштабе принимаем неявную схему Эйлера. На каждом шаге интеграции получаем следующую нелинейную связанную задачу:

$$\begin{cases} Z_r \tilde{U}_r(\eta_{N+1}) + \tilde{F}_{NL}(\eta_{N+1}) = \tilde{F}_r \\ W_{N+1} = W(\eta_{N+1}) = W_N + \Delta \eta \cdot g(W_{N+1}) \end{cases} \quad (6)$$

Чтобы уменьшить количество неизвестных, используются методы конденсации Крэга и Бамптона [7]. Данные методы подробно рассмотрены в работах [6] [8]. Для решения системы (6) требуется выражение для полигармонического вектора контактных сил. Для нахождения данного вектора используют процедуру «частотная область — временная область» (рис. 2).



Рис. 2. Алгоритм решения системы (5)

Метод базируется на прогнозе сил контакта в частотной области и коррекцию во временной области [6] [8].

$$\tilde{\lambda}_T = \tilde{\mathbf{F}}_r - \mathbf{Z}_r \tilde{\mathbf{U}}_r + \varepsilon_T (\tilde{\mathbf{U}}_r - \tilde{\mathbf{X}}_r) \quad (7)$$

$$\tilde{\lambda}_N = \tilde{\mathbf{F}}_r - \mathbf{Z}_r \tilde{\mathbf{U}}_r + \varepsilon_N (\tilde{\mathbf{U}}_r - \mathbf{W} - \tilde{\mathbf{X}}_r) \quad (8)$$

$$\tilde{\lambda} = \begin{pmatrix} \tilde{\lambda}_T \\ \tilde{\lambda}_N \end{pmatrix} = \underbrace{\tilde{\mathbf{F}}_r - \mathbf{Z}_r \tilde{\mathbf{U}}_r + \varepsilon (\tilde{\mathbf{U}}_r - \mathbf{W})}_{\tilde{\lambda}_u: \text{Прогноз}} - \underbrace{\varepsilon \tilde{\mathbf{X}}_r}_{\tilde{\lambda}_x: \text{Коррекция}}$$

где $\varepsilon_N, \varepsilon_T, \varepsilon$ — штрафные коэффициенты (нормальный, касательный, оба). Спрогнозированный вектор сил трансформируется во временную область с помощью быстрого преобразования Фурье. Во временной области он должен быть скорректирован, чтобы удовлетворять закону одностороннего контакта с трением Кулона.

$$\text{прогноз: } \begin{cases} \lambda_{pro}^{n,T} = \lambda_u^{n,T} - \lambda_x^{n-1,T} \\ \lambda_{pro}^{n,N} = \lambda_u^{n,N} \end{cases} \quad (10)$$

$$\text{коррекция: } \lambda^n = \lambda_u^n - \lambda_x^n$$

$$1. \text{ Расцепление: } 1_{pro}^{n,N} \leq 0, 1_x^n = 1_u^n$$

$$2. \text{ Сцепление: } \lambda_{pro}^{n,N} \leq 0 \ \& \ \|\lambda_{pro}^{n,T}\| < \mu \|\lambda_{pro}^{n,N}\|,$$

$$\lambda_x^{n,N} = 0 \text{ и } 1_x^{n,T} = 1_x^{n-1,T}$$

$$1. \text{ Скольжение: } \lambda_{pro}^{n,N} \leq 0 \ \& \ \|\lambda_{pro}^{n,T}\| \geq \mu \|\lambda_{pro}^{n,N}\|,$$

$$1_x^{n,N} = 0 \text{ и } \lambda_x^{n,T} = \lambda_x^{n-1,T} + \lambda_{pro}^{n,T} \cdot (1 - \mu \frac{\|\lambda_u^{n,N}\|}{\|\lambda_{pro}^{n,T}\|})$$

Полученные нормальные силы контакта и данные перемещения узлов используются для расчета интенсивности износа на одном цикле фреттинга [9]

Результаты численных экспериментов. В этом разделе представлены результаты численных экспериментов для исследования износа в креплении лопаток вентилятора при динамических нагрузках в диапазоне частот около третьей формы изгибного колебания. На рис. 3а показано изображение сектора рабочего колеса с граничными условиями. На Рис. 3 (б) и (в) показаны сетка КЭ и третья форма изгибного колебания. В данной работе коэффициент трения равен 0.5, что соответствует коэффициенту трения при контакте между телами из материалов ТА6В/ТА6В. Предварительный статический расчет с учетом центробежных и стационарных аэродинамических сил позволяет найти положение статического равновесия. Динамическая задача решена вокруг этого положения равновесия. Динамическая возбуждающая сила — гармоническая — и действует перпендикулярно оси лопатки в верхней части пера.

