

DOI: [10.7242/1999-6691/2013.6.3.34](https://doi.org/10.7242/1999-6691/2013.6.3.34)

УДК 519.6:533.6

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОУПРУГОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОМПРЕССОРНОЙ ЛОПАТКИ С ДОЗВУКОВЫМ ПОТОКОМ ВОЗДУХА В ТРЁХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ

С.В. Русаков, Н.В. Шуваев

Пермский государственный национальный исследовательский университет, Пермь, Россия

Представлено численное решение задачи исследования устойчивости компрессорной лопатки, колеблющейся в дозвуковом потоке воздуха. Используются две методики определения устойчивости лопаток к флаттеру: энергетический подход (вычисление работы газа над лопаткой за один период колебаний) и прямое численное моделирование (решение сопряжённой задачи). Расчёты проведены в трёхмерной постановке в системах ANSYS CFX и ANSYS Mechanical 13-й версии. Для учета перемещения поверхностей лопаток используется подвижная расчётная сетка, деформируемая на каждом шаге по времени при помощи пользовательской процедуры.

Ключевые слова: аэроупругость, флаттер лопаток, пакет ANSYS CFX, пакет ANSYS Mechanical

NUMERICAL SIMULATION OF THE AEROELASTIC INTERACTION BETWEEN COMPRESSOR BLADE AND SUBSONIC AIRFLOW IN THREE-DIMENSIONAL APPROACH

S.V. Rusakov and N.V. Shuvaev

Perm State National Research University, Perm, Russia

Numerical stability analysis of the vibrating compressor blade in subsonic airflow has been made. Two techniques are applied: energetic approach (calculation of the work done by gas forces per blade oscillation cycle) and direct numerical simulation (conjugate problem solution). Calculations are performed in three-dimensional approach using ANSYS CFX and ANSYS Mechanical v. 13. Blade surface displacements are taken into account by applying a moving mesh which is deformed at each time step by means of a user routine.

Key words: aeroelasticity, blade flutter, ANSYS CFX, ANSYS Mechanical

1. Введение

Флаттер (динамическая аэроупругая неустойчивость) является наиболее опасным типом аэроупругих колебаний лопаток рабочих колёс в компрессорах авиационных двигателей. Возникновение флаттера сопровождается резким увеличением амплитуд колебаний, способствующих развитию усталостных трещин в материале лопатки, последующему обрыву лопаток и выводу из строя всего двигателя [1]. Вероятность возникновения флаттера на рабочих режимах должна быть исключена ещё на этапе проектирования и доводки рабочего колеса.

В практике российского авиадвигателестроения расчётное прогнозирование флаттера лопаток ГТД базируется в настоящее время преимущественно на вероятностно-статистических подходах, суть которых заключается в обобщении экспериментальных данных посредством методов математической статистики и построении областей флаттера и устойчивости в многомерном пространстве диагностических факторов [2]. Такой подход может быть использован в полной мере только для хорошо изученных конструкций лопаток, для которых накоплен большой объём экспериментальных данных. Однако его применение к перспективным широкохордным высоконапорным лопаткам вентиляторов неприемлемо, так как их параметры выходят за пределы области, охватываемой имеющимися экспериментальными данными.

Наиболее перспективным подходом к определению устойчивости лопаток к флаттеру является использование методик численного моделирования автоколебаний в трёхмерной постановке, учитывающих все геометрические особенности объекта и неравномерность распределения параметров потока в пространстве. В настоящей работе применяются следующие два подхода:

- энергетический — исследуется аэродинамическая устойчивость лопатки, колеблющейся по одной из своих собственных форм; критерием устойчивости служит отрицательный знак работы газа над лопаткой за один период колебаний [3];
- решается сопряжённая задача аэроупругого взаимодействия лопатки и газового потока; наличие флаттера проявляется в увеличении со временем амплитуды колебаний.

В основе энергетического подхода лежит гипотеза о том, что лопатка при флаттере колеблется по одной из своих собственных форм с соответствующей ей частотой. Таким образом, становится возможным разделить решение задачи на твёрдотельную (определение собственных частот и форм) и газодинамическую составляющие. Обоснованность принятой гипотезы подтверждается большим количеством соответствующих экспериментальных данных [3]. Основным достоинством данного подхода, по сравнению с решением

сопряжённой задачи, является относительная простота, а недостатком — возможность моделировать только установившиеся колебательные процессы без учёта обратного влияния газового потока на колебания лопатки. Использование энергетического подхода на сегодняшний день является наиболее распространённой во всём мире практикой при численном анализе устойчивости лопаток газотурбинного двигателя к флаттеру.

Среди последних работ, выполненных на постсоветском пространстве и посвящённых решению сопряжённой задачи, можно выделить труды В.И. Гнесина [4, 5] и Т.В. Буюкли [6]. Однако оба автора используют при этом гармонический анализ, то есть определяют отклик упругой системы по её собственным формам и частотам, вычисленным для статически нагруженной системы и считающимся неизменными при действии дополнительных динамических сил при колебаниях. Предлагаемый в настоящей статье подход позволяет получить решение полностью сопряжённой трёхмерной задачи аэроупругого взаимодействия лопаток и набегающего потока воздуха.

2. Постановка задачи

В качестве объекта исследований выступает изолированное рабочее колесо, развёртка которого по среднему радиусу образует двумерную решётку профилей первой стандартной конфигурации [7]. Проточная часть — кольцо с постоянными радиусами втулки и периферии. Основные геометрические характеристики лопаток, проточной части и параметры воздуха на входе и выходе из рабочего колеса относительно подвижной системы координат ($Oxuz$), вращающейся с угловой скоростью $\omega = 1600$ об/мин вместе с колесом, отражены на рисунке 1 и в таблицах 1 и 2. Лопатки выполнены из титанового сплава ВТ6 [8].

