

нагружения. Конкретно, при применении метода последовательных перемещений, это может выглядеть так:

1. Можно применить метод сразу для полного значения приложенной нагрузки.

2. Можно, вместо этого, вначале приложить небольшую часть нагрузки; найти соответствующее положение равновесия системы. Затем, исходя из этого положения, найти новое положение, отвечающее увеличенной нагрузке и т. д. вплоть до достижения полной нагрузки.

При таких разных подходах система может оказаться, при одной и той же конечной нагрузке, в разных положениях равновесия.

Выводы

Расширена область применения метода расчета стержневых конструкций, представленного в [5], с целью произвольного задания начальных положений вершин, рассчитываемой системы.

Для лучшей иллюстрации возможных состояний равновесия стержневой системы применена теория фракталов.

Разработанная методика использована для исследования ряда сложных стержневых конструкций, что позволило найти для них всевозможные положения устойчивости, как при отсутствии нагрузки, так и при ее наличии. Также получены соответствующие данным системам фракталы, благодаря которым можно наглядно

представить условия, приводящие стержневую систему в то или иное устойчивое состояние.

Литература

1. Мандельброт Б. Фрактальная геометрия природы [Текст]: пер. с англ. — М.: Институт компьютерных исследований, 2002. — 656 с.
2. Пьетронеро Л. Фракталы в физике [Текст]: труды VI Международного симпозиума по фракталам в физике, 9–12 июля 1985 г. МЦТФ, Триест, Италия / Пьетронеро Л., Тозатти Э. — М.: Мир, 1988. — 672 с.
3. Кулак М.И. Фрактальная механика материалов [Текст] / М.И. Кулак. — Мн.: Выш. Шк., 2002. — 304 с.: ил. — ISBN 985-06-0761-0.
4. Пайтген Х.-О. Красота фракталов. Образы комплексных динамических систем [Текст] / Х.-О. Пайтген, П.Х. Рихтер. — М., 1993. — 176 с.
5. Шамровський О. Д. Розрахунок стрижневих конструкцій методом послідовних переміщень із урахуванням геометричної нелінійності [Текст] / О. Д. Шамровський, Д. М. Колесник, Ю. О. Лимаренко // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні, 2009. — № 1. — С. 78–85.
6. Работнов Ю. Н. Сопротивление материалов [Текст] / Ю. Н. Работнов. — М.: Физматиз, 1962. — 455 с.
7. Тимошенко С. П. Курс теории упругости [Текст] / С. П. Тимошенко. — К.: Наукова думка, 1972. — 508 с.

УДК 621.165

ВЛИЯНИЕ НЕОДНОРОДНОСТИ ТЕМПЕРАТУРЫ НА УПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОК ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Ю. А. Быков

Кандидат технических наук, ведущий инженер отдела*

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

E-mail: bykov@ukrpost.ua

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
имени А. Н. Подгорного НАН Украины
ул. Дм. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61000

Представлено результати чисельного моделювання пружних коливань лопаток газової турбіни при нерівномірному розподілу температури та наявності охолоджуючих каналів в лопатці. Наведені результати аналізу власних частот коливань лопатки.

Ключові слова: власні частоти та форми коливань, динаміка лопаток турбомашин, температурне поле.

Представлены результаты численного моделирования упругих колебаний лопаток газовой турбины при неравномерном распределении температуры и наличии охлаждающих каналов в лопатке. Приведены результаты анализа собственных частот колебаний лопатки.

Ключевые слова: собственные колебания частоты и формы колебаний, динамика лопаток турбомашин, температурное поле.

In the paper results of numerical simulation of elastic vibrations of gas turbine blades with non-uniform temperature distribution and cooling are presented. The results of analysis of natural frequencies of blade vibrations are demonstrated.

Keywords: natural frequencies and modes, turbomachine blade dynamics, thermal field.

1. Введение

В настоящее время часто используемым способом повышения эффективности 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, намного превосходящего температуры плавления материала турбины.

Для снижения температуры лопатки применяются 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 бросает вызов существующим методикам оценки надежности работы лопаточных аппаратов, в частности, определения условий возбуждения автоколебаний лопаток в различных режимах работы турбины. Таким образом, возникает проблема 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 моделирование упругих колебаний лопатки турбомашин с учетом влияния неоднородного распределения температуры в лопатке. Важность этой проблемы подтверждена исследованиями других авторов [1]. Также необходимо учитывать сложную конструкцию лопатки, оснащенной охлаждением. В данной статье рассмотрены результаты численного решения динамических уравнений упругих колебаний лопатки при заданном распределении температуры, вызванном наличием охлаждения. Также для сравнения представлены результаты моделирования для равномерных распределений температуры. Для рассматриваемой проблемы наиболее подходящим методом моделирования является метод конечных элементов [2, 3].

2. Постановка задачи

Ставится задача по решению динамических уравнений упругих колебаний лопатки турбомашин в трех пространственных измерениях. Материал лопатки предполагается изотропным, с переменным модулем Юнга E, соответствующим углеродистой стали. Зависимость модуля Юнга E от температуры представлена на табл. 1.

