
МЕХАНИКА МАШИН

УДК 533.6.013.42

**ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
НА ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ФЛАТТЕРА ЛОПАТОК**© 2019 г. **Ф. А. Абдухакимов^{1,*}, В. В. Веденеев¹, М. Е. Колотников¹, П. В. Макаров^{2,**}**¹ *Московский государственный университет имени М.В. Ломоносова, г. Москва, Россия*² *АО “НПЦ газотурбостроения “Салют”, г. Москва, Россия*** e-mail: farruh.abduhakimov7@gmail.com**** e-mail: makarovpv@yandex.ru*

Поступила в редакцию 25.06.2017 г.

После доработки 13.04.2018 г.

Принята к публикации 24.12.2018 г.

Флаттер лопаток является одной из основных проблем, стоящих перед конструкторами современных газотурбинных двигателей. Как правило, для прогнозирования флаттера компрессорных лопаток используются упрощенные критерии, выработанные в конструкторских бюро на опыте проектирования и доводки двигателей. В статье исследуется влияние конструктивных параметров на прогнозирование флаттера лопаток компрессоров газотурбинных двигателей, для оценки которого эмпирические и вероятностные критерии неприменимы, вследствие того, что рассматриваемые параметры не входят в число определяющих для упрощенных критериев. В статье используется разработанный на основе энергетического метода численный алгоритм прогнозирования флаттера, который может применяться, если формы колебаний в пустоте близки к соответствующим формам в потоке, что всегда выполняется для лопаток компрессоров, за исключением мало распространенных полых лопаток и лопаток из композиционных материалов. Исследование показало, что значение монтажного натяга существенно влияет на границы флаттера, в то время как влияние остальных рассмотренных конструктивных параметров на границы флаттера незначительно.

Ключевые слова: флаттер лопаток, энергетический метод, компрессор, газотурбинный двигатель

DOI: 10.1134/S0235711919020020

Разработчики газотурбинных двигателей столкнулись с явлением флаттера компрессорных лопаток в середине 1950-х годов при создании двигателей второго поколения. На сегодняшний день накоплен огромный практический опыт исследований флаттера [1]. Однако, на данный момент не существует общепринятого метода прогнозирования флаттера компрессорных лопаток в широком диапазоне области рабочих режимов, что особенно важно на этапе проектирования двигателя. Инженеры и конструкторы, как правило, используют при проектировании упрощенные критерии (число Струхаля, изгибно-крутильная связанность и т.п.), основанные на опыте, накопленном в конструкторских бюро при конструировании двигателя и его доводке. Более точные результаты дает статистический метод [2], основанный на обработке большого числа проведенных испытаний и прогнозировании на их основе флаттера лопаток новых компрессоров.

Другим методом прогнозирования флаттера лопаток является частотный метод, основанный на вычислении собственных частот связанной системы поток–лопатка. Критерием возникновения флаттера при таком подходе является положительность мнимой части собственной частоты. Однако возникающая при этом задача нахождения комплексных собственных значений несимметричных матриц требует больших вычислительных ресурсов. Частотный метод и его вариации используются в работах [3–7]. Проблеме прогнозирования флаттера посвящены также работы [8, 9], где применяется прямой метод, суть которого заключается в моделировании движения во времени связанной системы лопатка–поток. При этом численные расчеты требуют значительных вычислительных ресурсов. В работах [10, 11] применяется энергетический метод, основанный на вычислении работы, совершаемой аэродинамическими силами на поверхности лопатки, гармонически колеблющейся по собственной форме за период колебаний.

В настоящей статье численно исследуется влияние конструктивных параметров на результаты расчетов по прогнозированию флаттера лопаток, т.е. влияние радиального зазора, угла прикрытия и открытия входного направляющего аппарата, радиальной неравномерности потока, величины монтажного натяга в бандажных полках. Упрощенные критерии неприменимы для оценки влияния этих факторов на прогнозирование флаттера, так как конструктивные параметры не являются определяющими для таких критериев.

В исследовании применяется разработанный ранее численный алгоритм прогнозирования флаттера, основанный на энергетическом методе [12, 13]. Его применимость ограничена условием безотрывности течения воздуха в межлопаточном канале, что характерно для области рабочих режимов компрессора. В [12, 13] проведено исследование сходимости и приведены параметры численного моделирования, обеспечивающие корректное выполнение расчетов. Представлена верификация полученных результатов по натурным испытаниям компрессора.