Наш метод позволяет получить АЧХ линейных колебаний для точки приложения возбуждающей силы в направлении силы, когда нет проскальзывания в зоне контакта, и АЧХ нелинейных колебаний с учетом одностороннего контакта с трением.

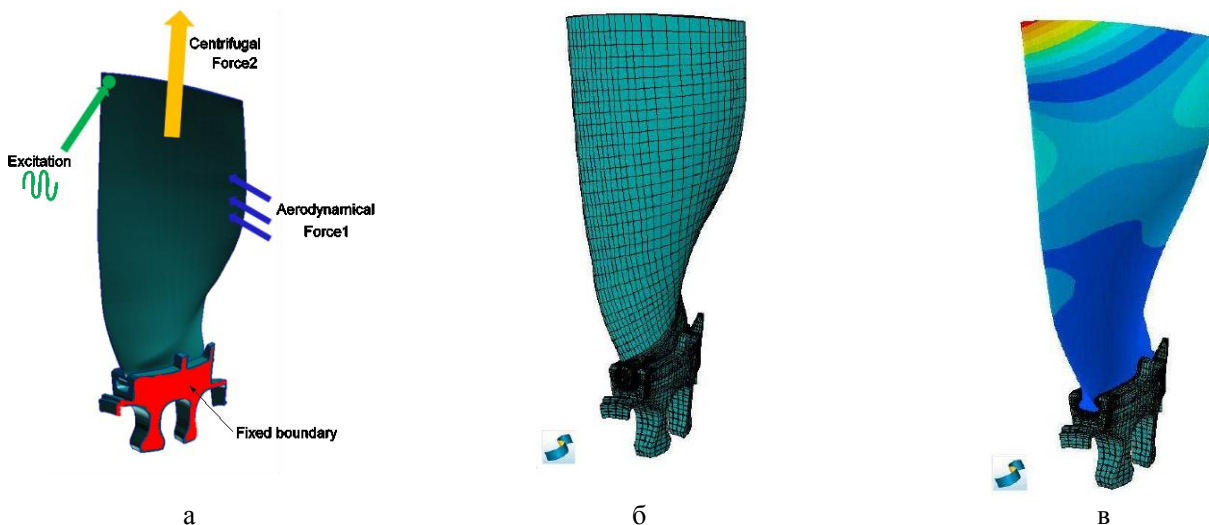
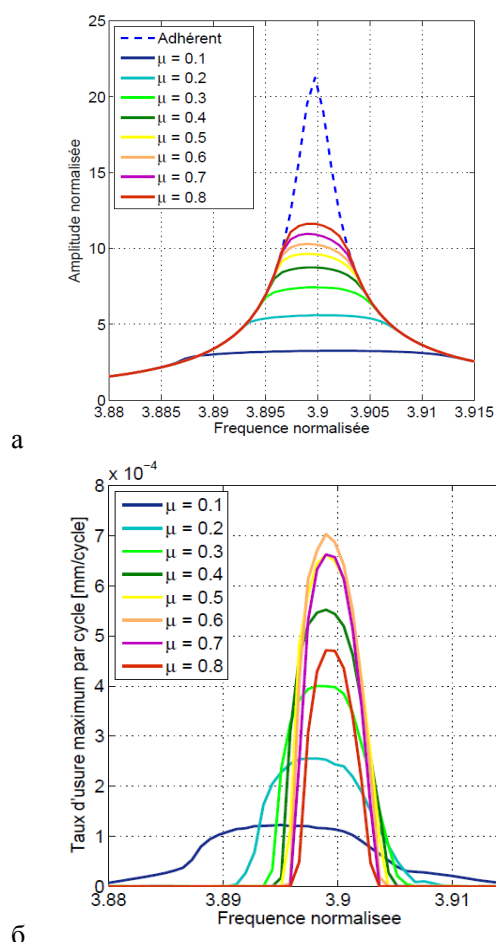


Рис. 3. Граничные условия - а, КЭ модель сектора - б и третья форма изгибных колебаний (ЗИ) - в.

