

УДК 621.438

**А.И. БОРОВКОВ¹, В.С. МОДЕСТОВ¹, И.Б. ВОЙНОВ¹, М.С. ГРИЦКЕВИЧ¹,
Н.О. СИМИН², В.В. КРИВОНОСОВА², В.В. ЗАВГОРОДНИЙ²**¹ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Россия² ОАО «Силловые машины», Санкт-Петербург, Россия

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ НЕСТАЦИОНАРНОГО ГАЗОВОГО ПОТОКА

Рассматривается численное моделирование и исследование аэроупругих колебаний лопаток рабочего колеса четвертой ступени газовой турбины с целью выявления возможности возникновения автоколебаний и последующего флаттера. Приведены результаты моделирования тестовых задач аэроупругости, подтверждающие правомерность и корректность выбранного подхода и инструмента моделирования. В качестве инструмента для расчетов использовались современные передовые технологии численного анализа, реализованные в пакетах численного моделирования ANSYS/Mechanical и ANSYS/CFX. Выполнено исследование влияния расхода на газа на характер динамического поведения лопатки.

Ключевые слова: аэродинамика, аэроупругость, колебания, флаттер, турбина, рабочее колесо, численное моделирование.

Введение

В течении многих лет использование газовых турбин представляет большой интерес в сфере производства электроэнергии. Современные тенденции роста энергопотребления накладывают на изделия все большие требования к производительности, что ведет к разработкам все более новых вариантов исполнения элементов установки газовых турбин. При этом, особая роль отводится решению вопросов обеспечения надежности, безопасности и увеличения рабочего ресурса оборудования. Одним из основных элементов турбины является рабочее колесо, включающее в себя несколько десятков лопаток подверженных воздействию внешней переменной нагрузки в виде газодинамического давления.

Одной из возможных проблем, возникающей в лопатках ротора, является возникновение высоких вибронапряжений вследствие возникновения автоколебаний с постоянной или возрастающей амплитудой, частота которых, как правило, близка к одной из собственных частот колебаний лопатки. Однако, следует понимать, что лопатки ротора постоянно находятся под действием переменного давления, вызванного неравномерностью потока и, как следствие, совершают вынужденные колебания. Сочетание двух типов колебаний в целом могут давать сложную динамическую картину вибраций, натурное или экспериментальное исследование которых представляет существенную сложность.

Целью данной работы является проведение численного исследования вибраций лопатки ротора четвертой ступени газовой турбины при действии внешнего переменного газодинамического давления, и оценка возможности возникновения автоколебаний или разрушающего флаттера.

Основной сложностью проведения данного анализа является необходимость одновременного учета газодинамических процессов, протекающих в межлопаточном пространстве рабочего колеса и направляющего аппарата и механических колебаний непосредственно самих лопаток. Следует особо отметить, что колебания лопатки приводят к изменению геометрии межлопаточного пространства и как следствие меняют картину течения газового потока и действующее распределение газодинамического давления. Данная система является замкнутой и поэтому оба процесса должны одновременно учитываться при проведении численного расчета. В рамках данного исследования для выполнения подобных расчетов использовались пакеты численного моделирования ANSYS\ Mechanical и ANSYS/CFX.

Для решения уравнений механики жидкости и газа использовался пакет численного моделирования ANSYS CFX. В рамках данного пакета реализован метод конечных объемов на неструктурированных сетках с центрами объемов в узлах сетки. Для расчета конвективных потоков использовалась схема 2го порядка Барта-Йесперсена [1], являющейся обобщением схемы Ван Лира на неструктурирован-

ные сетки. Данная схема является схемой 2го порядка во всей расчетной области за исключением скачков уплотнения, где порядок схемы снижается до 1го. Все рассматриваемые задачи решались в нестационарной постановке со схемой второго порядка по времени. Уравнения баланса массы и уравнения баланса импульса решались совместно, при этом для подавления осцилляций давления и скорости использовался метод Рай-Чоу [2]. Уравнения баланса энергии, а также уравнения переноса турбулентных характеристик, решались отдельно от уравнений баланса импульса и уравнений баланса массы. Стоит отметить, что для всех рассматриваемых моделей турбулентности использовались автоматические пристенные функции.