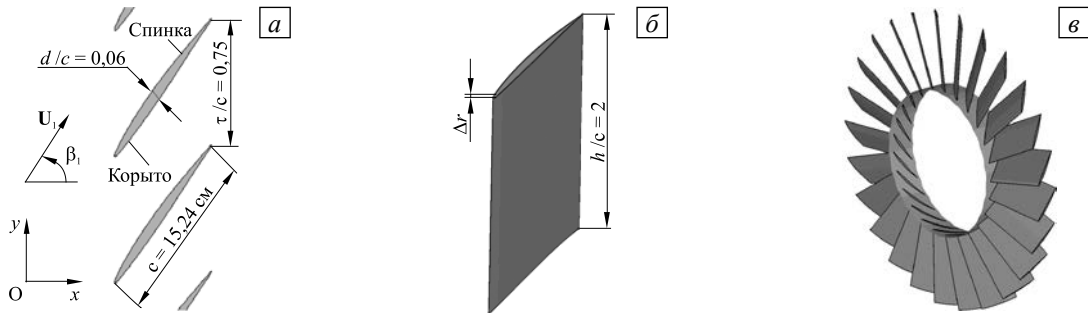


Рис. 1. Развёртка рабочего колеса по среднему радиусу (а), трёхмерные модели лопатки (б) и рабочего колеса (в)

Таблица 1. Геометрические характеристики лопаток и проточной части

Характеристика	Условное обозначение	Значение
Длина хорды лопатки, мм	c	152,4
Максимальная толщина профиля, мм	d	9,15
Высота лопатки, мм	h	304,8
Число лопаток в колесе, шт	N	25
Радиус втулки, мм	r_1	302,4
Радиус периферии, мм	r_2	608,7
Радиальный зазор, мм	Δr	1,5

Таблица 2. Параметры воздуха на входе и выходе из рабочего колеса

Характеристика	Условное обозначение	Значение
Полное давление, Па	P_1^*	105000
Полная температура, К	T_1^*	300
Угол входа потока, град	β_1	62
Статическое давление на выходе, Па	P_2	103446

Примечание: В таблице 2 под полным давлением и полной температурой понимается давление торможения и температура торможения соответственно

Значения параметров на границах расчётной области отвечают тестовому случаю 9 с аналогичной плоской решёткой профилей, рассмотренному в работе [7]. Соответствующая плоская задача была решена авторами ранее и подробно описана в статье [9], в которой, в частности, проведено сопоставление полученных расчётных данных с результатами эксперимента, имеющимися в [7].

3. Построение расчётной модели

Аэродинамические расчёты выполнены в пакете ANSYS CFX 13.0, реализующем неявную схему расчёта по методу контрольных объёмов, хорошо зарекомендовавшему себя в турбомашиностроении при решении большого числа задач газовой динамики как стационарного, так и нестационарного характера. Прочностные расчёты реализованы в пакете ANSYS Mechanical 13.0.

Поток воздуха моделируется как течение вязкого сжимаемого газа, используется $k-\varepsilon$ модель турбулентности [10]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) &= 0, \\ \frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \mathbf{U} \mathbf{U} + P_* \hat{G} - \mu_{eff} (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T) \right) &= 0, \\ \frac{\partial (\rho H)}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \mathbf{U} H - \lambda \nabla T - \frac{\mu_t}{Pr_t} \nabla h - \mathbf{U} \cdot \hat{\tau}_* \right) &= 0, \\ \frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \mathbf{U} k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\Gamma_k} \right) \nabla k \right) &= P_k - \rho \varepsilon, \\ \frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \mathbf{U} \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\Gamma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) &= \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon), \\ H &= h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2 + k, \quad P_* = P + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \nabla \cdot \mathbf{U}, \quad \mu_{eff} = \mu + \mu_t, \quad \mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad Pr_t = \frac{c_p \mu_t}{\lambda}, \\ \hat{\tau}_* &= \mu_{eff} \left(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \hat{G} \nabla \cdot \mathbf{U} \right), \quad P_k = \mu_t \nabla \mathbf{U} \cdot (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} (C_k \mu_t \nabla \cdot \mathbf{U} + \rho k). \end{aligned} \quad (1)$$

В (1) приняты обозначения: t — время; ρ — плотность газа; \mathbf{U} — скорость движения; P — статическое давление газа; h — энтальпия; H — полная энтальпия газа; k и ε — интенсивность и скорость диссипации турбулентных пульсаций газа; μ , μ_t и μ_{eff} — динамическая, турбулентная и эффективная вязкость; λ — коэффициент теплопроводности; Pr_t — турбулентное число Прандтля; c_p — удельная теплоёмкость газа при постоянном давлении; \hat{G} — метрический тензор; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\Gamma_k = 1$, $\Gamma_\varepsilon = 1,3$, $C_\mu = 0,09$, $C_k = 3$ — константы $k-\varepsilon$ модели турбулентности согласно [11]; ∇ — оператор набла; T — здесь и в дальнейшем символ операции транспонирования.