На Рис. 4 показаны АЧХ на конце пера при разных коэффициентах трения. На рис. 4а пунктирная кривая отображает АЧХ при полном сцеплении в креплении

между лопаткой и диском. Из этого графика можно видеть, что трение в креплении демпфирует колебания. На Рис. 4б показана интенсивность износа на по-

верхности контакта между лопаткой и диском в зависимости от частоты возбуждения при разных коэффициентах трения. Можно заметить, что интенсивность износа имеет максимум по отношению к коэффициенту трения. Эти результаты были получены для первого цикла фреттинга, когда профиль контактных поверхностей ещё «новый».

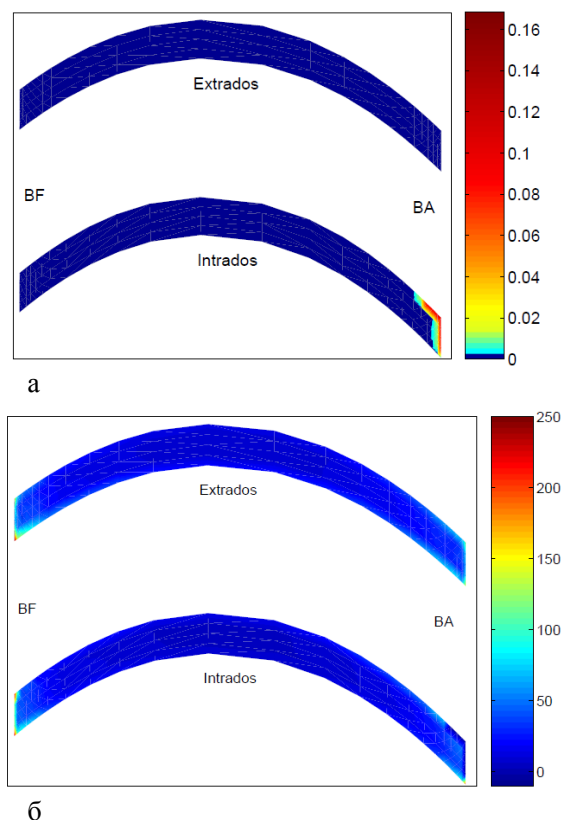


б

Рис. 4. АЧХ при разных коэффициентах трения - а и интенсивность износа - б

После этого первого расчета динамика износа была получена интегрированием системы (6). Был найден стационарный режим, характеризующийся нулевой интенсивностью износа. Этот феномен связан с частным скольжением в зоне контакта. На рис. 5а изображен профиль износа при стационарном режиме. Процесс изнашивания остановится, т.к. контактные давления стремятся к нулю, когда глубина износа увеличится, как показано на Рис. 5б. На рис. 6 показаны профили при статических нагрузках, полученные с помощью пакета ABAQUS. Из этого рисунка и Рис. 5(а) видно, что износ при статических нагрузках Алгоритмы этого пакета позволяют решить такую задачу.

Параллельно динамическому расчету были приведены расчеты в пакете ABAQUS для моделирования изнашивания в случае малоцикленной усталости (взлеты и посадки). Пакет ABAQUS был использован, т.к. статические нагружения приводят к большим относительным перемещениям в зоне контакта.



б

Рис.5. Профиль износа – а и контактные давления – б.

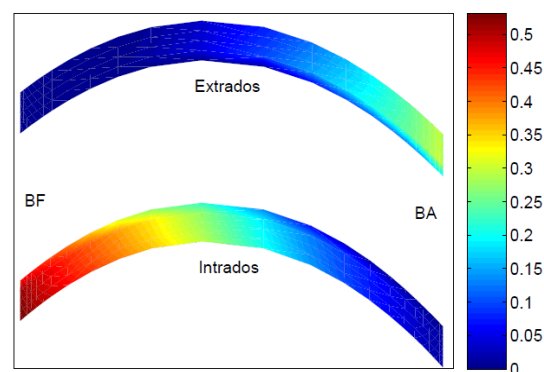


Рис.6. профили износа после изнашивания во время старта и остановки двигателя.

При динамических нагрузках изнашивание происходит в зоне носка обтекания лопаток со стороны корыта. Эти результаты показывают, что изнашивание при статических и динамических нагрузках разные.

Динамика рабочего колеса меняется с износом в замках лопаток. В течение времени наблюдается сильное уменьшение амплитуды колебания лопаток.

