

Резонансные колебания лопаток компрессора, вызванные крупномасштабными неравномерностями входного потока

Абдухакимов Ф.А.¹, Веденеев В.В.¹, Воронин О.Ю.², Глуховский А.М.¹, Ерохин М.А.², Колотников М.Е.¹, Макаров П.В.³, Филиппенко В.А.¹, Чепига С.А.²

¹ Научно-исследовательский институт механики МГУ имени М.В. Ломоносова, г. Москва

² Производственный комплекс «Салют» АО «Объединенная двигателестроительная корпорация», г. Москва

³ Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

e-mail: afa_mech@mail.ru

В настоящей работе изучаются особенности изменения крупномасштабных неравномерностей потока (их характерные размеры значительно превышают характерный размер межлопаточных каналов) от одной ступени компрессора к другой, разрабатываются упрощенные методы расчета таких неоднородностей на средних и последних ступенях компрессора, исследуется отклик лопаток на периодическое прохождение этих неравномерностей. На основе численного анализа характерного режима работы компрессора показано, что каждая ступень действует как линейное преобразование поля течения. Также показано, что пограничные слои вблизи стенок не влияют на результаты расчета из-за своих малых масштабов, следовательно, для расчета изменения крупномасштабных неравномерностей потока могут быть использованы упрощенные аэродинамические сетки. С учетом описанных выше особенностей рассчитана амплитуда резонансных колебаний лопатки, обусловленных входной неравномерностью потока. Полученная амплитуда подтверждена при экспериментальном исследовании компрессора, где наблюдались резонансные колебания с гармоникой второго порядка.

Ключевые слова: резонанс, гармоника низшего порядка, крупномасштабная неравномерность, компрессор, лопатка

Resonant vibrations of compressor blades caused by large-scale inlet flow distortions

Abdukhakimov F.A.¹, Vedeneev V.V.¹, Voronin O.Yu.², Glukhovskiy A.M.¹, Erokhin M.A.², Kolotnikov M.E.¹, Makarov P.V.³, Filippenko V.A.¹, Chepiga S.A.²

¹ Lomonosov Moscow State University, Institute of Mechanics, Moscow

² Production complex "Salyut" JSC "UEC", Moscow

³ CIAM, Moscow

The paper examines the transformations of large-scale flow distortions (i.e., those with a spatial scale significantly larger than the typical inter-blade channel size) from one compressor stage to the next, describes development of simplified methods for calculating these distortions at the mid- and last stages of the compressor and analyzes the blade vibration response to the periodic occurrence of these distortions. Using numerical analysis of a typical compressor operating mode, we show that each bladed wheel acts as a linear transformation to the flowfield. Moreover, it is shown that boundary layers near the walls do not affect calculation results due to their small scales; thus, simplified aerodynamic meshes can be used to calculate transformations in large-scale flow distortions. The amplitude of the resonant blade vibrations induced by the inlet flow distortions is calculated, taking into account above-mentioned features. Obtained vibration amplitude is validated in experimental study of the compressor, where resonance with second engine order harmonics was observed.

Keywords: resonance, low-engine-order harmonics, large-scale distortion, compressor, blade

Введение

Обеспечение динамической прочности лопаток компрессора – одна из наиболее сложных задач, стоящих перед разработчиками газотурбинных двигателей (ГТД). Как показывает опыт эксплуатации ГТД, большинство отказов, связанных с проблемами прочности, вызваны усталостными дефектами [1]. Причиной разрушения лопаток является снижение предела выносливости или повышение амплитуды вибронпряжений. Уровень вибронпряжений, как правило, повышается вследствие возникновения флаттера, вращающегося срыва или резонансных колебаний лопаток [2–10], а также других причин. Наиболее часто резонансные колебания лопаток возбуждаются под действием одного из двух механизмов. В первом случае переменная сила, действующая на лопатки ротора, возникает при проходе через аэродинамические неоднородности, вызванные обтеканием впереди или сзади стоящих статорных лопаток. Частота возбуждения в этом случае имеет кратность (n) частоте вращения ротора, равную числу вблизи стоящих статорных лопаток. Второй механизм связан с крупномасштабной окружной неравномерностью потока (ее характерные размеры значительно превышают характерный размер межлопаточных каналов) и соответствует низким кратностям частоте вращения, обычно в диапазоне $n = 1 \dots 6$. Настоящая работа посвящена рассмотрению второго механизма возбуждения резонансных колебаний и расчетному прогнозированию амплитуды действующих вибронпряжений.

Перед рабочими лопатками параметры потока (скорость, давление, температура) распределяются неравномерно по окружности и по радиусу колеса. Окружная неравномерность потока в компрессоре вызвана неосесимметричностью входных и выходных устройств, влиянием стоек и неподвижных лопаток, косым течением воздуха на входе в двигатель при сильном боковом ветре, больших углах атаки, в том числе при маневрировании самолета или выполнении фигур высшего пилотажа. В турбине окружная неравномерность потока может быть вызвана неосесимметричностью процесса горения в камере сгорания или влиянием стоек. Радиальная неравномерность обусловлена закруткой потока по размаху пера лопатки, концевыми потерями и другими причинами [11].

Движение вращающейся лопатки через неподвижную в пространстве окружную неравномерность потока вызывает появление нестационарных аэродинамических сил, возбуждающих колебание лопаток, и, следовательно, приводит к увеличению динамических напряжений. Резонансным колебаниям, возбуждаемым окружной неравномерностью, посвящено большое количество экспериментальных исследований. Так, в книге [12] описаны

в основном экспериментальные методы определения и исследования аэродинамических сил, возбуждающих и демпфирующих колебания лопаток турбомашин. При численном определении возбуждающих сил для плоских решеток и малоизогнутых лопаток были применены полуэмпирические методы, позволившие выявить основные закономерности и критериальные зависимости.

Вплоть до настоящего времени в практике проектирования и доводки авиационных ГТД для определения вибрационных напряжений в рабочих лопатках широко используется экспериментальный метод тензометрирования с применением телеметрических или токосъемных устройств. Метод обладает низкой надежностью, обусловленной быстрым выходом из строя этих устройств, работающих в условиях высоких центробежных, газодинамических и тепловых нагрузок, а также характеризуется высокой трудоемкостью и стоимостью подготовки и проведения испытаний. Этим вызвана актуальность расчетного определения амплитуды резонансных вибронпряжений.

Проблеме расчетной оценки амплитуды резонансных колебаний лопаток компрессора или турбины, вызванных неосесимметричной крупномасштабной неравномерностью потока, и оценки влияния расстройки собственных частот лопаток, посвящен ряд исследований. В статье [13] численно исследовали резонанс лопатки турбины, вызванный гармониками низшего порядка, обусловленными несколькими возможными причинами: засорением горелочного устройства камеры сгорания (приводящим к неравномерности поля температуры и других параметров течения), варьированием ширины критического сечения межлопаточного канала статора, варьированием угла выхода потока, неравномерностью охлаждающего потока. Рассмотрены различные комбинации этих механизмов возбуждения колебаний. Было отмечено, что разность фаз гармоник возмущений, связанная с отдельными механизмами, объясняет изменения амплитуды вынужденных колебаний при задании комбинаций рассмотренных факторов, что может быть причиной различия резонансной амплитуды у одинаковых двигателей.

В работе [14] исследовали результаты моделирования газодинамических процессов за турбинной статорной решеткой и за полной ступенью, имеющей входную окружную неравномерность потока. А именно рассматривали возбуждение колебаний гармоникой пятого порядка, обусловленной неравномерностью, созданной в экспериментах деформированной статорной решеткой. Результаты измерений поля давления за статором и за ротором сравнивали с вычислениями в вязкой и невязкой, линейной и нелинейной аэродинамических постановках, а также при моделировании одиночного канала или нескольких подряд стоящих каналов. Однако ни

один из вычислительных подходов не дал удовлетворительного соответствия моделируемым экспериментам.

Эффективный способ, позволяющий учесть расстройку собственных частот колебаний лопаток, был продемонстрирован в работе [15], где выведена аналитическая «асимптотическая модель расстройки» в предположении о малой величине расстройки собственных частот колебаний и демпфирования лопаток. Сравнение амплитудно-частотных характеристик для полной «расстроенной» модели и для асимптотической модели показало их количественную близость.

В статье [16] исследовали влияние расстройки частот колебаний рабочих лопаток компрессора на вынужденные колебания, вызванные окружной неравномерностью потока. Модель вентилятора двигателя самолета Iskra включала три расчетных случая расстройки частот собственных колебаний рабочих лопаток первой ступени и учитывала влияние обтекания воздушным потоком входных и выходных стоек статора. Для создания окружной неравномерности входную область частично закрывали (модель постороннего тела на входе). Расчет течения проводили без учета вязкости потока в коммерческом CFD-решателе. Были получены амплитудно-частотные характеристики различных лопаток в случае расстроенного ротора и ротора из идентичных друг другу (одинаковых) лопаток. Найденны амплитуды колебаний, однако сравнения с экспериментами не проводили.

В [17] изучали вопрос о влиянии расстройки собственных частот на резонансные колебания лопаток компрессора с гармониками низкого порядка кратности частоте вращения. При этом учитывали взаимодействие лопаток различных ступеней через общий упругий ротор. Основным результатом численного моделирования стало значительное повышение связанности колебаний лопаток различных ступеней при расстройке собственных частот колебаний лопаток. Соответствие данных результатов эксперименту в работе также не обсуждали.