Лопатка считается изотропным линейно-упругим телом, поведение которого описывается системой уравнений:

$$\begin{aligned} \rho_T \frac{d^2 \mathbf{u}}{dt^2} &= \nabla \cdot \hat{\sigma} + \mathbf{f}, \\ \hat{\xi} &= \frac{1}{E} \left[(1 + \nu) \hat{\sigma} - \nu J_1(\hat{\sigma}) \hat{G} \right], \\ \hat{\xi} &= \frac{1}{2} \left((\nabla \mathbf{u})^T + (\nabla \mathbf{u}) \right), \end{aligned} \quad (2)$$

где ρ_T — плотность материала лопатки; \mathbf{u} — вектор перемещений; $\hat{\sigma}$ — тензор напряжений; $\hat{\xi}$ — тензор деформаций; E — модуль Юнга; ν — коэффициент Пуассона; \mathbf{f} — вектор сил инерции, возникающих вследствие вращения рабочего колеса; $J_1(\hat{\sigma})$ — первый инвариант тензора напряжений. Согласно [8] материальные константы в (2) для титанового сплава ВТ6 имеют следующие значения: $\rho = 4430$ кг/м³; $E = 122583$ МПа; $\nu = 0,3$.

Вследствие механической связанности лопаток в колесе посредством диска возможны следующие сдвиги фаз между колебаниями соседних лопаток [3]: $\Delta \varphi = ND \cdot 2\pi/N$, где N — число лопаток, ND —

число узловых диаметров, с которым реализуются колебания диска с лопатками (эквивалентно числу областей с противоположными фазами колебаний $[-\pi; 0]$ и $[0; \pi]$), $ND = 0, 1, 2, \dots, N/2$ — при чётном N , $ND = 0, 1, 2, \dots, (N-1)/2$ — при нечётном N .

Далее в качестве тестовых рассматриваются синфазные колебания лопаток ($\Delta\varphi = 0$), редко реализующиеся на практике, но позволяющие провести корректное сравнение названных двух подходов к расчёту устойчивости при идентичной постановке задачи. При этом течение во всех межлопаточных каналах рабочего колеса одинаково, и в качестве расчётной области, для экономии вычислительных ресурсов, можно взять только один межлопаточный канал с постановкой условий периодичности на его боковых границах. Но следует помнить, что в общем случае в расчётную область необходимо включать: при энергетическом подходе — несколько межлопаточных каналов (в соответствии с величиной $\Delta\varphi$), а при сопряжённом подходе — всё колесо целиком (и тогда величина $\Delta\varphi$ будет определяться непосредственно в ходе решения задачи).

В модели учитывается радиальный зазор между торцом лопатки и периферией проточной части. Замок лопатки и диск рабочего колеса во внимание не принимаются, так как их конструкция не описывается первой стандартной конфигурацией [7], а анализ их влияния на динамическое поведение конструкции не является целью настоящей работы. Кроме того, наличие или отсутствие в модели данных конструктивных особенностей не ограничивает применение описываемой методики.

При дискретизации расчётной области сетка является единой для твёрдого тела и межлопаточного канала (стыковка сеточных подобластей осуществляется узел в узел и строится при помощи пакета MeshTools [12], созданного в Инженерном центре ОАО «НПО «Сатурн», г. Пермь). Топология и общий вид расчётной сетки приведены на рисунке 2. В межлопаточном канале сетка имеет три блока Н-сетки и один блок О-сетки вокруг лопатки; в теле лопатки и в области радиального зазора находятся по одному блоку О и Н сеток. Основные данные о размерности сетки и её качественных показателях представлены в таблице 3.

Таблица 3. Размерность расчётной сетки и её качественные показатели

Характеристика	Сетка в межлопаточном канале	Сетка в лопатке
Размер, тыс. узлов	770	61,5
Минимальный угол, град	40°	54°
Максимальный аспект ¹	130	87
Максимальный коэффициент роста ²	2,9	2,6
Толщина пристеночного слоя, мкм	50	не задана

Примечание: ¹Аспект – отношение длин наибольшего и наименьшего рёбер в сеточной ячейке
²Коэффициент роста – отношение объёмов соседних ячеек

Общий вид расчётных моделей в ANSYS CFX и ANSYS Mechanical содержит рисунок 3. В качестве граничных условий для воздуха на входе и выходе из расчётной области используются значения, приведённые в таблице 2; поверхности лопаток считаются гладкими, адиабатическими и непроницаемыми. На поверхностях, ограничивающих расчётную область в окружном направлении, задаются условия вращательной периодичности.

В конечно-элементной модели лопатки в ANSYS Mechanical используются 8-узловые элементы типа Solid185. Ко всем элементам приложены силы инерции, возникающие вследствие вращения рабочего колеса, на поверхности лопатки — газодинамические силы давления. Для узлов, находящихся во втулочном сечении лопатки, запрещены перемещения по всем степеням свободы (жёсткая заделка).