На рис.7а амплитуда колебаний уменьшается практически в два раза, начиная с 2000 циклов. В этом случае износ имеет положительный эффект на колебательное поведение. Также интересно рассмотреть, как меняется поведение контактных узлов при износе. На рис.7б показаны нормальные перемещения контактного одного элемента и видно, что контакт открывается во время цикла из-за износа. При стационарном режиме (после 100 циклов) контактный элемент полностью открыт во время одного цикла. Это явление особенно интересно, так как он позволяет предположить, что существует механизм удаления частиц износа.

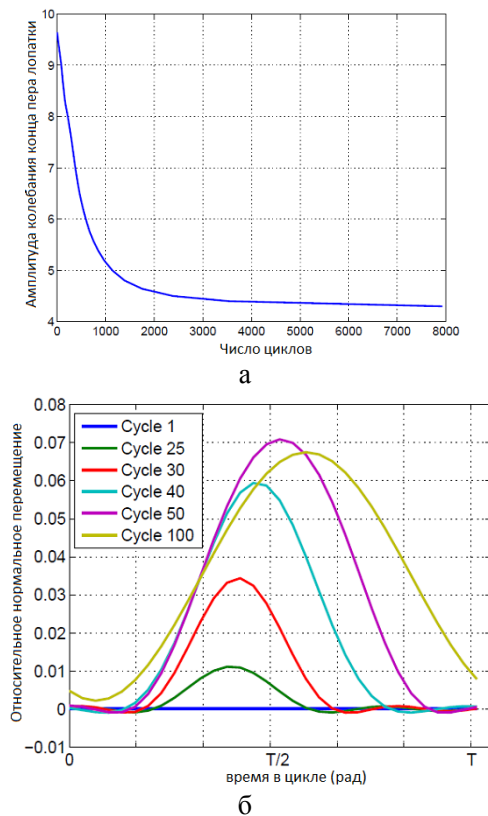


Рис. 7. Изменение амплитуды колебания конца пера лопатки при резонансе – а и нормальное перемещение узла 1 контактной поверхности на сторонние

NUMERICAL MODELLING OF WEAR IN FAN BLADE ATTACHMENTS UNDER DYNAMICAL LOADINGS

© 2011 L. Salles^{1,2}, F. Andreev², A .M. Guskov²,

¹ Laboratoire LTDS, UMR5513, Ecole Centrale de Lyon, Ecully, France

² Department of applied mechanics, Bauman Moscow State Technical University, Russia

корыта для разных циклов фреттинга – б.

Выводы. В данной работе был представлен метод для изучения динамики износа при колебаниях лопаток. Предложенный метод позволяет рассчитывать рассеяние энергии при динамической нагрузке в области крепления лопаток к рабочему колесу. Разработанный алгоритм позволяет строить АЧХ системы и рассчитывать интенсивность износа в зоне контакта. Вычисление динамики износа показало связь между этими двумя феноменами. Интенсивность износа меняется со временем и стремится к нулю со временем. Приведенный пример показал, что есть износ на носке обтекания (ВА) со стороны корыта, что не наблюдалось при статическом моделировании в ABAQUS. Такой метод может быть использован в КБ во время проектирования лопаток ГТД для прогноза долговечности креплений, но требует проведения дополнительных экспериментов для получения коэффициентов математической модели.

Работа выполнена при поддержке фир-мы СНЕК-МА и группы САФРАН.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. /Ред. В.Н. Челомей (пред).—М.: Машиностроение, 1980—Т.3.
2. Колебания машин, конструкций и их элементов. Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. 1980. 544 с, ил.
3. Крагелский И.В. Основы расчетов на трение и износ – М.: Машиностроение, 1977. 526 с, ил.
4. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. —М.: Машиностроение, 2003. 576 с, ил.
5. Archard J. Contact and rubbing of flat surface // Journal of Applied physics. 2003. Т.24. С. 981-988.
6. Charleux D. Numerical and Experimental Study of Friction Damping Blade Attachments of Rotating Bladed Disks // International Journal of Rotating Machinery. 2006. С.1-13.
7. Craig R.R. and Bampton M.C.C. Coupling substructures for dynamic analysis // AIAA Journal, 1968 Т.6. №7. С. 1313-1319.
8. Nacivet S. A dynamic Lagrangian frequency--time method for the vibration of dry-friction-damped systems // Journal of sound and vibration. 2003. Т.265. №1. С. 201-219.
9. Stromberg N. An augmented Lagrangian method for fretting problems // European Journal of Mechanics A/solids. . 1997 Т.16. №4. С. 573-593.