Для решения уравнений механики деформированного твердого тела использовался пакет ANSYS/Mechanical. В рамках данного пакета реализован метод конечных элементов. Для всех рассматриваемых задач при аппроксимации системы уравнений (1.14) использовались 20 узловых элементы типа solid196, что обеспечивает высокую точность вычисления.

Для аппроксимации нестационарного члена уравнения использовалась линейная теория, обеспечивающая первый порядок точности.

При решении связанной задачи аэроупругости использовались оба пакета, при этом для обмена данных использовался связующий вычислительный модуль. Данный модуль позволяет передавать значения сил на поверхности тела, полученных из газодинамического расчета в механический расчет, где решается задача с приложенными статическими граничными условиями и получаются перемещения поверхности сопряжения. Данные перемещения передаются обратно в газодинамический расчет, при этом происходит перестроение сетки. Данная последовательность действий повторяется на каждом шаге по времени до тех пор, пока не будет достигнута численная сходимость.

1. Решение тестовой задачи

Одной из задач, необходимых при выполнении численного моделирования и исследования, является проверка работоспособности выбранных численных схем и алгоритмов для решения того или иного класса задач, иными словами – верификация. Верификация программного обеспечения ANSYS для численного решения задач аэродинамики и механики на сегодняшний день проведена для большого класса задач и не подвергается сомнению. Иначе дело обстоит с решением связанных задач, объединяющих возможности сразу нескольких пакетов. В данной работе таким классом задач являются задачи

аэроупругости, а пакетами для выполнения связанного анализа ANSYS/CFX и ANSYS/Mechanical.

Для верификации возможности использования данной связки пакетов рассматривались две тестовые задачи: колебания плоской панели и колебания крыла летательного аппарата. В силу ограниченности объема работы приведем описание только для задачи о колебании крыла.

Задача о флаттере крыла летательного аппарата является классической задачей о флаттере связанной с проблемами устойчивости в аэроупругости [3]. Как правило, флаттер крыла образуется на изгибно-крутильных формах колебаний, что требует пространственного подхода к решению данной проблемы.

В рамках рассматриваемой задачи исследовался профиль NACA-65A004. Данный профиль является основой для крыла AGARD 443.6, которое является канонической задачей для исследования флаттера. Крыло вытянуто под углом 45° вдоль линии соединяющей четверти хорды профиля крыла и имеет полуразмах 0,762 м и имеет сужение к концу с отношением профилей 0,66. Экспериментальное исследование производилось для жестко смонтированного в стену крыла при нулевом угле атаки. Геометрические характеристики крыла приведены на рис. 1.

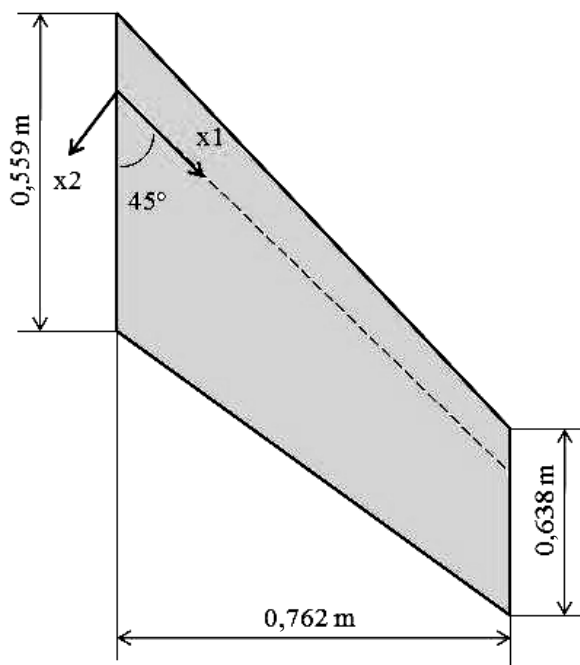


Рис. 1. Крыло AGARD 443.6

Рассматриваемое крыло выполнено из ламинированного красного дерева. Для моделирования напряженно деформируемого состояния данного крыла использовался ортотропный материал, параметры

которого брались из описания эксперимента [4]. В Таблице 1 приведены значения модуля Юнга, коэффициента Пуассона и модуля упругости на сдвиг. Следует отметить, что E_{11} взято вдоль линии соединяющей четверти хорды профилей.

