

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФРЕТТИНГ ИЗНОСА ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ В ОБЛАСТИ КРЕПЛЕНИЯ ЛОПАТОК С РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ ТУРБОМАШИН

Л. Салль,^{1,2,3)} А.М. Гуськов¹⁾, Л. Блан²⁾, Ф. Туверез²⁾

⁽¹⁾ *Московский государственный Технический Университет им. Н.Э Баумана. Россия, Москва*

⁽²⁾ *Центральная школа Лиона, Франция, Екюли*

⁽³⁾ *Фирма SNECMA группа Сафран, Франция, Вилларош*

В данной работе рассмотрены периодические колебания лопаток с учетом трения в области крепления с диском. Износ при динамических нагрузках учитывался с помощью модификации метода конечных элементов применительно к контактными задачам. Метод базируется на использовании гармонического баланса в комбинации с методом многомасштабных разложений, позволяющих учесть явление износа. Представлены результаты численного моделирования износа контактирующих поверхностей в области крепления рабочих колес.

Ключевые слова: колебания лопаток, сухое трение, односторонний контакт, износ

Введение: Крепление рабочих лопаток наиболее часто осуществляют с помощью хвостовиков типа ласточкин хвост. Недостатком такого крепления является возможность микроперемещений в зоне крепления во время полёта. Особенно во время взлета и посадки. С другой стороны, относительное перемещение в зоне крепления при наличии сухого трения, являясь конструкционным демпфированием, снижает уровень вибраций лопаток [1]. Сухое трение в области контакта приводит к скачкообразному проскальзыванию контактирующих поверхностей и способствует дополнительному износу поверхностей в местах крепления лопаток. Этот износ сокращает ресурс турбомашин. До настоящего времени не существует надежных численных методов определения зависимости износа от колебаний лопаток. В данной работе рассматривается так называемое баллистическое крепление лопаток. Имеющиеся эксперименты [2] и проведенное исследование позволяют дать оценки зависимости износа от режимов взлета-посадки в квазистатической постановке с учетом микропроскальзывания.

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 происходит пересчет геометрии контактирующих поверхностей.

Рабочее колесо моделируется с помощью метод конечных элементов с выделением в отдельные подструктуры контактные узлы. Контактные напряжения определяются методом расширенных Лагранжианов [8]. Этот метод не требует перестройки конечно-элементной сетки. Величина износа приводит к появлению зазоров между узлами контактирующих элементов [9].

Уравнения движения и износа. Два тела находятся в контакте вдоль границы Γ_c (Рис. 1). Вариационная формулировка динамики системы с контактом и трением представлена в уравнениях (1).

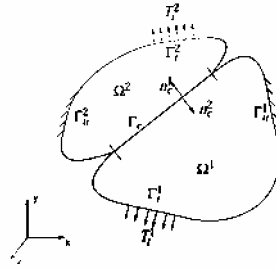


Рис. 1. Два тела в контакте

Для областей Ω_1, Ω_2 на периоде $[0, T]$ определяется поле перемещений $\mathbf{u}: [0, T] \rightarrow V$, поле давлений в области контакта $p_N: [0, T] \rightarrow K_N$ и поле касательных напряжений в области контакта $p_T: [0, T] \rightarrow F(p_N)$, удовлетворяющих задаче Синьорини для контакта с кулоновым трением[9]:

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} \rho \ddot{u}_i v_i d\Omega + \int_{\Omega} E_{ijkl} \frac{\partial u_k}{\partial x_l} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} d\Omega + \int_{\Gamma_c} p_i v_i dA - \int_{\Gamma_i} t_i v_i dA = 0 \quad \forall v \in V \\ \int_{\Gamma_c} (u_N - w - g)(p_N' - p_N) dA \leq 0 \quad \forall p_N' \in K_N \\ \int_{\Gamma_c} [\dot{u}_T (p_T' - p_T) + \dot{w} (p_N' - p_N)] dA \leq 0 \quad \forall p_T' \in F(p_N), \quad \forall p_N' \in K_N \end{aligned} \quad (1)$$

где ρ – плотность материала лопатки и диска, ν – коэффициент Пуассона, E_{ijkl} – тензор модулей упругости материала, p_N – контактное давление, p_T – касательное напряжение в зоне контакта, w – размерный износ по нормали к поверхности контакта, g – начальный зазор, \dot{u}_T – касательная скорость на поверхности контакта, u_N – нормальное перемещение на поверхности контакта.