Метод прогнозирования флаттера. Будем предполагать, что влияние потока воздуха на собственные колебания лопаток незначительно. Тогда он может привести только к дополнительному демпфированию (в случае устойчивости) или усилению (в случае флаттера) колебаний без изменения собственных форм и частот по сравнению с колебаниями в пустоте. Уравнение энергии для лопатки во вращающейся системе координат, связанной с рабочим колесом, имеет вид

$$\frac{dE(t)}{dt} = A(t),$$

где $E(t)$ – полная энергия, $A(t)$ – мощность внутренних и внешних сил. В качестве консервативной оценки, будем пренебрегать конструкционным демпфированием, учитывая только давление, распределенное по поверхности лопатки. Тогда изменение полной энергии за один цикл колебаний имеет вид:

$$\Delta E = W = \int_{t_0}^{t_0+T} \int_S p(x, y, z, t) \mathbf{n}(x, y, z, t) \mathbf{v}(x, y, z, t) ds dt,$$

где $T = 1/f$ – период колебаний лопатки, f – собственная частота, S – поверхность лопатки, p – давление, \mathbf{n} – нормаль к поверхности лопатки, \mathbf{v} – скорость точек лопатки. Вязкими напряжениями в воздухе будем пренебрегать, так как обычно они не оказывают влияния на границы флаттера.

Так как влияние потока на колебания лопаток мало, вычисленная работа W также мала. Работа, совершенная на гармонических колебаниях (с постоянной амплитудой), отличается от фактической работы на усиливающемся или затухающем колебании на величину второго порядка малости, которой пренебрегаем. Форму и частоту гармони-

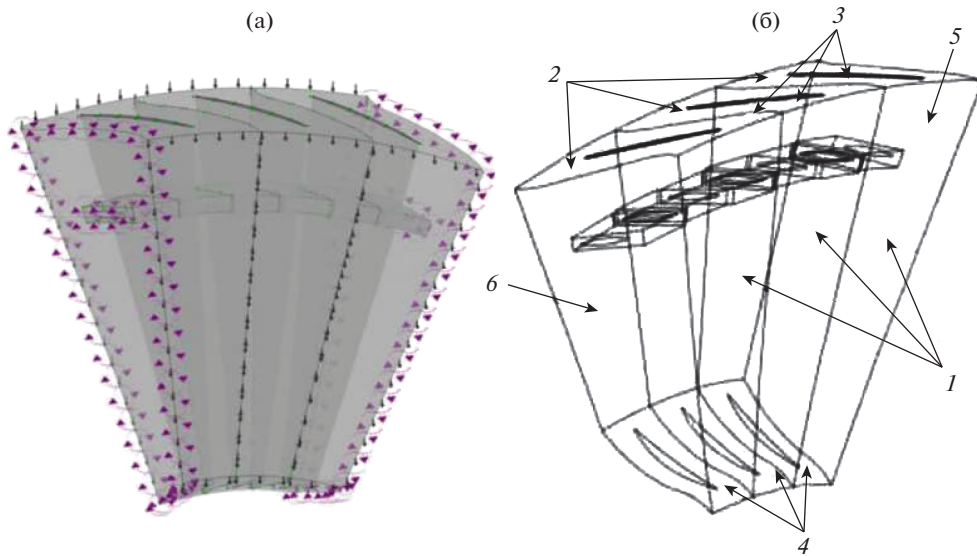


Рис. 1. Расчетная аэродинамическая модель (а) и граничные условия (б): 1 – вход, 2 – выход, 3 – корпус, 4 – ступица, 5, 6 – внешние боковые границы.

ческих колебаний рассчитывается для лопатки в пустоте, используя стандартное инженерное программное обеспечение.

Таким образом, вычисляется работа, совершенная нестационарным давлением над колеблющейся лопаткой за один период колебаний. Если эта работа положительна, то на каждом периоде колебаний происходит подкачка энергии из потока к лопатке и увеличение ее амплитуды. Если работа отрицательна, то на каждом периоде часть энергии лопатки рассеивается в потоке. В результате, критерием флаттера служит следующее неравенство

$$W > 0. \tag{1}$$

Геометрически модель течения газа состоит из трех последовательно идущих межлопаточных каналов одного рабочего колеса (рис. 1а). Для расчета нестационарного потока воздуха начальные и граничные условия задаются из стационарного течения, рассчитанного для всего компрессора (т.е. моделируются все ступени), и верифицированного полномасштабными натурными испытаниями компрессора в составе двигателя. В качестве граничных условий задается распределение полного давления, температуры торможения, направления вектора скорости и турбулентных параметров на входе в межлопаточный канал и распределение статического давления на выходе из него. На поверхностях твердых тел (ступице, лопатках и корпусе) задаются условия прилипания. На внешних боковых границах модели задается условие циклической симметрии (рис. 1б).

