

Представлено математичну модель и чисельний метод моделювання сумісних аеротермопружних коливань лопаток турбомашини. Наведено результати моделювання аеротермопружних коливань лопатки газової турбіни з охолодженням.

Ключові слова: чисельні методи в теорії аеропружності, динаміка лопаток турбомашин, аеротермопружність

Представлены математическая модель и численный метод моделирования связанных аэротермоупругих колебаний лопатки турбомашини. Приведены результаты моделирования аэротермоупругих колебаний лопатки газовой турбины с охлаждением.

Ключевые слова: численные методы в теории аэроупругости, динамика лопаток турбомашин, аэротермоупругость

In the paper mathematic model and numerical method of simulation of coupled aerothermoelastic vibrations of turbomachine blade is presented. The results of the simulation of aerothermoelastic vibrations of turbine cooled blade are demonstrated.

Key words: numerical methods in aeroelasticity theory, turbomachine blade dynamics, aerothermoelasticity

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СВЯЗАННЫХ АЭРОТЕРМОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ

Ю. А. Быков

Кандидат технических наук, ведущий инженер отдела*

Контактный тел.: (057) 737-15-92, 099-345-37-27

E-mail: bykov@ukrpost.net

В. И. Гнесин

Доктор технических наук, профессор, заведующий отделом

Контактный тел.: (0572) 94-18-67

E-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua

*Отдел нестационарной газодинамики и аэроупругости
Институт проблем машиностроения им А.Н. Подгорного
НАН Украины

ул. Дм. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61000

1. Введение

В связи с нарастающей конкуренцией среди производителей и повышением требований к энергосбережению актуальной становится проблема повышения КПД турбомашин. Одним из наиболее часто используемых способов повышения эффективности турбомашин является увеличение температуры на входе в первые ступени турбины. Причина использования высоких температур кроется в повышении давления для процесса адиабатического расширения, следовательно, в возможности создания большей удельной работы при расширении газа в турбине. Сегодня входные температуры рабочего колеса газовой турбины достигли уровня, который значительно превосходит температуры плавления материала лопаток турбины.

Для снижения температуры лопатки применяют различные технологии охлаждения. Значительная разница в температурах воздуха из камеры сгорания и охлаждающего воздуха из компрессора приводит к существенным температурным напряжениям в теле лопатки. Это обстоятельство не укладывается в рамки существующих методик оценки надежности работы лопаточных аппаратов, в частности, определения условий возбуждения автоколебаний лопаток в различных режимах работы турбины. Таким образом, возникает проблема оценки надежности лопаточных аппаратов

с учетом повышенных тепловых нагрузок на лопатки. В частности, до последнего времени не была исследована проблема понижения уровня вибраций, в том числе по выявлению возможных автоколебаний лопаток, в условиях значительного перепада температур в лопатках, имеющих сложную структуру в связи с наличием каналов охлаждения. Проблема чересчур сложна для экспериментальных исследований, поэтому с помощью внедрения в практику проектирования современных методов и средств численного моделирования возможно существенно снизить затраты на экспериментальный поиск оптимальных материалов и режимов эффективной работы турбины.

Таким образом, актуальной проблемой на данный момент является проблема численного моделирования взаимодействия натекающего потока и колебаний лопаток с учетом значительной температурной неравномерности и сложной конструкции лопатки в первых ступенях газовых и паровых турбин.

Одной из задач, необходимых для решения данной проблемы, является совместное моделирование упругих колебаний лопатки турбомашин с учетом влияния неоднородного распределения температуры в лопатке и обтекания лопатки газом с учетом влияния движения лопатки и теплообмена газа с поверхностью лопатки. Важность этой проблемы подтверждена исследованиями других авторов [1]. Совместная задача

обтекания лопаточного венца и колебаний лопаток с использованием модального метода рассмотрена в работе [2]. Однако модальный метод недостаточно эффективен для решения задачи термоупругости лопаток. В статье рассмотрена математическая модель и численный метод решения динамических уравнений аэротермоупругости лопатки с использованием метода моделирования упругих колебаний с учетом температурной неоднородности во всем объеме лопатки.

2. Математическая модель

Задача аэротермоупругости состоит из двух связанных задач: аэродинамической и термоупругой. Для решения аэродинамической задачи предлагается использовать ранее разработанный метод, основанный на популярном методе Годунова, имеющий второй порядок аппроксимации [3]. Для решения термоупругой задачи используется развитие ранее разработанного метода, основанного на методе конечных элементов [4].