Вынужденные колебания лопаток последней ступени паровой турбины были рассмотрены в [18]. Рассчитывали течение невязкого нетеплопроводного газа через входную область, полные венцы статора и ротора, выходное устройство. Рассматривали три постановки, моделирующие влияние выходной окружной неравномерности, вызванной несимметричным выходным устройством: течение в ступени с однородным распределением давления на выходе (без учета выходного устройства); течение в ступени с неоднородным окружным распределением давления, которое предварительно было рассчитано при стационарном течении через выходное устройство; полный нестационарный расчет ступени и выходного устройства. Во всех случаях получены различные результаты, причем в спектре отклика лопаток рабочего колеса доминируют собственные частоты коле-

баний лопаток, а не гармоники, кратные частоте вращения ротора. По-видимому, это говорит о том, что колебания имеют случайный характер. Помимо этого, формы колебаний отличаются от форм колебаний в вакууме: первая изгибная форма преобразуется в изгибно-крутильную, ее частота при этом падает. Вероятно, такое поведение обусловлено большими размерами рассматриваемой лопатки, при которых становится существенным двухстороннее аэроупругое взаимодействие. Выводом из работы является необходимость корректного учета выходного устройства при расчете лопаток турбины последних ступеней.

В работе [19] исследован резонанс, вызванный неравномерностью потока, обусловленной повреждением сопловой лопатки одноступенчатой турбины. Результаты нестационарного аэродинамического расчета полной модели ступени сравнивали со случаем отсутствия повреждения в статоре. Сопоставление с экспериментальными данными не проводили.

Основной трудностью численного определения амплитуды резонансных колебаний лопаток с гармониками низшего порядка кратности частоте вращения рабочего колеса ($n = 1 \dots 6$) является то, что для расчета поля течения и отклика конструкции необходимо использовать полную (360-градусную) аэродинамическую модель рабочих колес и направляющих лопаточных венцов, которая включает все ступени от входа до исследуемой ступени. Это чрезвычайно трудоемкая задача (месяцы суперкомпьютерных вычислений), и ее невозможно выполнять регулярно при проектировании ГТД.

Целью настоящей работы является разработка упрощенного (инженерного) метода прогнозирования амплитуд динамических напряжений в лопатках компрессоров различных ступеней, когда их резонансные колебания вызваны гармониками низшего порядка, обусловленными крупномасштабными неосесимметричными неоднородностями воздушного потока на входе в двигатель.

Метод расчета амплитуды резонансных колебаний

Определение амплитуды колебаний лопатки при резонансе проводится в частотной области с заданной периодической нагрузкой. Для расчета нагрузки, вызывающей резонанс, вводятся предположения о прохождении неоднородностей потока через ступени компрессора. Для обоснования этих предположений проводится исследование аэродинамических моделей компрессора в целом и его отдельных ступеней.

Для расчета амплитуды резонансных колебаний, вызванных действием рассчитанной переменной аэродинамической нагрузки, предполагается использовать

экспериментальные данные о конструкционном демпфировании, полученные на вибростенде, и расчетные данные об аэродинамическом демпфировании. Возможен также вариант оценки полного демпфирования при испытаниях двигателя.

Расчет нестационарного аэродинамического воздействия на лопатки. В настоящей работе исследуются резонансные колебания, обусловленные крупномасштабными неоднородностями потока на входе, с гармониками низшего порядка ($n = 1 \dots 6$). Поэтому представляется возможным использовать упрощенные гипотезы о прохождении неравномерностей через ступени компрессора.

Пусть на вход компрессора поступают неоднородные поля скорости, температуры и давления, которые можно разложить в ряд Фурье по окружной координате θ [11]:

$$f(r, z_0, \theta) = A_0 + \sum_{n=1}^N A_n(r, z_0) \cos(n\theta - \varphi_n(r, z_0)), \quad (1)$$

где f – параметры течения (скорость, давление, температура); r – радиальная координата; $z = z_0$ – входное сечение двигателя. Задача заключается в определении изменения низших коэффициентов Фурье $A_n(r, z_i)$ ($n \leq 6$) в сечении $z = z_i$, отстоящем от входа на несколько ступеней компрессора.

Для определения резонансных колебаний лопаток рабочего колеса фаза φ_n , при ее слабой зависимости от r , не важна (каждая лопатка проходит всевозможные угловые положения при вращении), поэтому интерес представляют только амплитуды $A_n(r, z_i)$. Введем передаточный коэффициент, описывающий изменение амплитуды гармоники n -го порядка относительно амплитуды на входе при прохождении i ступеней:

$$\xi_{i,0}(r) = \frac{A_n(r, z_i)}{A_n(r, z_0)}, \quad (2)$$

где координата z_i соответствует границе между i -й и $(i+1)$ -й ступенью (т.е. между направляющим аппаратом i -й ступени и рабочим колесом $(i+1)$ -й ступени).

Поскольку рассматриваются гармоники низшего порядка, то n значительно меньше числа лопаток статора и ротора каждой ступени. Следовательно, действие каждой ступени можно рассматривать как некоторое преобразование, действующее на гармонику. Естественно ожидать, что преобразование гармоник каждой ступенью происходит независимо от других ступеней. Также ввиду разделения масштабов неоднородностей потока естественно предположить, что это преобразование является линейным (пространственный масштаб неоднородности считается много большим размеров межлопаточных каналов).

Таким образом, можно выдвинуть следующие гипотезы:

1. Действие нескольких последовательных ступеней можно представить как последовательное независимое действие каждой ступени, а именно:

$$\xi_{i,0}(r) = \xi_{1,0}(r) \times \xi_{2,1}(r) \times \xi_{3,2}(r) \times \dots \times \xi_{i,j-1}(r);$$

$$\xi_{i,j-1} = \frac{A_n(r, z_i)}{A_n(r, z_{i-1})}. \quad (3)$$

Это означает, что каждое значение $\xi_{i,i-1}(r)$ может быть рассчитано на 1,5-ступенчатой модели (ротор + статор + ротор); после этого амплитуда каждой гармоники перед i -й ступенью вычисляется путем последовательного умножения коэффициентов $\xi_{i,i-1}(r)$ предыдущих ступеней и амплитуды на входе $A_n(r, z_0)$.

2. Действия ступени на гармоники разного порядка не влияют друг на друга и могут определяться независимо.

Если эта гипотеза подтвердится, то для определения коэффициентов $\xi_{i,i-1}(r)$ достаточно выполнить всего один расчет с комбинацией всех интересующих гармоник.

3. Для определения коэффициентов $\xi_{i,i-1}(r)$, соответствующих гармоникам низшего порядка, возможно существенное упрощение аэродинамической модели: разрежение сетки в ядре потока, разрежение сетки в пограничном слое или даже игнорирование пограничного слоя с заданием условия проскальзывания на стенках.

Если эта гипотеза подтвердится, то достаточно рассчитать коэффициенты $\xi_{i,i-1}(r)$ с использованием грубых моделей, обеспечивающих высокую скорость вычислений.

Проверка и подтверждение этих гипотез позволит эффективно рассчитывать изменение амплитуд гармоник низшего порядка при последовательном расчете ступеней компрессора по их упрощенным аэродинамическим моделям и определять амплитуду резонансных колебаний лопаток с временными затратами, приемлемыми для серийных расчетов при проектировании двигателя.

Экспериментальное определение коэффициентов демпфирования. Параметром, определяющим величину конструкционного демпфирования, является логарифмический декремент колебаний, полученный при колебаниях лопатки по каждой собственной форме, который отражает рассеивание энергии колебаний лопатки за счет внутреннего трения в материале и условий взаимодействия лопатки и диска в рабочем колесе компрессора.

Оценку параметров конструкционного демпфирования лопаток компрессора выполняли при проведении испытаний в лабораторных условиях на вибростенде (рис. 1). Близк устанавливали на вибростенд с зажатием по цапфе, соответствующим креплению рабочего колеса на валу (рис. 2). С целью контроля постоянства вынуждающей силы виброускорение стола вибростенда регистрировали с помощью виброакселерометра, закреп-

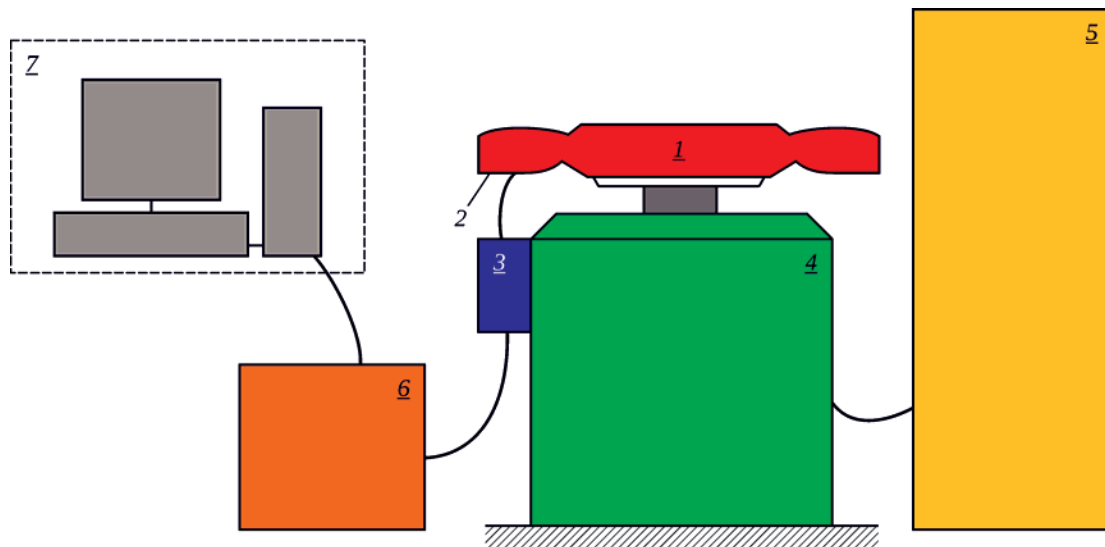


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

1 – блиск с исследуемой лопаткой; 2 – тензорезисторы; 3 – колодка соединительная;
4 – вибростенд; 5 – усилитель мощности; 6 – тензоусилитель; 7 – персональный компьютер

ленного на столе и подключенного к персональному компьютеру. Тензорезисторы подключали через колодку и тензоусилитель к компьютеру для регистрации и записи сигналов во время исследования распределения вибронпряжений. На усилитель мощности подавали напряжение с необходимой частотой, и происходило возбуждение лопатки. С целью облегчения возбуждения колебаний все лопатки, кроме одной – исследуемой, демпфировали путем наклейки ленты пластыря или резиновым жгутом.