Таблица 1
Физико-механические свойства материала крыла

Е, ГПа	ν	G, ГПа
$E_{11} = 3,15$	$\nu_{12} = 0,31$	$G_{12} = 0,44$
$E_{22} = 0,42$	$\nu_{13} = 0,31$	$G_{13} = 0,44$
$E_{33} = 0,42$	$\nu_{32} = 0,31$	$G_{23} = 0,44$

Для анализа динамического деформируемого поведения крыла построена 3D конечно-элементная модель. Количество степеней свободы для данной модели составляет 3690. В качестве граничных условий для данной модели рассматривался случай закрепления крыла на стене со стороны профиля с большей хордой 0,559 м. Остальные границы крыла предполагаются свободными.

Для расчета аэродинамического обтекания крыла создана геометрическая модель окружающей области и построена расчетная сетка, состоящая из 275556 ячеек (рис. 2).

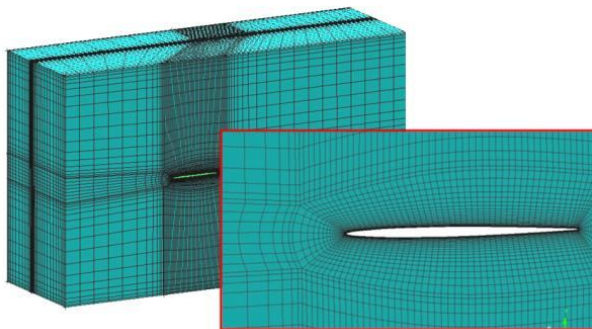


Рис. 2. Расчетная сетка для газодинамической задачи

В рамках проведения численного эксперимента рассматривались несколько значений скоростей набегающего потока: 0,7, 0,8, 1,05 и 1,12 Махов. Условия на поверхности крыла соответствуют граничным условиям стенки – без проскальзывания и протекания. При связанном аэроупругом анализе перемещения сетки поверхности крыла соответствовали перемещениям, полученным при решении задачи теории упругости, где в качестве внешнего воздействия приложены аэродинамические силы, полученные из решения задачи аэродинамики.

В качестве исследуемого параметра выбрана частота образования флаттера. На рис. 3 приведено сравнение результатов натурного эксперимента и численного расчета, полученных для выбранных значений числа Маха.

Полученное соответствие результатов позволяет говорить о применимости используемых пакетов для решения задач аэроупругости.

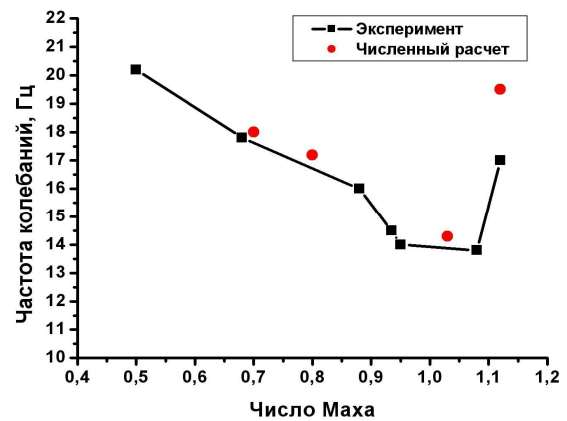


Рис. 3. Сравнение экспериментальных и расчетных частот

Для демонстрации динамического поведения крыла на рис. 4 представлен график перемещения крайней внешней точки крыла от времени.

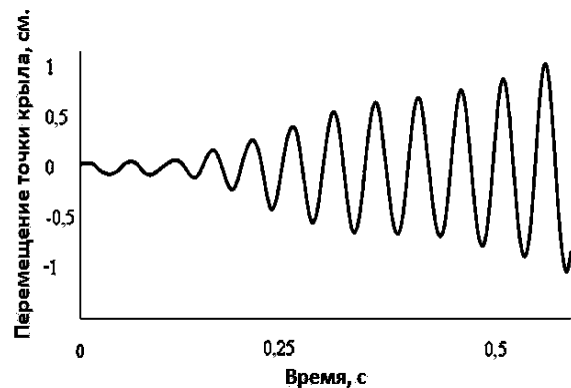


Рис. 4. Колебания крайней внешней точки крыла

Как видно, амплитуда колебаний возрастает со временем, что говорит об образовании флаттера.