Таблица 1

Зависимость модуля Юнга E от температуры T

T, К	300	350	425	475	525	272	650	700	750	800	850	925
E, МПа	206	203	200	197	193	190	183	177	169	161	145	108

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

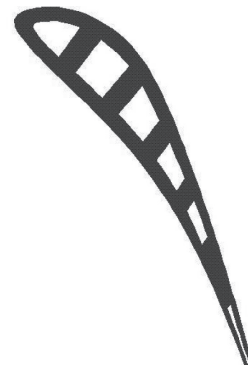


Рис. 1. Распределение охлаждающих каналов лопатки

Моделирование колебаний было выполнено для трех вариантов распределения температуры: 1) равномерное $T = 300$ К; 2) равномерное $T = 800$ К; 3) неравномерное, полученное в результате решения уравнений теплопроводности при следующих граничных условиях: температура охлаждающих каналов $T_c = 800$ К, температура внешней поверхности $T_w = 1000$ К.

В качестве начальных условий была выбрана комбинация первых четырех собственных форм колебаний лопатки. Собственные частоты колебаний определялись в результате частотного анализа сдвига узлов расчетной сетки. Количество шестигранных ячеек расчетной сетки составляло 4158.

Моделирование выполнялось разработанным ранее методом решения нестационарных уравнений упругости [5], основанным на методе конечных элементов.

3. Результаты

Результаты моделирования представлены на табл. 2 в виде значений собственных частот колебаний по первым четырем собственным формам для трех вариантов распределения температуры.

Таблица 2

Собственные частоты колебаний лопатки, Гц

форма №	1	2	3	4
вариант 1	4966,27	7860,87	12308,42	14446,74
вариант 2	4357,81	6870,80	10708,52	12523,16
вариант 3	4095,48	6453,50	10080,11	11418,03

Представленные результаты существенно отличаются для всех вариантов. Среднее отличие частот для варианта 1 и 2 составляет 87,2% (уменьшение на 14–15%), что близко к теоретическому значению для поперечных колебаний балки, равному 88,4%, которое определяется как квадратный корень отношений модуля Юнга для заданных температур 300 К и 800 К [6]. Для варианта № 3 (неравномерное распределение температуры) среднее отличие частот от варианта № 2 составляет 93,2% (уменьшение на 6–9%), что соответствует колебаниям при температуре 860 К. В то же время средняя температура по поперечному сечению лопатки составляла 816 К, что близко

к значению 800 К для варианта № 2. Данное обстоятельство показывает, что на частоту поперечных колебаний лопатки более значительное влияние оказывает более высокая температура внешних слоев, близких к поверхности лопатки.

4. Заключение

Представленные результаты численного моделирования упругих колебаний лопатки газовой турбины при

различных распределениях температуры демонстрируют необходимость учета рассматриваемых факторов при анализе аэроупругих явлений в турбомашине. Учет изменения средней температуры приводит к изменению частот колебаний на 14–15 %, дополнительный учет распределения температуры приводит к последующему изменению частот еще на 6–9 %, причем для разных форм колебаний на различные величины. Таким образом, учет распределения температуры лопатки может существенно изменить границы устойчивости автоколебаний лопаток.

Литература

1. Воробьев Ю. С. Влияние температурной неоднородности на колебания охлаждаемых монокристаллических лопаток газовых турбин [Текст] / Ю. С. Воробьев, К. Ю. Дьяконенко, С. Б. Кулишов, А. Н. Скрицкий // Вестник двигателестроения. — № 3 — 2009. — С. 140–143.
2. Победря Б. Е. Численные методы в теории упругости и пластичности [Текст] / Б. Е. Победря. — М.: Изд-во МГУ, 1995. — 366 с.
3. Колтунов М. А. Прикладная механика деформируемого твердого тела [Текст] / М. А. Колтунов, А. С. Кравчук, В. П. Майборода. — М.: Высш. школа, 1983. — 349 с.
4. 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.
5. 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.
6. Бабаков И. М. Теория колебаний [Текст] / И. М. Бабаков. — М.: Наука. — 1968. — 560 с.

*Здійснюється аналіз ефективності двока-
нальної схеми автокомпенсації впливу зовніш-
ніх перешкод шляхом прямого використання
принципу Петрова. Окреслені значення осе-
реднених у часі відходів вільного гіроскопа під
впливом трикомпонентної асинхронної та
синхронної хитавиці основи.*

Ключові слова: асинхронна трикомпонентна хитавиця, триступеневий гіроскоп.

*Проводиться аналіз ефективності двух-
канальної схеми автокомпенсації впливання
зовнішніх поємок на основі прямого использо-
вання принципу Петрова. Определены значе-
ния осредненных во времени уходов свободного
гироскопа при трехкомпонентной асинхрон-
ной и синхронной качке основания.*

Ключевые слова: асинхронная трехкомпо-
нентная качка, трехступенной гироскоп.

*The analysis of efficiency of two channel
schemes autoindemnifications of influence of
external hindrances on the basis of direct use of
a principle of Petrov is carried out. Definition of
value defined in time the setting of free gyroscope
at three-componental asynchronous and synchro-
nous rolling of the basis.*

Keywords: asynchronous three-componental
rolling, three-sedate a gyroscope.

УДК 629.7.054

ДОСТИЖЕНИЕ ЧАСТИЧНОЙ ИНВАРИАНТНОСТИ ГИРОСКОПА НАПРАВЛЕНИЯ ПРИ ДЕТЕРМИНИРОВАННОЙ КАЧКЕ

В. В. Карачун

Доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой*

В. Н. Мельник

Доктор технических наук, доцент, профессор*

*Кафедра биотехники и инженерии
Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт»
пр. Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056
Контактный тел.: (044) 454-94-51
E-mail: karachun 1@gala.net

1. Введение

Исследования относятся к области прикладной механики и посвящены аналитическому обоснованию исход-

ных предпосылок о возможности создания частично инвариантного в условиях качающегося основания построителя ориентирного направления. В качестве такового используется инерциальный прибор на основе