В исследовании применяли два метода экспериментального определения логарифмического декремента колебаний: метод затухающих колебаний и метод амплитудно-частотной характеристики (рис. 3). Они подробно описаны в литературе [20–23] и получили широкое распространение на практике.

Кроме определения коэффициентов конструкционного демпфирования лопаток на вибростенде, возможно также использовать приближенную оценку коэффициен-



Рис. 2. Установленный на вибростенде блиск

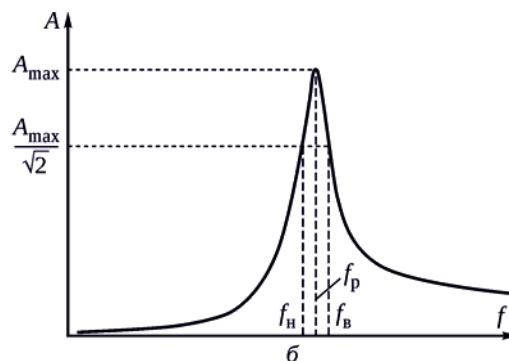
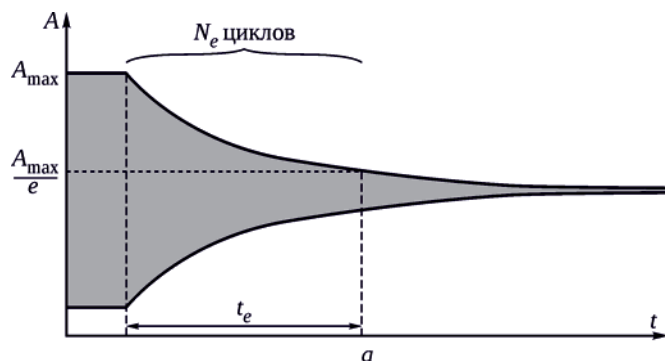


Рис. 3. Параметры для определения логарифмического декремента колебаний:
а – метод затухающих колебаний; б – метод амплитудно-частотной характеристики

тов демпфирования лопаток компрессора в процессе работы двигателя. Для этого на основе результатов тензометрирования строят зависимость амплитуды резонансных колебаний (A) от частоты возбуждения (f):

$$A = A(f(t)); \quad f(t) = n\Omega(t), \quad (4)$$

где n – порядок гармоники, по которой возбуждается резонанс; $\Omega(t)$ – частота вращения рабочего колеса. При этом изменение центробежной силы и, как следствие этого, изменение условий взаимодействия лопатки и диска не учитываются. Стоит отметить, что определенный таким образом параметр демпфирования включает как конструкционную, так и аэродинамическую составляющую.

Расчет аэродинамического демпфирования. Конструкционное демпфирование лопаток достоверно может быть определено лишь экспериментальными методами, тогда как аэродинамическое демпфирование лопаток в рабочих условиях, требующее использования уникальных стендов для экспериментального определения [11; 20; 24], может быть получено из численного эксперимента. На этапе проектирования, когда полное демпфирование из результатов тензометрирования неизвестно, расчетное определение аэродинамического демпфирования и выбор конструкционного демпфирования из базы испытаний аналогичных лопаток являются единственным адекватным способом оценки полного демпфирования лопатки.

Аэродинамическое демпфирование определяется на основе метода прогнозирования флаттера [5; 8], применимого в случае, когда влияние потока воздуха на собственные колебания лопаток незначительно, а течение в межлопаточном канале безотрывно. Метод заключается в проведении нестационарного расчета лопаток рабочего колеса с заданием амплитуды колебаний по собственной форме в вакууме и вычислении работы (W), совершенной нестационарным давлением над колеблющейся лопаткой за один период колебаний:

$$W = \int_{t_0}^{t_0+T_k} \int_S p(x, y, z, t) \mathbf{n}_l(x, y, z, t) \mathbf{v}_l(x, y, z, t) ds dt, \quad (5)$$

где T_k – период колебаний лопатки; S – поверхность лопатки; p – возмущение давления; \mathbf{n}_l – нормаль к поверхности лопатки; \mathbf{v}_l – скорость точек лопатки; t_0 – начальный момент времени; x, y, z – пространственные координаты. Расчеты проводятся для волны деформаций, бегущей против вращения колеса, характерной для резонансных колебаний, по форме колебаний лопатки с числом узловых диаметров равным порядку гармоники, вызывающей резонанс. Для задания бегущей назад волны деформаций для соседних с центральной лопаткой профилей учитываются соответственно запаздывания

и опережения по времени изменения амплитуд колебаний применительно к характерному для данного числа узловых диаметров сдвигу фаз [10]. Полученное значение работы используется для вычисления логарифмического декремента аэродинамического демпфирования ($\lambda_{\text{аэро}}$):

$$\lambda_{\text{аэро}} = \frac{-W}{\rho_l \omega_l^2 \int_V \phi_l^2(x, y, z) dV}, \quad (6)$$

где ρ_l – плотность материала лопатки; ω_l – собственная круговая частота колебаний лопатки; ϕ_l – распределение амплитуды перемещений по собственной форме колебаний лопатки; V – объем лопатки.

Расчет возбуждения колебаний лопатки при переменном аэродинамическом воздействии. При определении амплитуды вынужденных колебаний лопатки как упругого тела общепринятым является решение задачи в частотной области. Это предполагает, что лопатка статически деформирована под действием стационарной составляющей внешней силы (в рассматриваемых расчетах – под действием центробежной силы) и поля температуры и на нее дополнительно действует заданное нестационарное внешнее давление, полученное в результате аэродинамического расчета неустановившегося течения. Это периодическое воздействие приводит к возбуждению вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса, которые могут иметь большую амплитуду в случае резонанса. Определяющими в амплитуде резонансных колебаний с гармоникой n -го порядка являются соответствующие \sin - и \cos -гармоники разложения статического давления, задающего переменное силовое воздействие воздушного потока на лопатку, в ряд Фурье по времени (t):

$$P^{\cos}(x, y, z) = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} p(x, y, z, t) \cos(2\pi n t / T) dt;$$

$$P^{\sin}(x, y, z) = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} p(x, y, z, t) \sin(2\pi n t / T) dt, \quad (7)$$

где $T = 1/\Omega$; Ω – физическая частота вращения рабочего колеса.

Амплитуда резонансных колебаний лопатки компрессора определяется численно – методом конечных элементов. На первом шаге проводится расчет статического напряженно-деформированного состояния, вызванного действием центробежной силы, давления набегающего потока на поверхность лопатки (при необходимости его учета) и температуры, являющихся результатами аэродинамического и теплового расчетов. При этом учитываются конечные деформации (геометрическая нелинейность). На втором шаге рассматривается гармонический отклик на заданное периодическое воздействие

в виде распределения статического давления по лопатке, которое приводит к возбуждению колебаний лопатки. Данный расчет проводится в рамках линейной теории упругости. После дискретизации объема лопатки методом конечных элементов задача определения гармонического отклика описывается следующей системой уравнений движения [25]:

$$M\ddot{\mathbf{u}} + B\dot{\mathbf{u}} + K\mathbf{u} = \mathbf{P},$$

где M и K – конструкционные матрицы (касательных) масс и жесткости, соответствующие напряженно-деформированному состоянию лопатки, рассчитанному на первом шаге; B – матрица полного демпфирования; $\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \ddot{\mathbf{u}}$ – векторы перемещений, скоростей и ускорений; \mathbf{P} – вектор нагрузки. При рассмотрении гармонического движения задача сводится к определению амплитуды перемещения лопатки:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}(t) &= \hat{\mathbf{u}}(\omega)e^{i\omega t}; \quad \mathbf{P}(t) = \hat{\mathbf{P}}(\omega)e^{i\omega t}; \\ (-\omega^2 M + i\omega B + K)\hat{\mathbf{u}} &= \hat{\mathbf{P}}(\omega). \end{aligned} \quad (8)$$

В вещественном представлении динамическая нагрузка на лопатку, определенная в результате аэродинамического расчета (7), имеет вид

$$\operatorname{Re}(\hat{\mathbf{P}}e^{i\omega t}) = \mathbf{P}^{\cos} \cos(\omega t) + \mathbf{P}^{\sin} \sin(\omega t), \quad (9)$$

следовательно, комплексная форма вектора нагрузки в (8) принимает вид

$$\hat{\mathbf{P}}(x, y, z) = \mathbf{P}^{\cos}(x, y, z) - i\mathbf{P}^{\sin}(x, y, z). \quad (10)$$

При этом распределение нагрузки по поверхности лопатки должно быть предварительно интерполировано с аэродинамической сетки на сетку упругой модели. Задача гармонического отклика решается для интервала частот с границами $\omega = \omega_n \pm \Delta\omega$, где ω_n – собственная частота колебаний лопатки, для определения максимума амплитудно-частотной характеристики.