Ставится задача по совместному решению динамических уравнений упругих колебаний лопатки турбомшины в трех пространственных измерениях с учетом температурной неоднородности, и аэродинамических уравнений обтекания лопатки вязким теплопроводным газом. Материал лопатки предполагается изотропным, с переменным модулем Юнга E , зависящим от температуры. Для замыкания уравнений Рейнольдса течения вязкого газа используется модель турбулентности $k-\omega$ [5].

На поверхности лопатки ставятся условия сопряжения уравнений упругости и аэродинамики: $\sigma_n n_j = p_i$, где σ_n – тензор напряжений; n_j – вектор нормали к поверхности; p_i – вектор внешних сил $p_i = r p_i$, где p – давление жидкости на поверхности лопатки; $\frac{\partial p}{\partial n} = \bar{n} \nabla \tau$

где τ – тензор сдвиговых напряжений; для температуры T : $\lambda_g \frac{\partial T}{\partial n_g} = \lambda_s \frac{\partial T}{\partial n_s}$, $T|_g = T|_s$ – коэффициент теплопроводности, индексы s и g обозначают соответственно значения со стороны лопатки и газа.

Для интегрирования уравнений аэродинамики используется расчетная сетка О-Н типа, в которой узлы О-сетки перемещаются вместе с узлами, расположенными на поверхности лопатки. Степень перемещения узла зависит линейно от расстояния до поверхности лопатки.

3. Объект исследования

Объектом моделирования было выбрано турбинную лопатку стандартной конфигурации №4 [6] с характерными размерами: хорда $c = 0,0744$ м; высота $h = 0,04$ м. Лопатка была снабжена каналами охлаждения, конфигурация которых представлена на рис. 1.

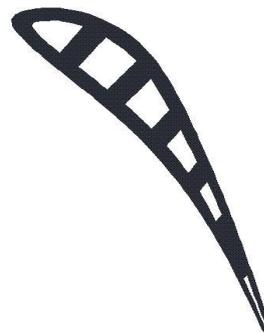


Рис. 1. Распределение охлаждающих каналов лопатки

Численное моделирование уравнений выполнялось со следующими граничными условиями: температура охлаждающих каналов лопатки $T_c = 600$ К; температура заторможенного потока $T_0 = 1000$ К; давление заторможенного потока $p_0 = 205800$ Па; давление на выходе $p_2 = 121200$ Па; угол натекания потока $\beta = -44,5^\circ$; остальные параметры газа соответствовали воздуху при заданной температуре; характеристики материала лопатки соответствовали углеродистой стали. Начальным условием для деформации лопатки была линейная комбинация первых четырех собственных форм колебаний с относительной амплитудой $a_0 = 0,001$.

Частоты колебаний лопатки определялись в результате частотного анализа сдвига узлов расчетной сетки.

4. Результаты

Результаты моделирования представлены на табл. 1 в виде значений собственных частот колебаний по первым четырем собственным формам.

Таблица 1

Собственные частоты колебаний лопатки, Гц.

форма №	1	2	3	4
частота	4247,205	6521,076	9207,177	12657,11

Представленные результаты немного отличаются от полученных в работе [4], что связано, в основном, с иным распределением температуры, полученным в результате данного расчета. На рис. 2 представлено изменение амплитуд колебаний лопатки относительно начальных значений по первым четырем собственным формам с течением времени. Амплитуда колебаний получена по данным смещения узлов на поверхности лопатки с использованием скользящего по времени конечного фильтра для каждой собственной частоты. В целом амплитуда имеет тенденцию к снижению, таким образом, демонстрируя демпфирование колебаний.