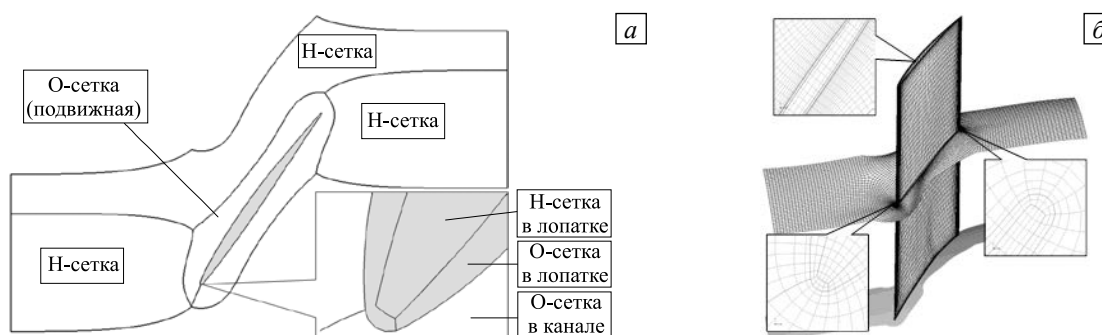


Рис. 2. Топология (а) и общий вид (б) расчётной сетки

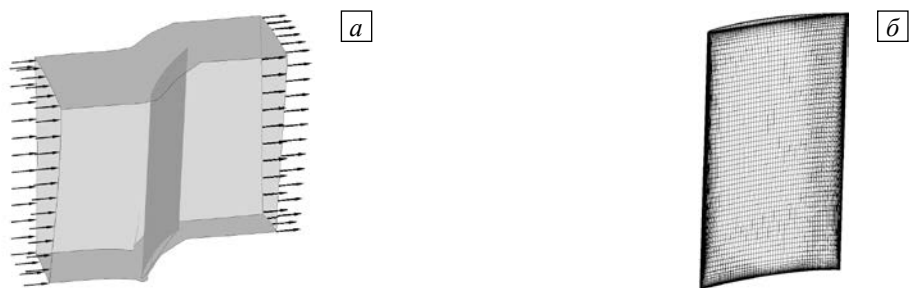


Рис. 3. Расчётные модели в ANSYS CFX (стрелками показаны направления входа и выхода воздуха) (а) и ANSYS Mechanical (б)

В рамках выполненных исследований использованы следующие настройки решателя ANSYS CFX:

- схема переменного порядка точности по пространству «High Resolution» (в зависимости от локальных градиентов параметров потока) стремится ко второму порядку точности;
- неявная схема «Second order backward Euler» имеет второй порядок по времени;
- при решении нестационарной задачи временной промежуток, соответствующий одному периоду колебаний, разбивается на 100 промежуток (значение выбрано по результатам предварительных расчётов, представленных в [9]);
- внутренние подытерации по времени (для уточнения нелинейных коэффициентов в уравнениях) проводятся или до момента, пока максимальные невязки не достигнут значения 10^{-4} , или до максимального числа подытераций, равного 10.

4. Деформирование расчётной сетки

При численном моделировании обтекания газом лопатки, совершающей колебания, одна из главных проблем заключается в необходимости построения подвижной расчётной сетки, согласующейся с границами области. При этом использование стандартной автоматической процедуры перестроения сетки, имеющейся в пакете ANSYS CFX, приводит, как правило, к существенному снижению качества первоначальной сетки или её вырождению. Преодолеть эту особенность программного пакета можно, если прибегнуть к пользовательской процедуре деформирования расчётной сетки, задача которой состоит в определении координат узлов сетки в каждый рассматриваемый момент времени и передаче данной информации в решатель.

Применяемая в настоящей работе пользовательская процедура написана на языке СИ и взаимодействует с ANSYS CFX посредством модуля на FORTRAN с помощью стандартных библиотек, входящих в комплект поставки данного программного продукта. Деформированию подвергаются блок О-сетки вокруг лопатки и блоки О и Н, находящиеся в радиальном зазоре, узлы из остальных блоков остаются неподвижными. При этом используется линейная интерполяция перемещений узлов сетки вдоль сеточных линий согласно формуле:

$$\mathbf{r}_{i,j} = \mathbf{r}_{i,j}^{(0)} + (1 - \varepsilon_{ij})(\mathbf{r}_{i,0} - \mathbf{r}_{i,0}^{(0)}) + \varepsilon_{ij}(\mathbf{r}_{i,N} - \mathbf{r}_{i,N}^{(0)}),$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{\sum_{n=0}^j |\mathbf{r}_{i,n}^{(0)} - \mathbf{r}_{i,0}^{(0)}|}{\sum_{n=0}^N |\mathbf{r}_{i,n}^{(0)} - \mathbf{r}_{i,N}^{(0)}|},$$

где $\mathbf{r}_{i,j}$ — радиус-вектор узла j на i -й сеточной линии; $\mathbf{r}_{i,j}^{(0)}$ — исходное (то есть на недеформированной сетке) положение узла; $\mathbf{r}_{i,0}$ — радиус-вектор узла на внутренней границе; $\mathbf{r}_{i,N}$ — радиус-вектор узла на внешней границе; N — число узлов вдоль i -й сеточной линии; ε_{ij} — весовая функция. Таким образом, расчёт смещения внутренних узлов блока происходит по значениям смещения его граничных узлов. Внутренняя граница О-сетки в канале движется в соответствии с законом движения лопатки, внешняя граница сетки неподвижна; внешние границы блоков О и Н в радиальном зазоре имеют те же угловые и осевые перемещения, что и узлы на торце лопатки; радиальная координата данных узлов не изменяется.

5. Расчёт устойчивости к флаттеру согласно энергетическому подходу

При энергетическом подходе определение устойчивости к флаттеру включает следующие этапы:

1. Стационарный аэродинамический расчёт рабочего колеса в ANSYS CFX — определение стационарных аэродинамических нагрузок для статического и модального анализа лопаток; расчёт распределения параметров воздушного потока как начального условия для нестационарных расчётов.

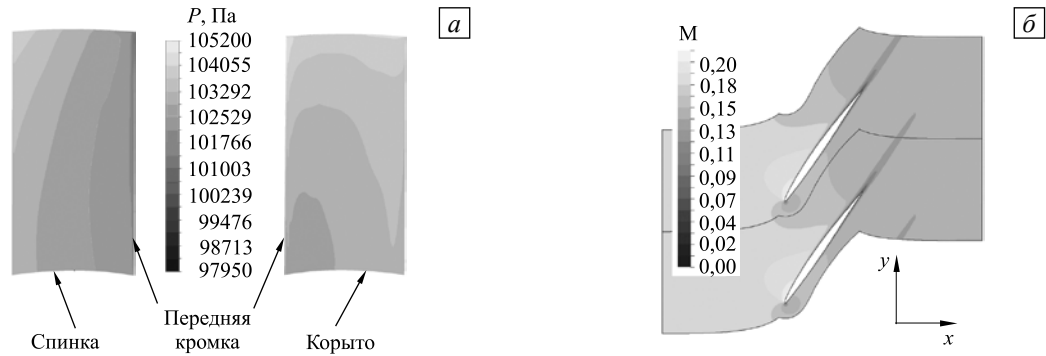


Рис. 4. Распределения статического давления по поверхности лопатки (а) и числа Маха в среднем сечении межлопаточного канала (б)

2. Статический анализ лопаток в ANSYS Mechanical — вычисление НДС лопатки в положении равновесия под действием центробежных и аэродинамических сил (определение преднапряжённого состояния для модального анализа).