Как можно видеть, алгоритм расчета амплитуды резонансных колебаний в целом стандартный. Принципиальной новизной данной работы является дальнейшая проверка приведенных в начале параграфа гипотез о преобразовании ступенями компрессора входной окружной неравномерности, которые в случае подтверждения позволят значительно ускорить расчет нестационарного поля давления, возбуждающего резонанс.

Исследуемая модель

В работе рассматривался компрессор низкого давления, состоящий из двухпорного ротора с тремя рабочими колесами типа «блиск» и направляющими аппаратами (рис. 4). Применительно к данному компрессору ранее были проведены испытания для определения характеристик интерцепторов, имитирующих условия эксплуа-

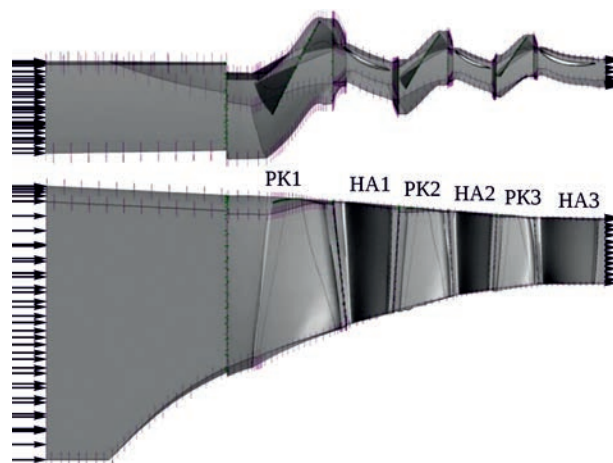


Рис. 4. Модель компрессора

тации двигателя в полете и в стартовых условиях. Газодинамические параметры потока воздуха на входе в воздухозаборник – окружную ($\Delta\sigma_o$) и радиальную ($\Delta\sigma_p$) неравномерность, а также пульсации потока (ε) – измеряли устройством с шестью гребенками полного давления и шестью датчиками пульсаций. Интерцепторы устанавливали во входном трубопроводе стенда таким образом, чтобы ось интерцептора совпадала с осью трубопровода и осью гребенки полного давления. Полученные характеристики интерцепторов удовлетворительно совпали с данными, полученными при измерениях в составе самолета в стартовых и полетных условиях. После этого вибронпряженность рабочих лопаток компрессора исследовали в составе двигателя в стендовых условиях. Испытания проводили как с гладким входом, так и с интерцепторами, имитирующими входную неравномерность потока воздуха в стартовых и полетных условиях. В процессе испытаний был зафиксирован резонанс рабочих лопаток первой ступени с гармоникой второго порядка, вызванной входной окружной неравномерностью, для полетных условий на режиме работы компрессора с частотой вращения $n_\phi = 75,3\%$. Данный режим используется ниже для валидации результатов расчета.

С целью проверки гипотезы 1 (см. предыдущий параграф), было исследовано несколько расчетных моделей (табл. 1, рис. 5), в трех из которых – С1, С2, С3 – часть колес была представлена полными (360°) лопаточными венцами, а остальные – одним межлопаточным каналом, на боковых поверхностях которого задавали условие циклической симметрии. Эти модели использовали для расчета функций $\xi_{i,i-1}(r)$ применительно к каждой ступени отдельно в соответствии с первой гипотезой. Кроме того, в качестве эталона была использована полная модель (П) компрессора, состоящая из 360° -градусных моделей всех венцов статора и ротора.

Для изучения влияния качества аэродинамической сетки (гипотеза 3) применительно к каждой модели

Табл. 1. Состав аэродинамических моделей

Модель	C1	C2	C3	П
Полный лопаточный венец	Входная область, РК1, НА1, РК2	РК2, НА2, РК3	РК3, НА3	Все венцы
Один межлопаточный канал	НА2, РК3, НА3	НА3	Нет	Нет

Примечание. РК – рабочее колесо, НА – направляющий аппарат.



Рис. 5. Аэродинамические модели:
 а – модель C1; б – модель C2; в – модель C3; г – полная модель (П) компрессора

Табл. 2. Структура расчетной сетки межлопаточного канала рабочего колеса первой ступени

Сетка	Пограничный слой	Показатель роста ячеек в пограничном слое	Количество слоев в ядре потока (по радиусу × по окружности × по оси)	Количество ячеек
1	+	1,22	35 × 23 × 69	344 850
2	+	2	15 × 17 × 51	53 500
3	–	–	25 × 17 × 51	27 430
4	–	–	35 × 23 × 67	74 000

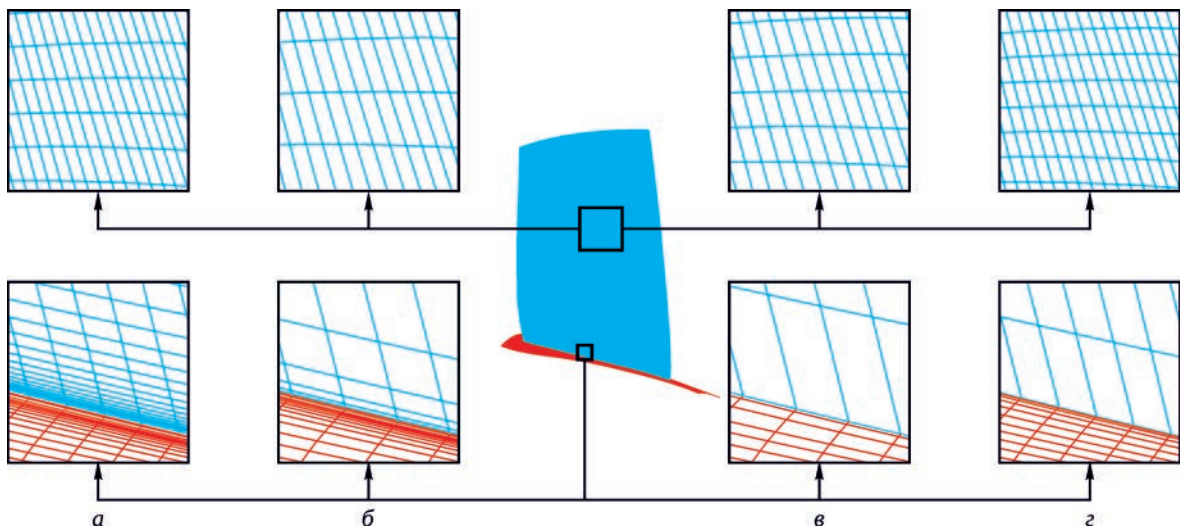


Рис. 6. Расчетная сетка межлопаточного канала рабочего колеса первой ступени (распределение узлов в ядре потока и вблизи твердых стенок):
 а – сетка 1; б – сетка 2; в – сетка 3; г – сетка 4

Табл. 3. Количество контрольных объемов в моделях с разным разрешением расчетной сетки (в миллионах)

Сетка	C1	C2	C3	П
1	30,9	32,6	22,1	65,0
2	5,0	7,1	4,7	12,2
3	2,2	2,5	1,8	4,8
4	7,0	7,8	5,8	15,4

были рассмотрены четыре варианта структурированной гексаэдральной сетки:

1) мелкая сетка с разрешенными пограничными слоями вблизи стенок, включая модель радиального зазора между корпусом и лопаткой;

2) очень крупная (грубая) сетка в ядрах межлопаточных каналов с разрешенными пограничными слоями, включая модель радиального зазора;

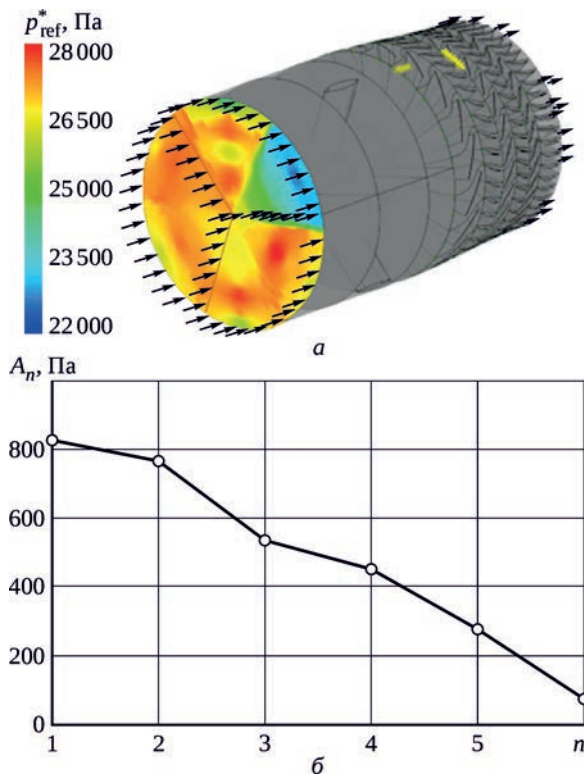


Рис. 7. Параметры течения:

а – распределение отнесенного к 1 атм полного давления на входе в компрессор; б – осредненная по радиусу амплитуда первых шести гармоник полного давления $A_n(z_0)$ перед первой ступенью

3) крупная сетка в ядре потока межлопаточных каналов без разрешения пограничного слоя и без радиального зазора между корпусом и лопаткой;

4) мелкая сетка в ядре потока межлопаточных каналов без разрешения пограничного слоя и без радиального зазора между корпусом и лопаткой.