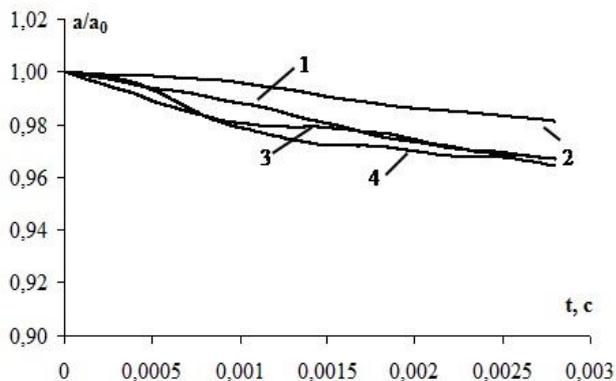


Рис. 2. Относительная амплитуда колебаний лопатки: 1 – первая форма; 2 – вторая форма; 3 – третья форма; 4 – четвертая форма

Характер развития колебаний в основном зависит от работы аэродинамических сил по перемещению лопатки. В случае, если работа для определенной собственной формы колебаний имеет положительный знак, возникают условия для увеличения амплитуды колебаний для данной формы. Среднее по времени значение работы имеет величину -1,025, что означает переход энергии колебаний в энергию потока и соответствующее уменьшение вибраций. На табл. 2 представлены значения амплитуды безразмерной работы аэродинамических сил для первых четырех собственных форм. Амплитуды колебаний работы получены с помощью фильтрации данных по соответствующим собственным частотам.

Таблица 2

Амплитуда безразмерной работы аэродинамических сил.

форма №	1	2	3	4
амплитуда	3,439	0,833	0,603	0,301

По представленным результатам видно, что основной обмен энергией между лопаткой и потоком происходит по колебаниям первой собственной формы, которая представляет собой преимущественно изгибные колебания. Для определения условий возбуждения или демпфирования колебаний лопатки необходимо знать знак работы аэродинамических сил. Знак работы определяется сдвигом фазы колебаний аэродинамических сил по отношению к колебаниям лопатки для каждой собственной формы. Эти значения представлены на табл. 3. Значения фаз получены с помощью частотного анализа аэродинамических сил после разложения последних по собственным формам. Собственные формы получены с помощью фильтрации данных о смещениях узлов на поверхности лопатки по соответствующим собственным частотам.

Таблица 3

Фаза колебаний аэродинамических сил.

форма №	1	2	3	4
фаза, °	-55	-127,5	-88	-80

Полученные значения фазы означают отрицательную работу по первым четырем собственным формам колебаний.

Отрицательная работа приводит к демпфированию колебаний по данным формам, о чем свидетельствует рис. 2, на котором видно уменьшение амплитуды колебаний. Данный результат хорошо согласуется с результатами экспериментальных и теоретических исследований, которые показывают демпфирование колебаний лопаток при межлопаточном угле сдвига фаз, равным 0°.

5. Заключение

Представленные результаты численного моделирования термоупругих колебаний лопатки газовой турбины, обтекаемой потоком вязкого газа хорошо соответствуют результатам других экспериментальных и теоретических исследований, что демонстрирует адекватность построенной математической модели. Таким образом, разработанный метод моделирования аэроупругих колебаний лопаток турбомашин, учитывающий влияние распределения температуры в лопатке может использоваться в задачах определения границ устойчивости колебаний лопаток.

Литература

1. Воробьев Ю.С. Влияние температурной неоднородности на колебания охлаждаемых монокристаллических лопаток газовых турбин [Текст] / Ю.С.Воробьев, К.Ю. Дьяконов, С.Б. Кулишов, А.Н. Скрицкий // Вестник двигателестроения. – №3 – 2009. – С.140-143.
2. Гнесин В.И. Аэроупругое поведение последней ступени турбомшины на номинальном и частичном режимах в трехмерном потоке вязкого газа [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, Р. Жандковски // Пробл. машиностр. – Т.12, №6, – 2009. – С. 8-18.
3. Быков Ю.А. Численное моделирование течения в решетке колеблющихся профилей с учетом теплообмена [Текст] / Пробл. машиностр. – Т.12, №5 – 2009. – С. 36-41.
4. Быков Ю.А. Численное моделирование упругих колебаний лопаток турбомашин [Текст] / Ю. А. Быков, В. И. Гнесин // Вост.-Европ. журн. передовых технологий. – №3/7. – 2011. – С. 62-65.
5. Wilcox D.C. Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models [Текст] // AIAA J. – 1988. – 26, № 11. – P. 1299-1310.
6. Bolcs A. Aeroelasticity in Turbomachines. Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results [Текст] / A.Bolcs, T.H. Fransson // Communication du Laboratoire de Thermique Appliquee et de Turbomachines, Lausanne, EPFL. – 1986. – №13. – 230 p.