На поверхности каждой лопатки задается перемещение границы расчетной области в виде собственного колебания колеса (бегущей волны) с заданным числом узловых диаметров

$$\mathbf{u}(x, y, z, t) = A(\sin \omega t \cdot \mathbf{L}_1(x, z) - \cos \omega t \cdot \mathbf{L}_2(x, z)),$$

где A и $\omega = 2\pi f$ – амплитуда и круговая частота колеблющейся лопатки, $\mathbf{L}_1(x, z)$, $\mathbf{L}_2(x, z)$ – функции, интерполирующие собственные формы колебания, соответствующие

щие узлу и пучности системы диск–лопатки–бандажные связи. Для интерполяции результатов расчета модального анализа и переноса их в CFD-код используются полиномы Лагранжа десятой степени [12, 13]. В соответствии с заданным перемещением границы происходит деформация расчетной аэродинамической сетки профиля лопатки. Для моделирования вперед или назад бегущей по рабочему колесу волны, характерной для решетчатого флаттера [1, 14], на боковых лопатках задается запаздывание $\omega t - \varphi$ или опережение $\omega t + \varphi$ фазы по отношению к средней лопатке, где сдвиг фазы $\varphi = 2\pi m/N$ определяется числом узловых диаметров m (где N – число лопаток в ступени).

В соответствии с описанной процедурой, прогнозирование флаттера состоит из четырех этапов.

1. Расчет собственных частот и форм упругой системы диск–лопатки–бандажные связи в пустоте. Интерполяция форм колебаний профиля лопатки многочленами Лагранжа.

2. Расчет установившегося течения воздуха в компрессоре.

3. Нестационарный расчет течения в выбранной ступени с лопатками, колеблющимися по собственной форме, вычисленной на этапе 1 (т.е. с заданным движением аэродинамической расчетной сетки профиля лопатки).

4. Вычисление работы, совершенной давлением над средней лопаткой и проверка критерия флаттера (1).

Шаги 3 и 4 выполняются для каждой собственной формы, потенциально подверженной флаттеру, на нескольких узловых диаметрах для вперед и назад бегущих волн деформации. Такими формами являются первая и вторая изгибные формы колебаний, а также первая крутильная форма [1]. Работа вычисляется для последнего из нескольких рассчитанных циклов колебаний так, чтобы отклик давления на гармонические колебания лопатки также стал гармоническим. Вычисления показывают, что для этого достаточно трех периодов колебаний [12, 13].

Для расчета течения воздуха используется программный комплекс конечно-объемного анализа Ansys CFX версии 15. Решаются уравнения Навье–Стокса, осредненные по Рейнольдсу, с моделью турбулентности $k - \omega$. Для построения многочленов Лагранжа и вычисления работы нестационарных аэродинамических сил используется собственный программный код [12, 13].

Исследуемая модель. Исследование влияния конструктивных параметров на результаты расчетов по прогнозированию флаттера, представленное в настоящей статье, проводится для рабочего колеса первой ступени компрессора низкого давления (КНД) эксплуатируемого двухвального газотурбинного двигателя. Рассматривается рабочее колесо с бандажированными лопатками.

Расчеты проведены на двух режимах, где при испытаниях двигателя в термобарокамере был диагностирован флаттер или было зафиксировано его отсутствие. Характеристики режимов, на которых проводились расчеты, приведены в таблице 1.

Исследовалось влияние различных конструктивных и аэродинамических параметров на результаты расчетов. В соответствии с этим, были рассмотрены следующие конфигурации расчетной аэродинамической модели: радиальный зазор между лопаткой и корпусом 0.5 мм; радиальный зазор 0.5 мм и прикрытый на 1.5° входной направляющий аппарат; радиальный зазор 0.5 мм и открытый на 2° входной направляющий аппарат; увеличенный радиальный зазор до 1 мм; радиальный зазор 0.5 мм, а также учет радиальной неравномерности на входе в двигатель (табл. 2).

Во всех конфигурациях аэродинамической модели воспроизводятся бандажные полки лопаток. Также рассмотрены различные значения монтажного натяга в бандажных полках, отражающиеся на формах и частотах колебаний лопаток.