Более подробно структура сеток показана в табл. 2 и на рис. 6 на примере рабочего колеса первой ступени. Полные размеры сеток приведены в табл. 3.

Параметры течения на входе в компрессор задавали так, чтобы неравномерность в распределении полного давления соответствовала экспериментальным данным (рис. 7): входное поле полного давления было получено экстраполяцией показаний датчиков полного давления, установленных за интерцептором, на резонансном ре-

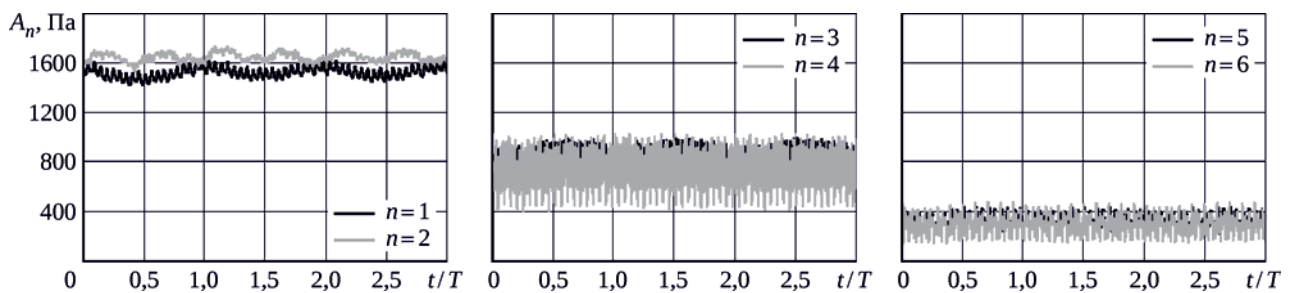


Рис. 8. Зависимость от времени амплитуды гармоник полного давления перед первой ступенью (T – период вращения ротора)

жиге. Остальные входные газодинамические параметры считаются однородными. Нестационарные расчеты были выполнены методом контрольных объемов [26] посредством коммерческого CFD-решателя с использованием ряда собственных программ для задания граничных условий и последующей обработки результатов (включая преобразование из физического пространства в пространство Фурье и обратно). Решались уравнения Навье – Стокса для сжимаемого совершенного газа (воздуха), осредненные по Рейнольдсу, замыкаемые моделью турбулентности SST. На входе в расчетную область задавали распределение полного давления и температуры и стандартные для входа характеристики турбулентности, на выходе – среднее статическое давление, на поверхностях твердых тел ставили условие прилипания с использованием стандартных пристенных функций (для моделей с разрешенным пограничным слоем) или условие проскальзывания (для моделей без разрешения пограничного слоя). При переходе от стационарных к вращающимся доменам ставили условие равенства скалярных величин потоков.

Результаты

Проверка гипотез. Чтобы вычислить амплитуду каждой гармоники $A_n(r, z_i)$ при фиксировании положения рабочего колеса, на каждом шаге по времени выполнялось преобразование Фурье по окружной координате. Сначала было проверено, что амплитуда и фаза гармоник незначительно зависят от углового положения рабочего колеса (рис. 8).

Высокочастотные отклонения амплитуд соответствуют частоте следования лопаток. При исследовании крупномасштабных неоднородностей этими отклонениями можно пренебречь, так как они не влияют на рассматриваемые в настоящей работе низкочастотные резонансы. Как видно из рис. 8, после отфильтровки высокочастотных пульсаций амплитуды гармоник близки к постоянным значениям. Далее для ускорения вычислений $A_n(r, z_i)$ осредняли по периоду вращения рабочего колеса и считали константами.

Для вычисления коэффициентов $\xi_{i,i-1}(r)$ сначала использовали модель С1, для которой задавали распре-

деление параметров потока на входе (см. рис. 7). После расчета этой модели вычисляли амплитуды гармоник на выходе первой ступени, которые использовали для задания входных граничных условий в модели С2. Затем модель С2 использовали для получения амплитуд гармоник на выходе второй ступени. Аналогичным образом проводили расчет модели С3. Модель полного компрессора использовали для расчета эталонного суммарного изменения амплитуды гармоники – $\xi_{3,0}(r)$, а также изменения амплитуд гармоник на каждой ступени.

Основная серия расчетов, обсуждаемая ниже, была выполнена с использованием сетки 3. Результаты исследования влияния разрешения аэродинамической сетки приведены в следующем подпараграфе.

На рис. 9 показаны функции $\xi_{i,i-1}(r)$, осредненные по радиусу (для удобства анализа), которые отражают передачу ступенями компрессора неравномерности в распределении полного давления. Видно, что модели С1, С2 и С3 дают значения близкие к значениям, полученным с помощью эталонной модели полного компрессора. Эти результаты подтверждают гипотезу 1.

С целью проверки линейности действия каждой ступени на амплитуды гармоник было проведено исследование с различными параметрами входной неоднородности (рис. 10). Первый расчетный случай представляет собой первоначально измеренную неравномерность

потока на входе ($A_n \times 1$). Во втором случае рассматривали возмущение, в три раза превышающее исходное ($A_n \times 3$). Третий случай соответствует входному возмущению с утроенной амплитудой A_1 , остальные амплитуды были заданы без изменений ($A_1 \times 3$, остальные $A_n \times 1$). Наконец, был рассмотрен случай с увеличенной в три раза амплитудой A_1 и нулевыми остальными амплитудами ($A_1 \times 3$), а также случай с исходной амплитудой A_2 и нулевыми другими амплитудами ($A_2 \times 1$). Результаты, представленные на рис. 10, показывают хорошее согласование между рассмотренными случаями, за исключением несколько большего отклонения на первой ступени для гармоники второго порядка.

Стоит отметить, что при исследовании колебаний лопаток мы стремимся предсказать только порядок амплитуды динамических напряжений, а не ее точное значение. Это связано с существенным влиянием конструкционного демпфирования лопаток на результат расчета амплитуды колебаний. Для проектируемых лопаток конструкционное демпфирование обычно заранее неизвестно и должно устанавливаться на основе коэффициентов демпфирования, определенных по результатам измерений для аналогичных типов лопаток. Дополнительными факторами неопределенности являются технологические допуски, которые приводят к расстройке частот колебаний рабочих лопаток и варьированию из-

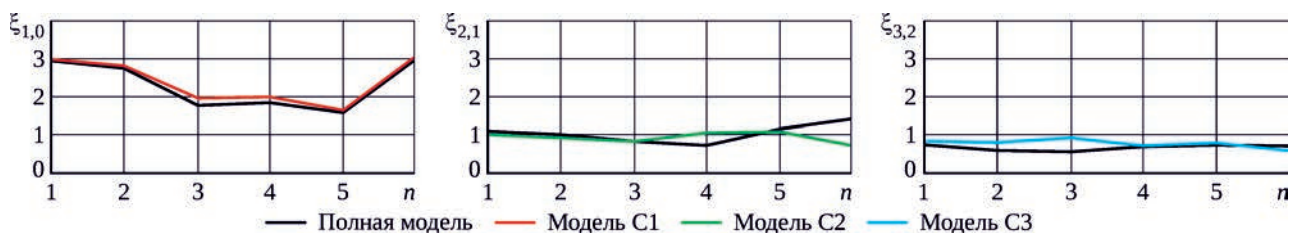


Рис. 9. Зависимость от n коэффициентов $\xi_{1,0}$, $\xi_{2,1}$ и $\xi_{3,2}$, осредненных по радиусу

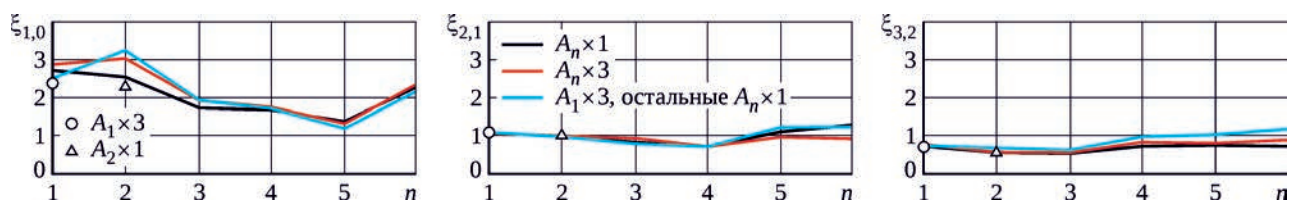


Рис. 10. Зависимость от n коэффициентов $\xi_{1,0}$, $\xi_{2,1}$ и $\xi_{3,2}$, осредненных по радиусу, вычисленных для разных комбинаций гармоник, обусловленных входной неравномерностью

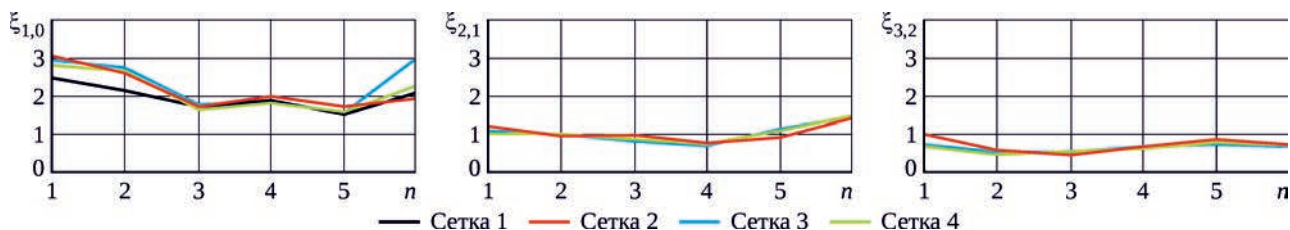


Рис. 11. Зависимость от n коэффициентов $\xi_{1,0}$, $\xi_{2,1}$ и $\xi_{3,2}$, осредненных по радиусу, вычисленных для разных аэродинамических сеток

меренных резонансных амплитуд у разных экземпляров компрессора. Эти особенности не позволяют количественно точно рассчитать резонансную амплитуду, поэтому мы стремимся рассчитать лишь порядок ее величины, что обычно достаточно для разработчиков двигателей. Именно поэтому согласование рассчитанных передаточных коэффициентов $\xi_{i,i-1}$, полученных для различных параметров входного возмущения на рис. 10, удовлетворительно для инженерных расчетов. Таким образом, гипотеза 2 также подтверждается.