Для решения системы (1) используется метод конечных элементов. Система уравнений для каждого тела записывается в виде:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) + \mathbf{F}_c(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, t) = \mathbf{F}_{ex} \cos(\omega t) \quad (2)$$

где \mathbf{F}_c – силы контакта (нормальные и касательные составляющие), получаемые с помощью множителей Лагранжа $\{p_N, p_T\}$, которые удовлетворяют условиям контакта системы (1).

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

$$\dot{w}^M = \frac{k_w}{I_w} p_N^M \|\dot{u}_T^M\|, \quad p_N^M \geq 0 \quad (3)$$

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 гармонический баланс. 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 ($\omega = 2\pi/T$) перпендикулярно оси вращающейся лопатки. Для ускорения расчетов полагается, что в течение одного периода колебаний система ведет себя как стационарная – скорость износа принимается постоянной. Изменение износа накапливается постепенно, для этого вводится понятие «медленного» времени η . Метод многомасштабных разложений применяется к определению амплитуд в разложении решения в ряды Фурье, зависящих от медленного времени.

$$U(t, \eta) = \tilde{U}_0(\eta) + \sum_{n=1}^{N_h} \tilde{U}_{n,c}(\eta) \cos(n\omega t) + \sum_{n=1}^{N_h} \tilde{U}_{n,s}(\eta) \sin(n\omega t) \quad (4)$$

Интенсивность износа на одном периоде рассчитывается с помощью процедуры усреднения

$$\Delta w^M(t, \eta) = \int_t^{t+T} K_w^M |\lambda^N(\tau, \eta)| \|\dot{U}_T(\tau, \eta)\| d\tau \quad (5)$$

В этом выражении видно, что время t может быть связано с числом циклов фреттинга. Применяя процедуру метода Галеркина в уравнении (2) для быстрого времени с учетом разложения (4), получаем следующую алгебраическую систему:

$$\mathbf{Z}_r \tilde{\mathbf{U}}_r(\eta) + \tilde{\lambda}(\eta) = \tilde{\mathbf{F}}_r \quad (6)$$

где $\{\mathbf{Z}_r, \mathbf{F}_r, \tilde{\lambda}\}$ – матрица динамической жесткости, гармонический вектор возмущающих сил и вектор контактных сил.

Чтобы уменьшить количество неизвестных используются методы конденсации Крэга и Бамптона [7]. Для подробных объяснений использования этих методов можно обращаться к работам [6] [8].

Алгоритм прогноза в частотной области и коррекции во временной области.

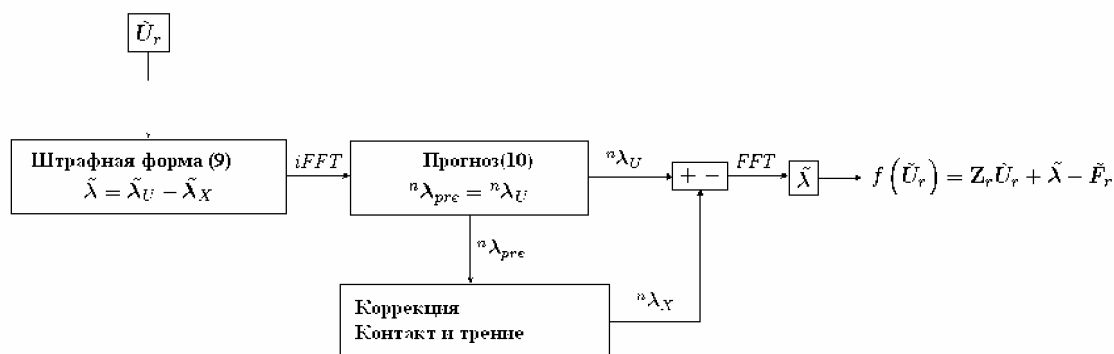


Рис. 2. Алгоритм решения системы (6).