Расчетные сетки. Конечно-элементная модель для расчета собственных форм и частот лопаток состоит из $\sim 29\,000$ объемных элементов второго порядка точности, пре-

Таблица 1. Экспериментальные параметры расчетных режимов КНД двухвального газотурбинного двигателя

Параметр	Режим 1 флаттер	Режим 2 флаттер отсутствует
Температура на входе в двигатель, $T_{вх}$ (К)	423.4	383.9
Давление на входе в двигатель, $P^{*вх}$. (атм)	2.6	1.6
Расход воздуха на входе в двигатель, $G_{в_пр}$. (кг/с)	73.27	73.59
Степень сжатия КНД, π_k	2	2.235
Приведенная (относительно температуры на входе в двигатель) частота вращения КНД, $n_{1пр}$. (%)	76.08	75.03
Физическая частота вращения КНД, $n_{1ф}$. (%)	92.09	86.6

Таблица 2. Зависимость давления от радиуса на входе в двигатель

Радиус, м	Давление, Па	
	Режим 1	Режим 2
0.133	152457	56106
0.139	151623	55464
0.152	148387	52975
0.165	145819	51000
0.178	143957	49565
0.191	142613	48523
0.204	141607	47740
0.217	140822	47124
0.229	140190	46620
0.242	139672	46201
0.255	139240	45846
0.268	138881	45542
0.281	138581	45283
0.294	138332	45061
0.307	138127	44872
0.32	137961	44712
0.333	137829	44578
0.346	137727	44468
0.359	137649	44378
0.372	137590	44305
0.384	137550	44249
0.397	137530	44214
0.41	137512	44181
0.423	137504	44158
0.436	137508	44148
0.449	137532	44155
0.462	137575	44178

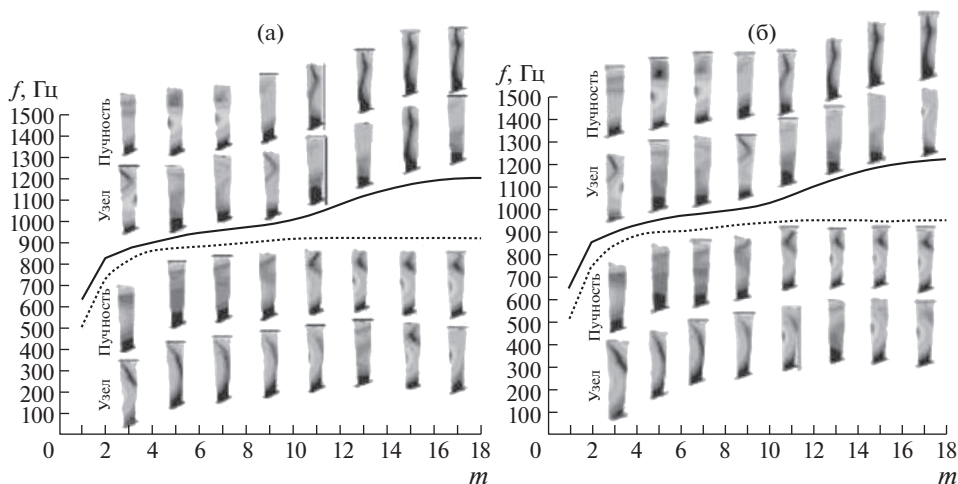


Рис. 2. Дисперсионная диаграмма для второго (штрихованная линия) и третьего (сплошная линия) семейства форм колебаний. (а) режим 1; (б) режим 2. Заливкой показаны распределения перемещений пера лопатки в узле (У) и пучности (П) системы диск–лопатки–бандажные связи.

имущественно гексаэдров. Размер сетки для аэродинамических расчетов для одного межлопаточного канала – около 850000 контрольных объемов. Вблизи твердых стенок для разрешения турбулентного пограничного слоя построены сгущения сетки так, что во всех расчетах на большей части твердых стенок значение y^+ лежит в диапазоне от 5 до 282.

Расчет собственных частот. Расчет собственных частот и форм колебаний системы диск–лопатки–бандажные связи проведен для двух расчетных режимов. Для каждой формы исследовали полный диапазон чисел узловых диаметров. В расчете учитывали монтажный натяг, вызванный перекрытием бандажных полок недеформированных лопаток на 0.54 мм (среднее его значение по чертежу).

На рис. 2 показаны дисперсионные диаграммы (зависимость собственной частоты колебания f от числа узловых диаметров m) для режимов 1 и 2, соответственно. Рассматриваются второе и третье семейство форм колебаний системы диск–лопатки–бандажные связи вследствие наличия интерференции этих форм и, как следствие, их предрасположенности к флаттеру [2].