3. Модальный анализ в ANSYS Mechanical: — нахождение собственных форм и частот колебаний лопатки в заданных условиях закрепления.

4. Задание закона движения лопатки по одной из собственных форм колебаний (с некоторым значением амплитуды).

5. Нестационарный газодинамический расчёт в ANSYS CFX — установление нестационарной (с постоянным периодом) картины обтекания колеблющейся лопатки.

6. Анализ устойчивости к флаттеру по знаку работы газа над лопаткой за один период колебаний (положительная работа свидетельствует о склонности лопатки к автоколебаниям, отрицательная — об устойчивости).

Стационарный аэродинамический расчёт проведён до достижения величинами среднеквадратических невязок параметров течения значений ниже 10^{-4} . Вычисленные распределения давления (P) по поверхности лопатки и числа Маха (M) по межлопаточному каналу в среднем по радиусу сечении представлены на рисунке 4.

В таблице 4 приведены результаты модального анализа лопатки в ANSYS Mechanical. Согласно [3] колебания происходят, как правило, по первым двум низшим формам. В рассматриваемом случае — это первая изгибная и первая крутильная формы (гармоники 1 и 2, Табл. 4).

Таблица 4. Собственные формы и частоты колебаний лопатки

№ гармоники	Форма	Частота, Гц	№ гармоники	Форма	Частота, Гц	№ гармоники	Форма	Частота, Гц
1		83,3	4		1014	7		1850
2		355,6	5		1075	8		2157
3		453,7	6		1208	9		2590

Исследована аэродинамическая устойчивость лопаток при колебаниях по данным для названных двух собственных форм в отдельности. Заданы следующие значения для амплитуд колебаний по первой крутильной форме — поворот среднего сечения на 2 град; по изгибной форме — смещение на 1/4 максимальной толщины профиля. Соответствующие крайние положения профиля в среднем сечении показаны на рисунке 5, а, б — положения 2 и 3 (I — исходное положение).

В процессе деформирования минимальный угол достиг в расчётных сетках значений 39 и 31,6 град (исходное значение — 40 град), относительное изменение минимального объёма ячейки составило 40

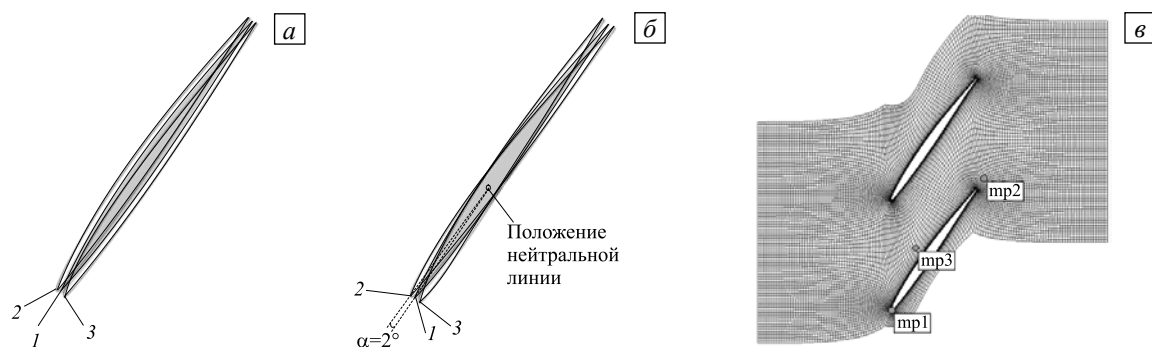


Рис. 5. Крайние положения лопатки при колебаниях по первой изгибной (а) и первой крутильной (б) формам; положение контрольных точек на развёртке по среднему радиусу рабочего колеса и проточной части (в)

и 30%, соответственно, для первой изгибной и первой крутильной форм. Применение стандартной процедуры деформирования расчётных сеток ANSYS CFX привело на тех же перемещениях к генерации вырожденной сетки.

Нестационарный аэродинамический расчёт осуществлялся до установления периодического решения. Шаг по времени, в соответствии с выбранными настройками решателя, составлял: $1,2 \cdot 10^{-4}$ с — для расчёта колебаний по первой изгибной форме и $2,8 \cdot 10^{-5}$ с — по первой крутильной форме.

Сходимость к периодическому решению контролировалась по локальному и интегральному признакам. В качестве локального критерия использовалась невязка:

$$\delta_m^{(n)} = \left(p_m^{(n)} - p_m^{(n-N)} \right), \quad n \geq N, \quad (3)$$

где $p_m^{(n)}$ — давление в контрольной точке m на n -й итерации, N — количество итераций в течение одного временного периода. Контрольные точки, использовавшиеся при расчётах, располагались в среднем сечении на входной кромке, области следа за лопаткой и в межлопаточном канале (Рис. 5, в). Интегральным критерием сходимости служило установление постоянной величины работы газа над лопаткой за один цикл колебаний.