2. Колебания рабочей лопатки газовой турбины

В рамках данной работы рассматривалось динамическое поведение рабочей лопатки в потоке газа при вынужденном воздействии, образующегося за счет нестационарности и неравномерности потока за сопловыми лопатками.

Расчетные исследования проводились для четвертой ступени газовой турбины включающей 44 лопатки в рабочем венце и 55 лопаток в сопловом венце. Учитывая, что в процессе работы турбины каждая лопатка находится в одинаковых аэродинамических условиях, для расчетов использовался

только один сектор периодичности для рабочего колеса и один сектор периодичности для сопловой части. Данное упрощение позволяет также снизить вычислительные ресурсы при проведении нестационарного анализа аэроупругости, сохранив при этом все физические особенности постановки задачи. На рис. 5 приведена геометрическая модель сектора для 4-й ступени турбины.



Рис. 5. Геометрическая модель сектора 4-й ступени турбины

На рис. 6 представлена расчетная область проточной части сектора ступени и поверхностная сетка на лопатках.

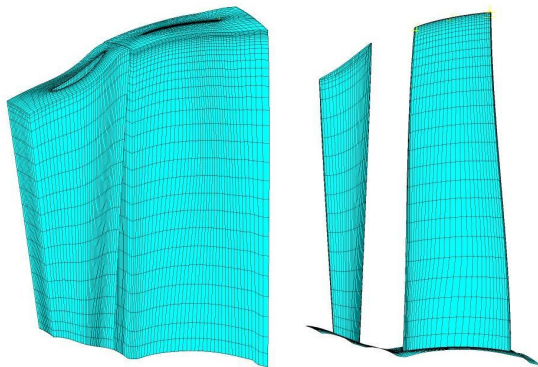


Рис. 6. Расчетная сетка для газодинамического расчета

Расчетная сетка состоит из двух частей, соответствующих сопловому и рабочему венцу турбины. Размерность расчетной сетки составляет 17820 ячеек для соплового венца турбины и 41708 ячеек для рабочего венца. Размерность полной сетки составляет 59528 ячеек. Вблизи поверхности лопатки строилась сетка O-типа со сгущением к поверхности лопатки.

Граничные условия для газодинамической части задавались следующим образом. На входе в направляющий венец турбины задавались профили

полного давления, полной температуры и углов входа, а также значения турбулентных характеристик, при этом компоненты скорости получались из решения. На выходе из рабочего венца турбины задавался профиль давления, а все остальные газодинамические переменные получались из решения. Для учета взаимодействия направляющего и рабочего венца турбины использовался интерфейс (General Grid Interface, Transient rotor-stator), на котором значения всех переменных брались с поправкой на вращение из смежной расчетной области.

В рамках настоящей работы в качестве рабочего газа используется воздух, удовлетворяющий уравнению состояния идеального газа. При моделировании рассматривался номинальный, а также увеличенный на 20 и 40% расход газа.

Для описания динамического поведения рабочей лопатки построена конечно-элементная модель рабочей лопатки (рис. 7).

Следует отметить, что конечно-элементная сетка строилась таким образом, чтобы, во-первых, иметь возможность воспроизводить все особенности напряженно-деформируемого поведения лопатки и, во-вторых, обеспечить максимальную точность при интерполяции давления из газодинамического расчета.

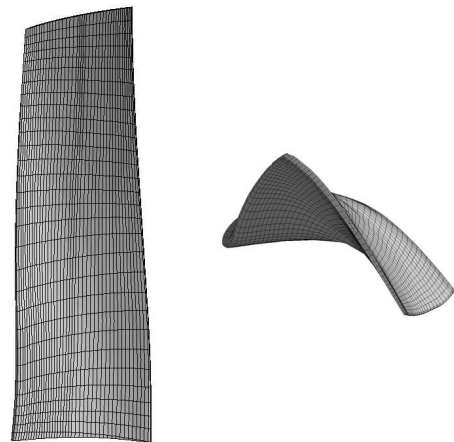


Рис. 7. Конечно-элементная модель лопатки рабочего колеса

Граничные условия для механической части имеют следующий вид.