Отметим, что из рис. 10 следует, что действие ступени на неоднородность может быть как ослабляющим ($\xi_{i,i-1} < 1$), так и усиливающим ($\xi_{i,i-1} > 1$). В результате можно ожидать, что при удалении от входного тракта, где возникла окружная неоднородность, ее интенсивность может в некоторых случаях усиливаться.

Влияние качества аэродинамической сетки. Рассмотрим теперь влияние пространственного разрешения сетки на передаточные коэффициенты. Результаты, показанные на рис. 11, получены для модели С1 с сеткой 1 и модели полного компрессора с сетками 2, 3 и 4. Они демонстрируют удовлетворительное согласование, хотя некоторое различие между результатами на разных сетках имеется. Следовательно, некоторое укрупнение в ядре потока возможно, но допустимая для инженерных расчетов степень этого укрупнения должна быть обоснована при исследовании сходимости по сетке.

Влияние же пограничного слоя и радиального зазора на крупномасштабные структуры течения оказывается незначительным. В частности, результаты для сеток 1 и 4 для большей части моделей и кратностей частоте вращения различаются слабо. Эти аэродинамические сетки отличаются только наличием/отсутствием разрешения пограничного слоя и радиального зазора между корпусом и лопаткой, тогда как ядро потока межлопаточного канала имеет одинаковое пространственное разрешение. Таким образом, использование сеточной модели без пограничного слоя и радиального зазора

с заданием граничного условия проскальзывания на стенках существенно уменьшает размер модели и время расчета, не снижая качество расчета передаточных коэффициентов.

Наиболее подходящей для исследования оказалась сетка 3: она не имеет пограничного слоя и радиального зазора и имеет более низкое разрешение ядра потока, чем исходная сетка 1, но все же приемлемое с точки зрения вычисления передаточных коэффициентов $\xi_{i,i-1}$.

На рис. 12 в качестве примера показано распределение амплитуды и фазы второй гармоники ($n = 2$) разложенного в ряд Фурье статического давления на поверхности лопатки рабочего колеса первой ступени: разные сетки дали достаточно близкие результаты. Таким образом, при правильном определении входных пульсаций давления в ступени по упрощенным (огрубленным) моделям распределение давления по лопатке – т.е. действующая на нее нагрузка – также вычисляется корректно.

Амплитуда вынужденных колебаний. Расчет амплитуды резонансных колебаний проводили на режиме с физической частотой вращения $n_{\phi} = 75,3\%$, на котором при испытаниях на частоте 356 Гц наблюдался резонанс с гармоникой $n = 2$, обусловленной входной окружной неравномерностью (рис. 13). Максимальное при испытаниях значение напряжений, зафиксированное корневым тензодатчиком, составило 38,4 МПа.

Для расчетов использовали конечно-элементную модель лопатки, состоящую примерно из 77 тыс. конечных элементов. Перо лопатки и диск моделировали 20-узловыми гексаэдральными элементами, галтельные переходы пера в хвостовик – тетраэдральными элементами. На боковых поверхностях диска задавали условие циклосимметрии, в месте крепления колеса – условие жесткой заделки (нулевые перемещения). Решали линейную задачу гармонического отклика лопатки на заданное гармоническое воздействие в виде распределенного по поверхности пера статического давления, соответствующее $n = 2$. Расчет проводили в коммерческом прог-

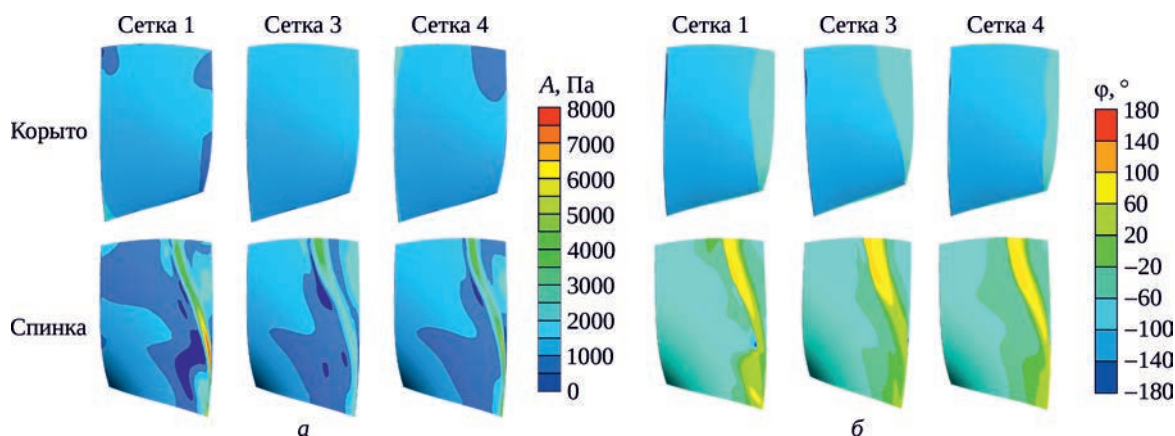


Рис. 12. Распределение амплитуды (а) и фазы (б) второй гармоники ($n = 2$) при разложении статического давления в ряд Фурье

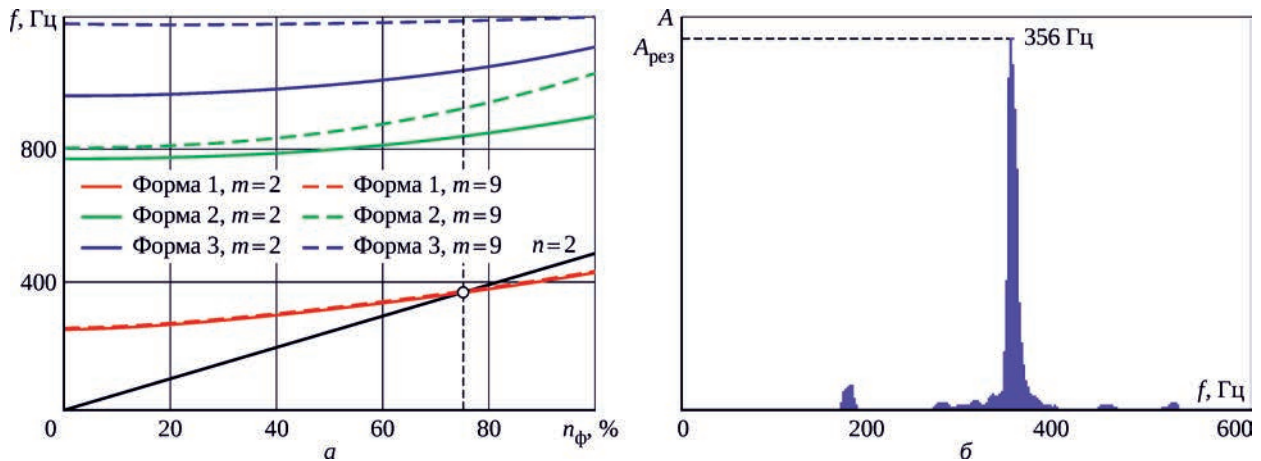


Рис. 13. Экспериментальные данные об исследуемом режиме:
 а – диаграмма Кэмпбэлла (m – число узловых диаметров); б – спектр напряжений

рамном пакете с использованием ряда собственных программ для интерполяции распределения давления с аэродинамической сетки на твердотельную сетку, задания граничных условий и обработки результатов.

При определении резонансной амплитуды задавали суммарный логарифмический декремент колебаний лопатки:

$$\lambda = \lambda_k + \lambda_{\text{аэро}} = 0,2024, \quad (11)$$

где λ_k – экспериментально полученный конструкционный логарифмический декремент колебаний; $\lambda_{\text{аэро}}$ – рассчитанный аэродинамический логарифмический декремент колебаний. Значение суммарного декремента соответствовало уровню демпфирования, определенному при испытании двигателя.