Чтобы решить систему (6) надо знать полигармонический вектор сил контакта и использовать процедуру «частотная область – временная область» (Рис. 2). Метод базируется на прогнозе сил контакта в частотной области и коррекцию во временной области [6] [8].

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

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

$$\tilde{\lambda} = \begin{pmatrix} \tilde{\lambda}_T \\ \tilde{\lambda}_N \end{pmatrix} = \underbrace{\tilde{\mathbf{F}}_r - \mathbf{Z}_r \tilde{\mathbf{U}}_r + \varepsilon(\tilde{\mathbf{U}}_r - \mathbf{W})}_{\tilde{\lambda}_u: \text{Прогноз}} - \underbrace{\varepsilon \tilde{\mathbf{X}}_r}_{\tilde{\lambda}_x: \text{Коррекция}} \quad (9)$$

где $\varepsilon_N, \varepsilon_T, \varepsilon$ штрафные коэффициенты. Прогноз трансформируется во временную область с помощью быстрого преобразования Фурье. Во временной области прогноз должен быть скорректирован, чтобы следить за условием одностороннего контакта с трением Кулона.

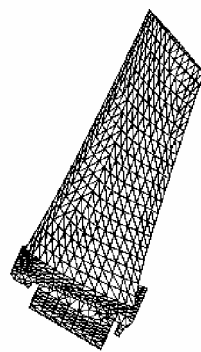
$$\text{прогноз: } \begin{cases} \lambda_{про}^{n,T} = \lambda_u^{n,T} - \lambda_x^{n-1,T} \\ \lambda_{про}^{n,N} = \lambda_u^{n,N} \end{cases} \quad \text{коррекция: } \lambda^n = \lambda_u^n - \lambda_x^n \quad (10)$$

1. Разделение: $\lambda_{про}^{n,N} \geq 0, \lambda_x^n = \lambda_u^n$
2. Сцепление: $\lambda_{про}^{n,N} \leq 0 \ \& \ \|\lambda_{про}^{n,T}\| < \mu |\lambda_{про}^{n,N}|, \lambda_x^{n,N} = 0 \ \text{и} \ \lambda_x^{n,T} = \lambda_x^{n-1,T}$
3. Скольжение: $\lambda_{про}^{n,N} \leq 0 \ \& \ \|\lambda_{про}^{n,T}\| \geq \mu |\lambda_{про}^{n,N}|, \lambda_x^{n,N} = 0 \ \text{и}$

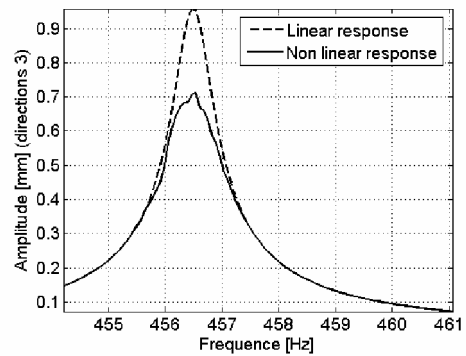
$$\lambda_x^{n,T} = \lambda_x^{n-1,T} + \lambda_{про}^{n,T} \cdot \left(1 - \mu \frac{|\lambda_u^{n,N}|}{\|\lambda_{про}^{n,T}\|}\right)$$

После схождения этого алгоритма нормальные силы контакта и перемещение узлов используются для расчета интенсивности износа на одном цикле фреттинга. Величина износа w увеличивается и проводится новое нелинейное вычисление.

Численный пример. Мы рассматриваем лопатку компрессора. Контакт с диском моделируется на узлах крепления (Рис. 3). Центробежные силы производят постоянное действующее давление на площади контакта, что является допущением настоящего исследования. Возбуждающая сила – гармоническая и действует перпендикулярно оси лопатки.