Графики изменения невязок (3) и работы газа за один период колебаний приведены на рисунке 6. Для достижения сходимости решения потребовалось порядка 6 периодов по времени в задаче исследования колебаний по первой изгибной форме и порядка 20 — по первой крутильной форме. Отрицательность работы газа над лопаткой за один период колебаний в обоих расчётах свидетельствует об устойчивости колебаний лопатки по рассматриваемым собственным формам и частотам (см. Рис. 6, в, г).

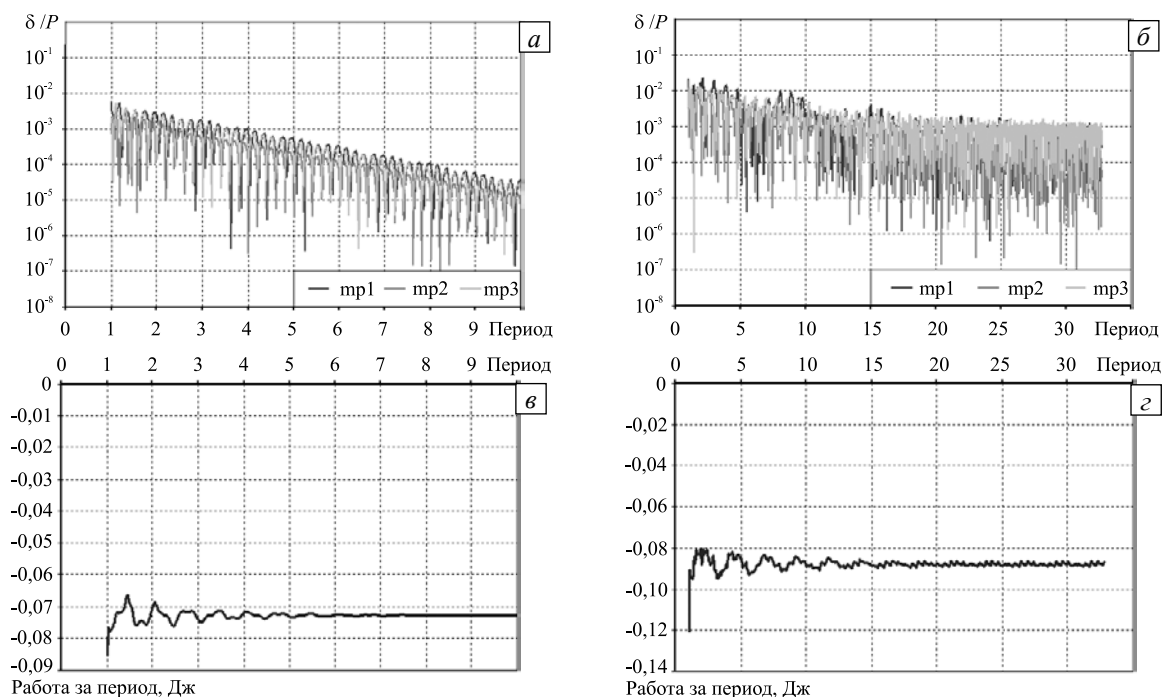


Рис. 6. Графики изменений невязки давления (а, б) и работы (в, г) за период колебаний, построенные по первой изгибной (а, в) и первой крутильной (б, г) формам

6. Решение сопряжённой задачи

Для прямого численного моделирования аэроупругого взаимодействия лопатки и газового потока использована технология нестационарного сопряжённого расчёта в системе ANSYS CFX и ANSYS Mechanical с применением технологии FSI (Fluid Structure Interaction). Решение сопряжённой задачи состоит в расчёте твердотельной и газодинамической составляющих задачи на каждом шаге по времени и последующем обмене информацией о распределении давления и величине перемещений на поверхности лопатки.

Решена задача прямого моделирования колебаний лопатки начиная с недеформированного положения. Результаты расчёта в виде перемещений точки mp1 (Рис. 5, в) показаны на рисунке 7, а. Из их анализа следует, что по прошествии не более чем 4 периодов колебаний по первой крутильной форме установилось периодическое решение с двумя отчётливо прослеживаемыми гармониками. Спектральный анализ перемещений данной точки свидетельствует о том, что две реализовавшиеся частоты f совпадают с собственными частотами колебаний лопатки по первым крутильной и изгибной формам; других частот в спектре не наблюдается (Рис. 7, б). Установившиеся значения амплитуд колебаний соответствуют изгибу профиля в среднем сечении на 0,2 мм (что составляет 2% от максимальной толщины профиля) и кручению на 0,1 град. Возникшие деформации достаточно малы и не способны привести к разрушению лопаток. График изменения во времени мгновенной мощности (Рис. 7, з) свидетельствует об установлении постоянной средней нулевой мощности, что подтверждает реализацию колебаний с постоянной амплитудой.

Решена аналогичная задача исследования движения лопатки из начального отклонённого положения, соответствующего повороту среднего сечения на 2 град за счёт изгибающего момента сил, равномерно распределённого по всей поверхности лопатки. Изменение положения лопатки во времени и мгновенная амплитуда колебаний изображены на рисунке 7, в. Изменение во времени мгновенной мощности (Рис. 7, з) говорит об установлении постоянной средней отрицательной мощности, что приводит к реализации затухающих колебаний с постоянным декрементом.