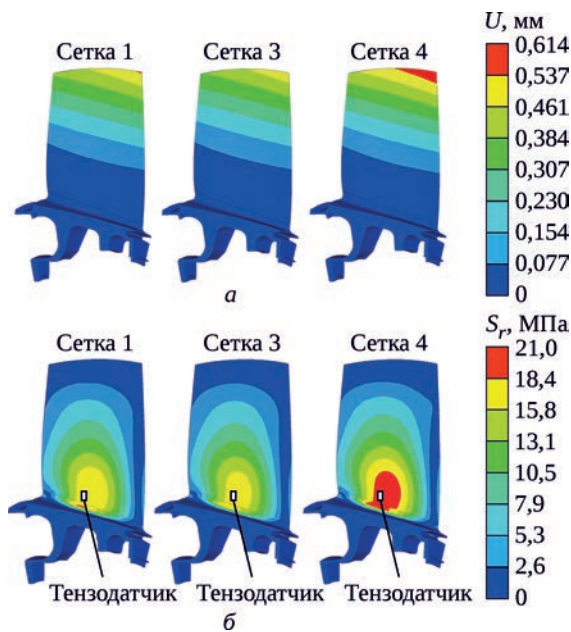


Рис. 14. Результаты расчета:
 а – распределение суммарных перемещений, форма 1, $m = 2$; б – распределение радиальных напряжений

Результаты показывают, что амплитуды резонансных напряжений для различных аэродинамических сеток в зоне расположения тензодатчика несколько отличаются друг от друга, но близки по порядку (рис. 14).

Амплитуда радиальных напряжений, МПа

Сетка 1	18,2
Сетка 3	17,3
Сетка 4	20,3

Данное различие объясняется некоторой разницей в распределении амплитуды и фазы давления на поверхности лопатки, полученной на разных сетках. Погрешность относительно измеренных напряжений составляет ~50%. Вместе с тем целью расчетов является определение порядка резонансной амплитуды, так как ее фактическое значение на испытанном двигателе зависит от многих неизвестных факторов, в первую очередь от логарифмического декремента колебаний и технологических допусков. Полученное согласование результатов расчета и эксперимента можно считать приемлемым.

Заключение

Разработан упрощенный (инженерный) метод расчета амплитуд резонансных колебаний лопаток, вызванных гармониками низшего порядка. Его применение ограничено следующим условием: порядок гармоник должен быть намного меньше минимального среди всех ступеней количества лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата. Это условие приводит к разделению масштабов неоднородностей потока: крупномасштабные неравномерности связаны с гармониками низшего порядка, неравномерности малого масштаба обусловлены гармониками высокого порядка, вызванными аэродинамическими следами лопаток.

Путем численного анализа полной модели компрессора и моделей отдельных ступеней показано, что каждая ступень действует как линейное преобразование

поля параметров течения. Так, для коэффициентов разложения параметров течения передаточные функции (ξ), описывающие изменение ступенями амплитуд гармоник, обладают следующими свойствами: 1) они не зависят от амплитуды входной неравномерности; 2) гармоники разного порядка преобразуются ступеню независимо; 3) изменение амплитуды гармоники при прохождении нескольких ступеней представляет собой последовательное умножение коэффициентов ξ , соответствующих проходимым ступеням.

Также показано, что пограничные слои у поверхности лопаток, корпуса и ступицы не оказывают существенного влияния на расчет крупномасштабных неравномерностей течения из-за своих малых масштабов. Поэтому в аэродинамических расчетах можно использовать упрощенные модели ротора и статора, ставя условие проскальзывания на стенках, не имеющих зазора между лопаткой и корпусом, а также не сгущая конечно-объемную сетку вблизи твердых границ. Однако для более полной оценки влияния качества сетки, особенно в ядре потока межлопаточных каналов, требуется дальнейшее исследование допустимого огрубления расчетных моделей на различных объектах и режимах.

Хотя на первый взгляд естественно ожидать, что при удалении от входа вглубь тракта компрессора окружная

неравномерность должна ослабевать из-за ее раздробления и, как следствие, потери интенсивности при встрече с последовательно стоящими ступенями компрессора, расчеты показывают, что в действительности возможно усиление неоднородности на ступенях, из-за чего эффект окружной неравномерности может быть интенсивнее в более удаленных от входа ступенях.

С учетом приведенных результатов был рассчитан отклик лопатки рабочего колеса компрессора ГТД на входную окружную неравномерность потока. Полученная амплитуда резонансных колебаний удовлетворительно согласуется с результатами экспериментальных исследований, в которых наблюдался резонанс с гармоникой второго порядка.

В связи с тем, что важным фактором, определяющим амплитуду вибраций, является полное демпфирование лопаток, необходимо накапливать экспериментально полученные коэффициенты конструкционного демпфирования лопаток разного типа и размера, с различными условиями закрепления, из разных материалов, в лабораторных условиях и на двигателе, а также численно определенные коэффициенты аэродинамического демпфирования в рабочих условиях для лопаток разного типа и различных форм колебаний.

Литература

1. Петухов А.Н. Сопrotивление усталости деталей ГТД. М. : Машиностроение, 1993. 233 с.
2. Gnesin V.I., Kolodyazhnaya L.V., Rzakowski R. A numerical modelling of stator-rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades // *Journal of Fluids and Structures*. 2004. Vol. 19, no. 8. P. 1141–1153.
3. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях / В.Г. Августинович, Ю.Н. Шмотин, А.М. Сипатов, Д.Б. Румянцев, Д.Н. Ташлыков, Р.Ю. Старков, И.А. Пovyшев, А.И. Полулях ; под ред. В.Г. Августиновича и Ю.Н. Шмотина. М. : Машиностроение, 2005. 536 с.
4. Axial turbine blade vibrations induced by the stator flow : Comparison of calculations and experiment / M.B. Schmitz, O. Schäfer, J. Szwedowicz, T. Secall-Wimmel, T.P. Sommer // *Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines* / ed. by K.C. Hall et al. Dordrecht, The Netherlands : Springer, 2006. P. 107–118.
5. Vedeneev V.V., Kolotnikov M.E., Makarov P.V. Experimental validation of numerical blade flutter prediction // *Journal of Propulsion and Power*. 2015. Vol. 31, no. 5. P. 1281–1291.
6. Experimental and numerical investigation of blade resonance in a centrifugal compressor for varying gas properties / C. Degendorfer, R.S. Abhari, K. Vogel, R. Hunziker // *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2018. Vol. 2. P. 415–428.
7. An integrated numerical procedure for flutter and forced response assessment of turbomachinery blade-rows / F. Vanti, A. Agnolucci, L. Pinelli, A. Arnone. 2019. 13 p. (Proceedings of 13th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics ETC13, April 8–12, 2019, Lausanne, Switzerland ; ETC2019-199).
8. Численное исследование влияния конструктивных параметров на прогнозирование флаттера лопаток / Ф.А. Абдухакимов, В.В. Веденеев, М.Е. Колотников, П.В. Макаров // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2019. № 2. С. 17–26.
9. Vahdati M., Lee K.-B., Sureshkumar P. A review of computational aeroelasticity of civil fan blades // *Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems*. 2020. Vol. 11, no. 4. P. 22–35.
10. Комплексный анализ динамического поведения лопаток компрессора на этапе проектирования / Макаров П.В., Колотников М.Е., Веденеев В.В., Абдухакимов Ф.А. // *Авиационные двигатели*. 2023. № 3 (20). С. 49–66.

-
11. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / В.О. Бауэр, И.А. Биргер, Р.И. Исаев и др. ; под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. М. : Машиностроение, 1981. 231 с.
 12. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. М : Машиностроение, 1975. 288 с.
 13. Breard C., Green J.S., Imregun M. Low-engine-order excitation mechanisms in axial-flow turbomachinery // *Journal of Propulsion and Power*. 2003. Vol. 19, no. 4. P. 704–712.
 14. Comparison of models to predict low engine order excitation in a high pressure turbine stage / M. Jöcker, A. Kessar, T.H. Fransson, G. Kahl, H.-J. Rehder // *Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines* / ed. by K.C. Hall et al. Dordrecht, The Netherlands : Springer, 2006. P. 145–159.
 15. Khemiri O., Martel C., Corral R. Forced response of mistuned bladed disks: quantitative validation of the asymptotic description // *Journal of Propulsion and Power*. 2014. Vol. 30, no. 2. P. 397–406.
 16. Forced response of the mistuned first stage compressor bladed disc of an aircraft engine – experimental and numerical results / R. Rzadkowski, M. Drewczyński, M. Maurin and R. Szczepanik // *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. 2014. Vol. 2, no. 3. P. 253–264.
 17. Rzadkowski R., Maurin A., Szczepanik R. Forced vibration of eight mistuned bladed discs on a solid shaft – excitation of the second compressor bladed disc // *Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics* / P. Penacci (ed.). Springer, 2015. (Mechanisms and Mashine Science ; vol. 21). P. 89–100.
 18. Unsteady rotor blade forces of 3D transonic flow through steam turbine last stage and exhaust hood with vibrating blades / R. Rzadkowski, V. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, R. Szczepanik // *Asset Intelligence through Integration and Interoperability and Contemporary Vibration Engineering Technologies : proceedings of the 12th World Congress on Engineering Asset Management and the 13th International Conference on Vibration Engineering and Technology of Machinery* / J. Mathew et al. editors. Springer, 2019. (Lecture notes in mechanical engineering). P. 523–531.
 19. Zheng Y., Jin X., Yang H. Low-engine-order forced response analysis of a turbine stage with damaged stator vane // *Entropy*. 2023. Vol. 26, no. 1. Art. 4. 25 p.
 20. Несущая способность рабочих лопаток ГТД при вибрационных нагружениях / В.Т. Трощенко, В.В. Матвеев, Б.А. Грязнов и др. ; под ред. В.Т. Трощенко ; АН УССР, Ин-т проблем прочности. Киев : Наукова думка, 1981. 314 с.
 21. Белоусов А.И., Фролов В.А. Методы повышения вибрационной прочности лопаток турбомашин : учеб. пособие / Куйбышев. авиац. ин-т им. С.П. Королева. Куйбышев : КуАИ, 1983. 70 с.
 22. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов : справочник. Киев : Наукова думка, 1971. 374 с.
 23. Матвеев В.В. Демпфирование колебаний деформируемых тел. Киев : Наукова думка, 1985. 263 с.
 24. Балмаков А.И., Коростылев А.Е. Экспериментальное определение аэродинамического демпфирования в компрессорной решетке резонансным методом // *Аэроупругость турбомашин : сб. науч. тр. / АН УССР, Ин-т проблем прочности ; редкол.: Г.С. Писаренко (отв. ред.) и др. Киев : Наукова думка, 1980. С. 35–42.*
 25. Bathe K.-J. *Finite element procedures*. 2nd ed. Watertown, MA, USA : K.J. Bathe, 2014. 1043 p.
 26. Ferziger J.H., Perić M. *Computational methods for fluid dynamics*. 3rd, rev. ed. Berlin : Springer, 2002. XIV, 426 p.