(а)



(б)

Рис. 3 (а) КЭ сетка лопатки компрессора (б) АЧХ лопатки на веру 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. Графики на рис. 3 (б)) показывают результаты для первой моды изгиба. Видно, что в случае с проскальзыванием, уровень амплитуд снижается, что сопровождается, в то же время износом в области контакта. Рис. 4 (а) показывает профиль износа после большого числа циклов фреттинга. Как видно, лишь небольшая

часть площади контакта подвергается износу. Из-за релаксации давления в этой зоне интенсивность износа стремится к нулю с ростом числа циклов.

Получены известные результаты в ситуации частичного скольжения. Недостаточная мелкая сетка не позволяет различить пик давления на границе между зоной скольжения и зоной сцепления. Несмотря на это, рис. 4 (б) показывает уменьшение давления в узлах, которые проскальзывают, и увеличение давления на границе между зонами.

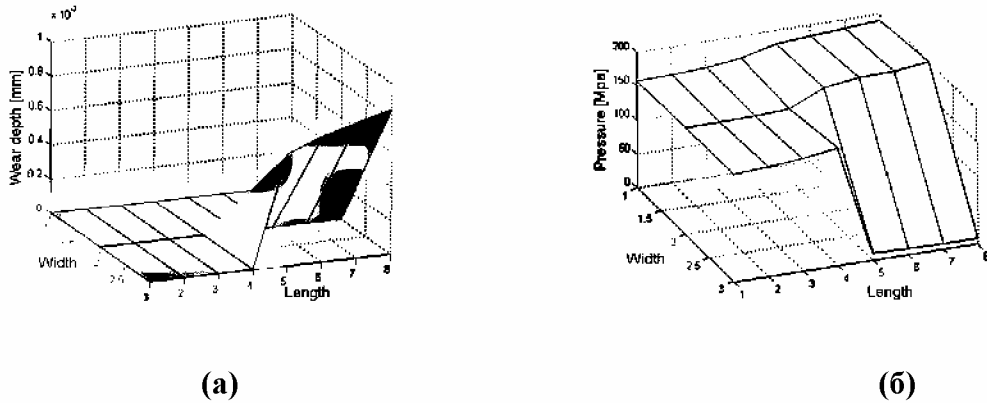


Рис 4 (а) Профиль износа в конце (б) Профиль давления в конце

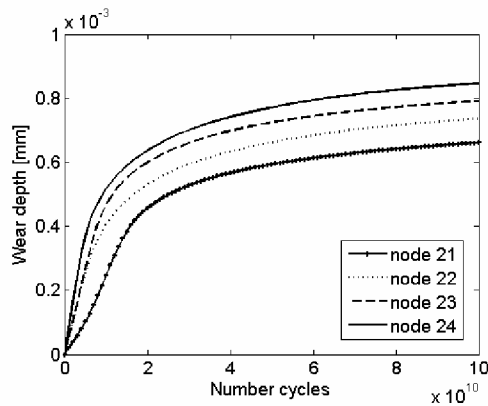


Рис. 5 Эволюция износа узлов КЭ

Рис. 5 показывает динамику износа. Интенсивность износа вначале является максимально, что зависит от отношения между временами скольжения и сцепления в течение периода. Если возбуждающая сила на узле большая, узел проскальзывает без остановок на одном периоде.

Выводы. Предложенный метод позволяет рассчитывать рассеяние энергии при динамической нагрузке в области крепления лопаток с рабочим колесом. 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. Это исследование показало, что при проектировании конструкции недостаточно оценить интенсивность износа в течение одного периода колебаний, потому что она меняется со временем. Необходимо учитывать изменение геометрии области контакта, которое влияет на распределение контактных напряжений.

Работа выполнена при поддержке фирмы СНЕКМА и группы САФРАН.

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. pp. 981-988.
6. Charleux D. Numerical and Experimental Study of Friction Damping Blade Attachments of Rotating Bladed Disks // International Journal of Rotating Machinery. 2006. pp. 1-13.
7. Craig R.R. and Bampton M.C.C. Coupling substructures for dynamic analysis // AIAA Journal, 1968 Т.6. №7. pp. 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. pp. 201-219.
9. Stromberg N. An augmented Lagrangian method for fretting problems // European Journal of Mechanics A/solids. . 1997 Т.16. №4. pp. 573-593.