На поверхности лопатки задавалось давление, полученное из газодинамического расчета и проинтерполированное на конечно-элементную сетку. На поверхности сопряжения лопатки и ступицы турбины поставлено условие отсутствия перемещений во всех направлениях.

Следует отметить, что для учета вращения на каждый элемент расчетной сетки была приложена инерционная нагрузка в виде центробежного ускорения.

В качестве результатов аэродинамического расчета были получены поля скоростей, давлений, температур.

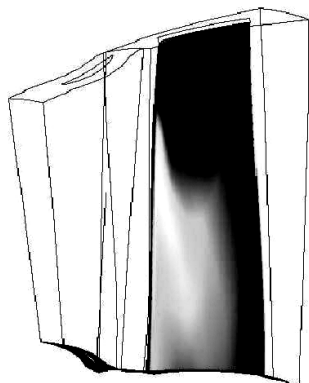


Рис. 8. Распределение давления по поверхности лопатки рабочего колеса

Распределение давления по поверхности рабочей лопатки представлено на рис. 8.

Для определения возможных форм и частот колебаний рабочей лопатки при флаттере был выполнен модальный анализ.

Как уже упоминалось, с целью упрощения задачи, рассматривалось только перо лопатки без полки и хвостовика. При определении форм колебаний перо предполагалось заземленным по поверхности сопряжения со ступицей, поверхность лопатки при этом считалась свободной.

Так как при работе лопатка находится в поле центробежных сил, то при определении частот учитывалось также преднапряженное состояние лопатки от вращения.

Таблица 2

Собственные частоты лопатки.

Мода	Частота, Гц
1	171,6
2	290,2
3	484,4
4	544,3

Для моделирования сопряженного анализа нестационарной аэроупругости использовался компьютер со следующими параметрами: Intel i7-975*4 с 12 Гб оперативной памяти. Время расчета одного оборота рабочего колеса в нестационарной постановке для выбранного одного сектора с учетом деформации лопаток составляет ~ 4 суток.

В качестве результатов моделирования графики относительных окружных перемещений во времени для нескольких характерных точек на внешней границе лопатки, как наиболее удаленных от места за-

крепления. Для оценки перемещения выбраны 3 точки: 2 на кромках и 1 в центре. Расположение выбранных контрольных точек представлены на рис. 9.

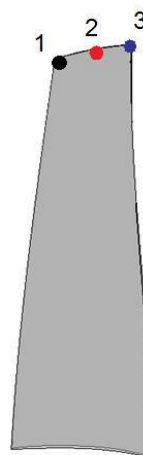


Рис. 9. Контрольные точки для оценки перемещений

Графики перемещений контрольных точек представлены на рис. 10.

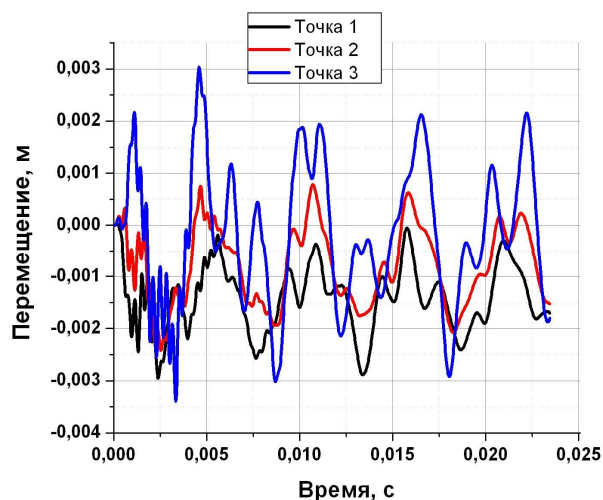


Рис. 10. Колебания лопатки при номинальном расходе

Как видно из графика, лопатка совершает квазипериодические колебания относительно некоторого деформированного состояния. При этом в колебаниях превалирует одна гармоника с максимальной амплитудой. Остальные гармоники дают меньший вклад в колебания. Максимальная амплитуда наблюдается в точке 3. Размах колебаний в этой точке составляет ~ 5 мм. Частота основной гармоники составляет ~ 160 Гц. Следует особо отметить, что первая собственная частота лопатки составляет 171,6 Гц, а, следовательно, данные колебания являются опасными с точки зрения возможного возникновения флаттера и дальнейшего разрушения конструк-

ции. Из графика также видно, что колебания всех трех точек происходит синхронно, что говорит о преимущественно изгибных колебаниях лопатки.