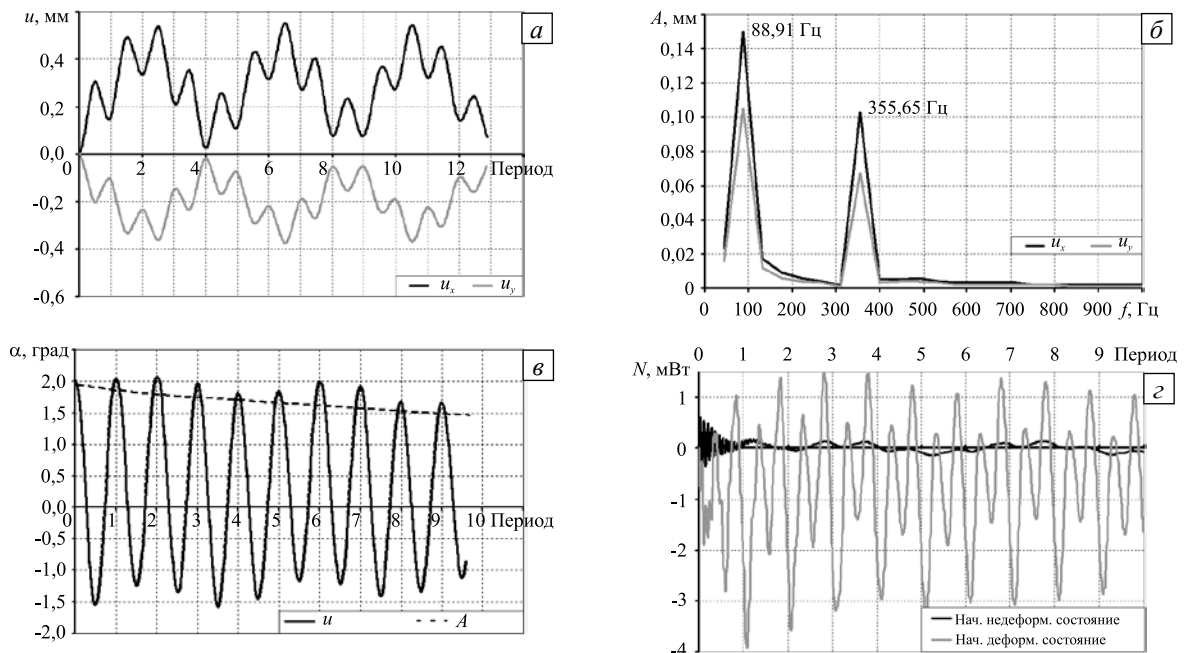


Рис. 7. Перемещения точки на входной кромке лопатки при начальном недеформированном положении (а) и их амплитудно-частотная характеристика (б); угол отклонения профиля при начальном деформированном положении (в); мгновенная мощность, подводимая к лопатке со стороны потока (з)

7. Вычислительные затраты

Вычисления проведены на рабочей станции со следующими характеристиками: процессор Intel Core i7 3,07 ГГц, 4 ядра, 24 ГБ оперативной памяти. Затраты вычислительных ресурсов на расчёт одного периода колебаний (100 итераций) приведены в таблице 5. Из таблицы видно, что необходимость решения твердотельной составляющей задачи не сказалась существенно на времени вычислений для одного периода колебаний (время счёта увеличилось на 12% по отношению ко времени для несвязанной задачи). При включении рабочего колеса диска и лопаточного замка в расчётную модель время может существенно возрасти.

Таблица 5. Затраты вычислительных ресурсов на расчёт одного периода колебаний

Затраты Вид задачи	Объём, занимаемый на жёстком диске, ГБ	Информация о вычислительном процессе			
		Общее время счёта, ч	Распределение общего времени по подзадачам		
			ANSYS CFX, %	Деформирование сетки, %	ANSYS Mechanical, %
3D несвязанная	7,3	5,25	88	12	—
3D связанная	24	5,9	78	10	12

При решении трёхмерной несвязанной задачи (см. раздел 5) требуется порядка 20 периодов для установления периодического решения, что соответствует 4 дням счёта. Затраты дискового пространства не зависят от числа периодов, так как для последующего анализа полученного решения достаточно помнить числовые данные лишь о последнем по времени периоде. Реализация решения связанной задачи, напротив, очень требовательна к вычислительным ресурсам, так как не имеет чёткого критерия окончания вычислений и нуждается в хранении полной истории развития колебаний.

8. Заключение

Представлены методики решения задачи исследования устойчивости лопаток к флаттеру согласно двум подходам: энергетическому и основанному на реализации сопряжённой задачи аэроупругого взаимодействия лопатки и газового потока в среде ANSYS CFX и ANSYS Mechanical. Результаты, полученные в тестовом примере, рассматривающем моделирование аэроупругого взаимодействия лопаток первой стандартной конфигурации с набегающим дозвуковым потоком воздуха по обоим методикам, хорошо согласуются между собой. С помощью сопряжённого расчёта, в отличие от энергетического, при возникновении неустойчивого режима (флаттера) можно определить амплитуды колебаний по нескольким собственным формам, а также провести оценку величины динамических напряжений в лопатке и её циклической долговечности (времени работы до разрушения).

Представленная методика сопряжённого расчёта может быть применена для анализа устойчивости к флаттеру лопаток компрессоров перспективных газотурбинных двигателей при условии включения в расчётную модель всего лопаточного венца с учётом диска и конструктивных особенностей соединения элементов.