References

1. Petukhov A.N. Soprotivlenie ustalosti detalei GTD [Fatigue resistance of gas turbine engine parts]. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering], 1993. 233 p.
 2. Gnesin V.I., Kolodyazhnaya L.V., Rzadkowski R. A numerical modelling of stator–rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades // *Journal of Fluids and Structures*. 2004. Vol. 19, no. 8. P. 1141–1153.
 3. Avgustinovich V.G., Shmotin Y.N., Sipatov A.M., Rumyantsev D.B., Tashlikov D.N., Starkov R.Y., Povich I.A., Polulyakh A.I. Chislennoe modelirovanie nestatsionarnykh iavlenii v gazoturbinykh dvigateliakh [Numerical simulation of unsteady phenomena in gas turbine engines]. Ed. by V.G. Avgustinovich and Y.N. Shmotin. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering], 2005. 536 p.
 4. Axial turbine blade vibrations induced by the stator flow : Comparison of calculations and experiment / M.B. Schmitz, O. Schäfer, J. Szwedowicz, T. Secall-Wimmel, T.P. Sommer // *Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines* / ed. by K.C. Hall et al. Dordrecht, The Netherlands : Springer, 2006. P. 107–118.
 5. Vedenev V.V., Kolotnikov M.E., Makarov P.V. Experimental validation of numerical blade flutter prediction // *Journal of Propulsion and Power*. 2015. Vol. 31, no. 5. P. 1281–1291.
-

-
6. Experimental and numerical investigation of blade resonance in a centrifugal compressor for varying gas properties / C. Degendorfer, R.S. Abhari, K. Vogel, R. Hunziker // *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2018. Vol. 2. P. 415–428.
 7. An integrated numerical procedure for flutter and forced response assessment of turbomachinery blade-rows / F. Vanti, A. Agnolucci, L. Pinelli, A. Arnone. 2019. 13 p. (Proceedings of 13th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics ETC13, April 8–12, 2019, Lausanne, Switzerland ; ETC2019-199).
 8. Numerical investigation of the effect of design parameters on the blade flutter prediction / F.A. Abdulkhakimov, V.V. Vedeneev, M.E. Kolotnikov and P.V. Makarov // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2019. Vol. 48, no. 2. P. 111–118.
 9. Vahdati M., Lee K.-B., Sureshkumar P. A review of computational aeroelasticity of civil fan blades // *Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems*. 2020. Vol. 11, no. 4. P. 22–35.
 10. Makarov P.V., Kolotnikov M.E., Vedeneev V.V., Abdulkhakimov F.A. Kompleksnyi analiz dinamicheskogo povedeniia lopatok kompressora na etape proektirovaniia [Comprehensive analysis of compressor blades' dynamic behavior at the design stage]. *Aviatsionnye dvigateli [Aviation Engines]*. 2023. No. 3 (20). P. 49–66.
 11. Bauer V.O., Birger I.A., Isaev R.I. et al. Dinamika aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei [Dynamics of aviation gas turbine engines]. Ed. by I.A. Birger, B.F. Shorr. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering], 1981. 231 p.
 12. Samoilovich G.S. Vozbuzhdenie kolebaniy lopatok turbomashin [Excitation of vibrations in turbomachine blades]. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering], 1975. 288 p.
 13. Breard C., Green J.S., Imregun M. Low-engine-order excitation mechanisms in axial-flow turbomachinery // *Journal of Propulsion and Power*. 2003. Vol. 19, no. 4. P. 704–712.
 14. Comparison of models to predict low engine order excitation in a high pressure turbine stage / M. Jöcker, A. Kessar, T.H. Fransson, G. Kahl, H.-J. Rehder // *Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines* / ed. by K.C. Hall et al. Dordrecht, The Netherlands : Springer, 2006. P. 145–159.
 15. Khemiri O., Martel C., Corral R. Forced response of mistuned bladed disks: quantitative validation of the asymptotic description // *Journal of Propulsion and Power*. 2014. Vol. 30, no. 2. P. 397–406.
 16. Forced response of the mistuned first stage compressor bladed disc of an aircraft engine – experimental and numerical results / R. Rzadkowski, M. Drewczyński, M. Maurin and R. Szczepanik // *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. 2014. Vol. 2, no. 3. P. 253–264.
 17. Rzadkowski R., Maurin A., Szczepanik R. Forced vibration of eight mistuned bladed discs on a solid shaft – excitation of the second compressor bladed disc // *Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics* / P. Penacci (ed.). Springer, 2015. (Mechanisms and Machine Science ; vol. 21). P. 89–100.
 18. Unsteady rotor blade forces of 3D transonic flow through steam turbine last stage and exhaust hood with vibrating blades / R. Rzadkowski, V. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, R. Szczepanik // *Asset Intelligence through Integration and Interoperability and Contemporary Vibration Engineering Technologies : proceedings of the 12th World Congress on Engineering Asset Management and the 13th International Conference on Vibration Engineering and Technology of Machinery* / J. Mathew et al. editors. Springer, 2019. (Lecture notes in mechanical engineering). P. 523–531.
 19. Zheng Y., Jin X., Yang H. Low-engine-order forced response analysis of a turbine stage with damaged stator vane // *Entropy*. 2023. Vol. 26, no. 1. Art. 4. 25 p.
 20. Troshchenko V.T., Matveev V.V., Griaznov B.A. et al. Nesushchaia sposobnost' rabochikh lopatok GTD pri vibratsionnykh nagruzhenniakh [Load-bearing capacity of gas turbine engine blades under vibration loads]. Under the editorship of V.T. Troshchenko; Academy of Sciences of the Ukrainian SSR, Institute for Problems of Strength. Kyiv: Naukova dumka [Scientific Thought], 1981. 314 p.
 21. Belousov A.I., Frolov V.A. Metody povysheniia vibratsionnoi prochnosti lopatok turbomashin [Methods for increasing vibration strength of turbomachine blades]: textbook. Kuibyshev Aviation Institute named after Academician S.P. Korolev (Samara University). Kuibyshev: KuAI, 1983. 70 p.
 22. Pisarenko G.S., Iakovlev A.P., Matveev V.V. Vibropogloshchayushchie svoystva konstruktsionnykh materialov [Vibration-absorbing properties of structural materials]: reference book. Kyiv: Naukova dumka [Scientific Thought], 1971. 374 p.
 23. Matveev V.V. Dämpfung von Schwingungen deformierbarer Körper [Damping of oscillations of deformable bodies]. Kyiv: Naukova dumka [Scientific Thought], 1985. 263 p.
 24. Balmakov A.I., Korostylev A.E. Eksperimental'noe opredelenie aerodinamicheskogo dempfirovaniia v kompressornoj reshetke rezonansnym metodom [Experimental determination of aerodynamic damping in a compressor cascade by the resonance method]. *Aerouprugost' turbomashin [Aeroelasticity of turbomachines]: collection of scientific papers*.
-

Academy of Sciences of the Ukrainian SSR, Institute for Problems of Strength; editorial board: G.S. Pisarenko (executive editor) et al. Kyiv: Naukova dumka [Scientific Thought], 1980. P. 35–42.

25. Bathe K.-J. Finite element procedures. 2nd ed. Watertown, MA, USA : K.J. Bathe, 2014. 1043 p.

26. Ferziger J.H., Perić M. Computational methods for fluid dynamics. 3rd, rev. ed. Berlin : Springer, 2002. XIV, 426 p.

Материалы получены редакцией 08.07.2024

Для цитирования:

Резонансные колебания лопаток компрессора, вызванные крупномасштабными неравномерностями входного потока / Абдухакимов Ф.А., Веденеев В.В., Воронин О.Ю., Глуховский А.М., Ерохин М.А., Колотников М.Е., Макаров П.В., Филиппенко В.А., Чепига С.А. // *Авиационные двигатели*. 2025. № 2 (27). С. 39–54.

For citation:

Abdukhakimov F.A., Vedeneev V.V., Voronin O.Yu., Glukhovskiy A.M., Erokhin M.A., Kolotnikov M.E., Makarov P.V., Filippenko V.A., Chepiga S.A. Rezonansnye kolebaniia lopatok kompressora, vyzvannye krupnomasshtabnymi neravnomernostiami vkhodnogo potoka [Resonant vibrations of compressor blades caused by large-scale inlet flow distortions]. *Aviatsionnye dvigateli* [Aviation Engines]. 2025. No. 2 (27). P. 39–54.