Для оценки влияния расхода на динамическое поведение рабочих лопаток в рамках работы рассмотрено два дополнительных случая: увеличение расхода на 20 и 40%. В качестве расчетной модели выбрана модель, используемая в предыдущем анализе.

Увеличение расхода достигается за счет увеличения на 20% полного давления на входе в сопловую часть ступени. Остальные характеристики оставлены без изменений.

В качестве результатов расчетов оценивались колебания лопатки в выбранных ранее контрольных точках. Следует сказать, что увеличение расхода на 20% принципиального изменения в характере колебаний не дало, тогда как увеличение расхода на 40% привело к увеличению частоты вынужденных колебаний и переходу от преимущественно изгибной к крутильной форме колебаний.

График перемещения в контрольных точках для выбранного расхода приведен на рис. 11.

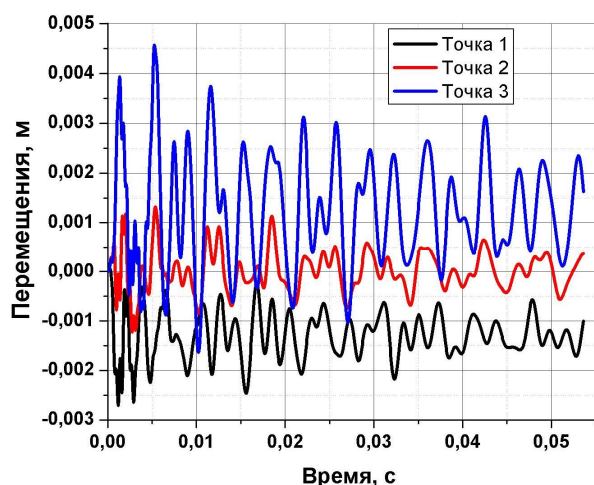


Рис. 11. Колебания лопатки для расхода, увеличенного на 40%

Частота вынужденных колебаний в данном случае составляет ~ 303 Гц.

Заключение

Проведенные расчеты показали, что за счет действующих на лопатку периодически меняющихся

возбуждений от потока она совершает колебания с превалирующей гармоникой по частоте близкой к первой собственной. Этот факт требует более детального проектирования рабочих лопаток и принятия мер по проведению антифлаттерных модификаций.

С целью анализа причины и исследования влияния рабочих характеристик ступени на возможность возникновения автоколебаний проведена серия расчетов для увеличенного расхода газа. Рассмотрены расходы на 20% и 40% превышающие номинальный режим.

Расчеты показали, что превышение на 20% существенно не изменило картину колебаний. Устойчивого автоколебательного режима получено не было.

Увеличение расхода на 40% привело к увеличению частоты колебаний основной гармоники. Основной частотой колебаний в данном случае оказалась частота близкая ко второй собственной частоте. При этом форма основных колебаний из изгибной перешла в крутильную. Картина колебаний в рамках рассмотренного расчетного времени 0.05 с. показала, что колебания имеют тенденцию выхода на установившийся режим колебаний. Анализ влияния нестационарного внешнего воздействия со стороны сопловых лопаток показал, что в данном режиме превалирующим является автоколебательный процесс. Влияние неравномерности потока оказалось несущественным. Данный факт может говорить о том, что с увеличением расхода существует высокая вероятность возникновения автоколебаний лопаток и образования флаттера.