Литература

1. Сачин В.М., Туманов Н.В., Лаврентьева М.А., Черкасова С.А. Комплексная фрактодиагностика флаттера рабочего колеса вентилятора // Вестник СГАУ. – 2011. – № 3 (27), Ч. 2. – С. 185-194.
2. Локитанов Е.А., Михайлов В.М., Хориков А.А. Статистическое прогнозирование флаттера лопаток турбомашин // Аэроупругость лопаток турбомашин. – Киев: Наукова думка, 1980. – С. 73-81.
3. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях / Под ред. В.Г. Августиневича, Ю.Н. Шмотина. – М.: Машиностроение, 2005. – 536 с.
4. Rzadkowski R., Gnesin V. 3D Unsteady forces of the transonic flow through a turbine stage with vibrating blades // Proc. of ASME Turbo Expo 2002, June 3-6, Amsterdam, The Netherlands, 2002. – GT2002-30311. – P. 765-774. DOI
5. Гнесин В.И., Колодяжная Л.В. Аэроупругое взаимодействие лопаточных венцов в пятиступенчатом осевом компрессоре в трехмерном потоке идеального газа // Вестник НТУ ХПИ. – 2011. – № 5. – С. 15-24. (URL: http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI-Press/1103/1/2011_5_Gnesin_Aerouprugoe.pdf).
6. Буюкли Т.В. Моделирование динамического поведения лопаток компрессоров авиационных двигателей в нестационарном потоке воздуха: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05. – М., МГУ, 2011. – 18 с.
7. Fransson T.H. Aeroelasticity in turbomachines: Comparison of theoretical and experimental cascade results. – Lausanne: EPFL, 1986. – 422 p.
8. Авиационные материалы: Справочник в девяти томах под общей ред. А.Т. Туманова. – Т. 5. Магниево- и титановые сплавы. – М.: ОНТИ ВИАМ, 1973. – 586 с.
9. Русаков С.В., Шуваев Н.В. Численное моделирование обтекания колеблющейся лопатки газовым потоком // Вычисл. мех. сплош. сред. – 2011. – Т. 4, № 1. – С. 101-108. DOI
10. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Release 13.0 // ANSYS Inc., Southpointe, 275 Technology Drive Cannonsburg, PA 15317, 2010.
11. Launder B.E., Spalding D.B. Lectures in mathematical models of turbulence. – London: Academic Press, 1972. – 169 p.
12. Zagitov R.A., Stepanov A.A. Automatic three dimensional grid generation in turbo machine blade passages // Proc. of the Int. Conf. "Numerical geometry, grid generation and high performance computing (NUMGRID2008)", A.A. Dorodnicyn Computing Center RAS, Moscow, 10-13 June, 2008. – P. 51-55.

Поступила в редакцию 18.03.13; опубликована в электронном виде 15.10.13

Сведения об авторах

Русаков Сергей Владимирович, дфмн, проф., зав.каф., Пермский государственный национальный исследовательский университет (ПГНИУ), 614990, Пермь, ул. Букирева, д. 15; E-mail: rusakov@psu.ru

Шуваев Николай Васильевич, асп., ПГНИУ, E-mail: shuvaev_nv@mail.ru

Bibliography

1. *Sachin V.M., Tumanov N.V., Lavrent'eva M.A., Cherkasova S.A.* Kompleksnaya fraktodiagnostika flattera rabocheho kola ventilatora // Vestnik SGAU. – 2011. – N. 3 (27), Ch. 2. – S. 185-194.
2. *Lokshantov E.A., Mikhailov V.M., Khorikov A.A.* Statisticheskoe prognozirovanie flattera lopatok turbomashin // Aeroprugost' lopatok turbomashin. – Kiev: Naukova dumka, 1980. – S. 73-81.
3. Chislennoe modelirovanie nestatsionarnykh yavlenii v gazoturbinykh dvigatelyakh / Pod red. V.G. Avgustinovicha, Yu.N. Shmotina. – M.: Mashinostroenie, 2005. – 536 s.
4. *Rzadkowski R., Gnesin V.* 3D Unsteady forces of the transonic flow through a turbine stage with vibrating blades // Proc. of ASME Turbo Expo 2002, June 3-6, Amsterdam, The Netherlands, 2002. – GT2002-30311. – P. 765-774. DOI
5. *Gnesin V.I., Kolodyazhnaya L.V.* Aeroprugoe vzaimodeistvie lopatochnykh ventsov v pyatistupenchatom osovom kompressore v trekhmernom potoke ideal'nogo gaza // Vestnik NTU KhPI. – 2011. – N. 5. – S. 15-24. (URL: http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI-Press/1103/1/2011_5_Gnesin_Aeroprugoe.pdf).
6. *Buyukli T.V.* Modelirovanie dinamicheskogo povedeniya lopatok kompressorov aviatsionnykh dvigatelei v nestatsionarnom potoke vozdukh: Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.07.05. – M., MGU, 2011. – 18 s.
7. *Fransson T.H.* Aeroelasticity in turbomachines: Somparison of theoretical and experimental cascade results. – Lausanne: EPFL, 1986. – 422 p.
8. *Aviatsionnye materialy: Spravochnik v devyati tomakh pod obshechi red. A.T. Tumanova.* – T. 5. Magnievye i titanovye splavy. – M.: ONTI VIAM, 1973. – 586 s.
9. *Rusakov S.V., Shuvaev N.V.* Chislennoe modelirovanie obtekaniya koleblyushcheisya lopatki gazovym potokom // Vychisl. mekh. splosh. sred. – 2011. – T. 4, N. 1. – S. 101-108. DOI
10. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Release 13.0 // ANSYS Inc., Southpointe, 275 Technology Drive Cannonsburg, PA 15317, 2010.
11. *Launder B.E., Spalding D.B.* Lectures in mathematical models of turbulence. – London: Academic Press, 1972. – 169 p.
9. *Zagitov R.A., Stepanov A.A.* Automatic three dimensional grid generation in turbo machine blade passages // Proc. of the Int. Conf. "Numerical geometry, grid generation and high performance computing (NUMGRID2008)", A.A. Dorodnicyn Computing Center RAS, Moscow, 10-13 June, 2008. – P. 51-55.