Литература

1. Barth T.J. *The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes* / T.J. Barth, D.C. Jespersen // [Journal]. - [s.l.] : AIAA Paper, 1989. - 89-0366.
2. Rhie C.M. *A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation* / C.M. Rhie, W.L. Chow // [Journal]. - [s.l.] : AIAA Paper, 1982. - 82-0998.
3. Вольмир А.С. *Оболочки в потоке жидкости и газа* / А.С. Вольмир. - М.: Наука, 1979. - 230 с.
4. Beaubien R.J. *Time and frequency domain flutter solutions for the AGARD 443.6 wing* / R.J. Beaubien, F. Nitzsche, D. Feszty.

Поступила в редакцию 10.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет имени Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

**ЧИСЕЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ РОБОЧОЇ ЛОПАТКИ
ОСТАННЬОЇ СТУПЕНІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ГАЗОВОЇ ТУРБІНИ
ПРИ ДІЇ НЕСТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ПОТОКУ**

*О.І. Боровков, В.С. Модестов, І.Б. Войнов, М.С. Грицкевич
М.О. Сімін, В.В. Кривоносова, В.В. Завгородній*

Розглядається чисельне моделювання та результати дослідження аеропружних коливань лопаток робочого колеса четвертої ступені газової турбіни з метою визначення можливості виникнення їх флатеру. Наведено результати моделювання тестових задач, що підтверджують правомірність і коректність обраного підходу та засобу моделювання. Як засіб для розрахунків використовувалися передові технології чисельного аналізу, які реалізовані в пакетах чисельного моделювання ANSYS / Mechanical і ANSYS / CFX. Досліджено вплив витрат газу на характер динамічної поведінки лопатки.

Ключові слова: аеродинаміка, аеропружність, коливання, флатер, турбіна, робоче колесо, чисельне моделювання.

**NUMERICAL ANALYSIS OF THE VIBRATIONAL STATE OF THE ROTOR BLADE
FOR LAST STAGE OF THE ENERGY GAS TURBINE
UNDER ACTION OF UNSTEADY GAS FLOW**

*A.I. Borovkov, V.S. Modestov, I.B. Voinov, M.S. Gritskевич
N.O. Simin, V.V. Krivonosova, V.V. Zavgorodniy*

At this paper the numerical simulation and investigation of rotor blades aeroelastic vibrations for the fourth stage of gas turbine in order to identify the possibility of fluid-induced vibrations and flutter were considered. The results of simulation for the test problems of aeroelasticity, confirming the validity and correctness of the selected approach and simulation tool are presented. For calculations of problems the cutting-edge technologies of numerical analysis, implemented into numerical simulation packages ANSYS / Mechanical and ANSYS / CFX, were used. The research of the gas flow rate effect on the dynamic behavior of the blade was carried out.

Key words: aerodynamics, aeroelasticity, vibrations, flutter, turbine, rotor wheel, numerical simulation.

Боровков Алексей Иванович – канд. техн. наук, профессор кафедры механики и процессов управления, зав. лабораторией «Вычислительная механика», проректор по перспективным проектам Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: Borovkov@CompMechLab.com, <http://www.fea.ru>

Модестов Виктор Сергеевич – вед. инженер лаборатории «Вычислительная механика» кафедры механики и процессов управления Санкт-Петербургского политехнического университета, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: modestov@CompMechLab.com, <http://www.fea.ru>

Войнов Игорь Борисович – вед. инженер лаборатории «Вычислительная механика» кафедры механики и процессов управления Санкт-Петербургского политехнического университета, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: voinov@CompMechLab.com, <http://www.fea.ru>

Грицкевич Михаил Сергеевич – инженер лаборатории «Вычислительная механика» кафедры механики и процессов управления Санкт-Петербургского политехнического университета, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: voinov@CompMechLab.com, <http://www.fea.ru>

Симин Николай Олегович – канд. техн. наук, зам. главного конструктора газовых турбин по расчетно-экспериментальным работам, ОАО «Силловые машины» ЛМЗ, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: Simin_NO@lmz.power-m.ru.

Кривоносова Виктория Владимировна – начальник группы СКБ ГТ и ПГУ, ОАО «Силловые машины» ЛМЗ, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: Krivonosova_VV@lmz.power-m.ru.

Завгородний Валерий Владиславович – начальник группы СКБ ГТ и ПГУ, ОАО «Силловые машины» ЛМЗ, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: Zavgorodniy_VV@lmz.power-m.ru.