Для исследования влияния монтажного натяга на границы флаттера вычислены собственные частоты и формы колебаний при различных значениях натяга для режима 1. На дисперсионной диаграмме, построенной для второго и третьего семейства при разных значениях натяга (рис. 3), видно, что для второй и третьей формы наблюдается уменьшение собственных частот при увеличении натяга. Отметим, что частоты второго семейства форм колебаний при отсутствии натяга и при натяге, вызванном перекрытием лопаток на 0.27 мм (минимальное значение по чертежу), практически неразличимы (рис. 3).

Результаты расчетов на флаттер. Для второго и третьего семейства собственных форм колебаний бандажированного рабочего колеса первой ступени компрессора низкого давления вычислена работа сил давления при различных конструктивных параметрах. Для каждого семейства собственных форм колебаний рассмотрен полный

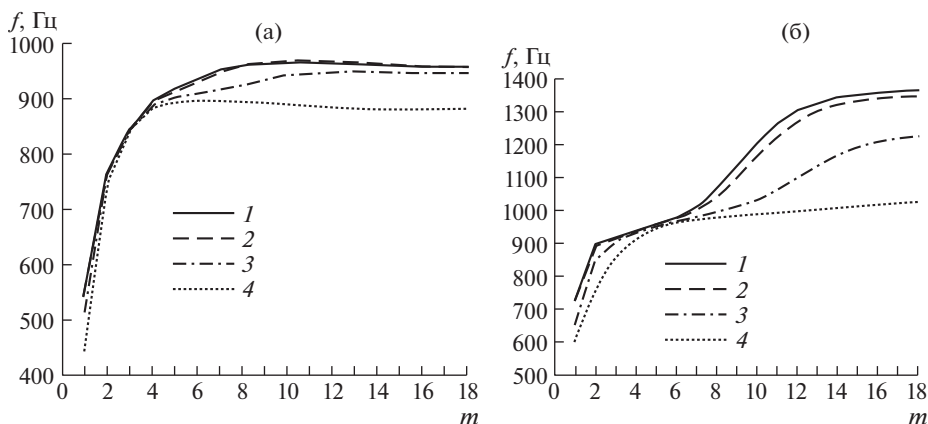


Рис. 3. Дисперсионная диаграмма при различных значениях монтажного натяга, режим 1. Кривая 1 (сплошная) – 0 (натяг отсутствует), кривая 2 (штрихованная) – 0.27 мм, кривая 3 (штрихпунктирная) – 0.54 мм, кривая 4 (пунктирная) – 0.8 мм. (а) второе семейство форм колебаний; (б) третье семейство форм колебаний.

диапазон чисел узловых диаметров. Амплитуду колебания во всех расчетах задавали так, чтобы максимальное перемещение в лопатке составило 0.001 м. Монтажный натяг в основной серии расчетов равен 0.54 мм.

На графике зависимости работы сил давления от числа узловых диаметров по 2 и 3 семейству форм колебания для режима 1 при различных конфигурациях (рис. 4а) видно, что по всем моделям флаттер наблюдается на форме колебаний по второму семейству при $m = 5$. При остальных значениях узловых диаметров на формах колебаний по второму семейству работа сил давления отрицательная. На формах колебаний по третьему семейству работа отрицательна при всех узловых диаметрах.

На режиме 2 на второй и третьей формах работа сил давления при всех конфигурациях оказалась отрицательной (рис. 4б), что соответствует аэроупругой устойчивости лопаток.

Из представленных данных видно, что результаты расчетов при различных конструктивных и аэродинамических параметрах отличаются незначительно. Таким образом, влияние этих факторов на границы флаттера лопаток не существенно.

Отдельная серия расчетов проведена для выяснения влияния монтажного натяга в бандажных полках, который в другой серии расчетов [12, 13] оказывал существенное влияние. Сравнивались результаты расчета на режиме 1 при отсутствии натяга и при натяге 0.27 мм, 0.54 мм и 0.8 мм (рис. 5). Результаты показали, что на формах колебаний по второму семейству при отсутствии натяга и при значениях натяга 0.27 мм, 0.8 мм работа сил давления по всем узловым диаметрам отрицательна, в отличие от расчета с натягом 0.54 мм. Незначительное изменение в форме колебания (рис. 6) и частоте (рис. 3а) при $m = 5$ приводит к изменению знака работы. На формах колебаний по третьему семейству работа сил давления отрицательна во всех расчетах. При этом значение работы при каждом узловом диаметре сильно отличается при разных значениях натяга. Следует отметить, что при отсутствии натяга и при натяге, вызванном перекрытием лопаток на 0.27 мм результаты практически при всех узловых диаметрах близки друг к другу. Это обусловлено близостью собственных форм и частот. Таким образом, величина натяга существенно влияет на результат прогноза флаттера.

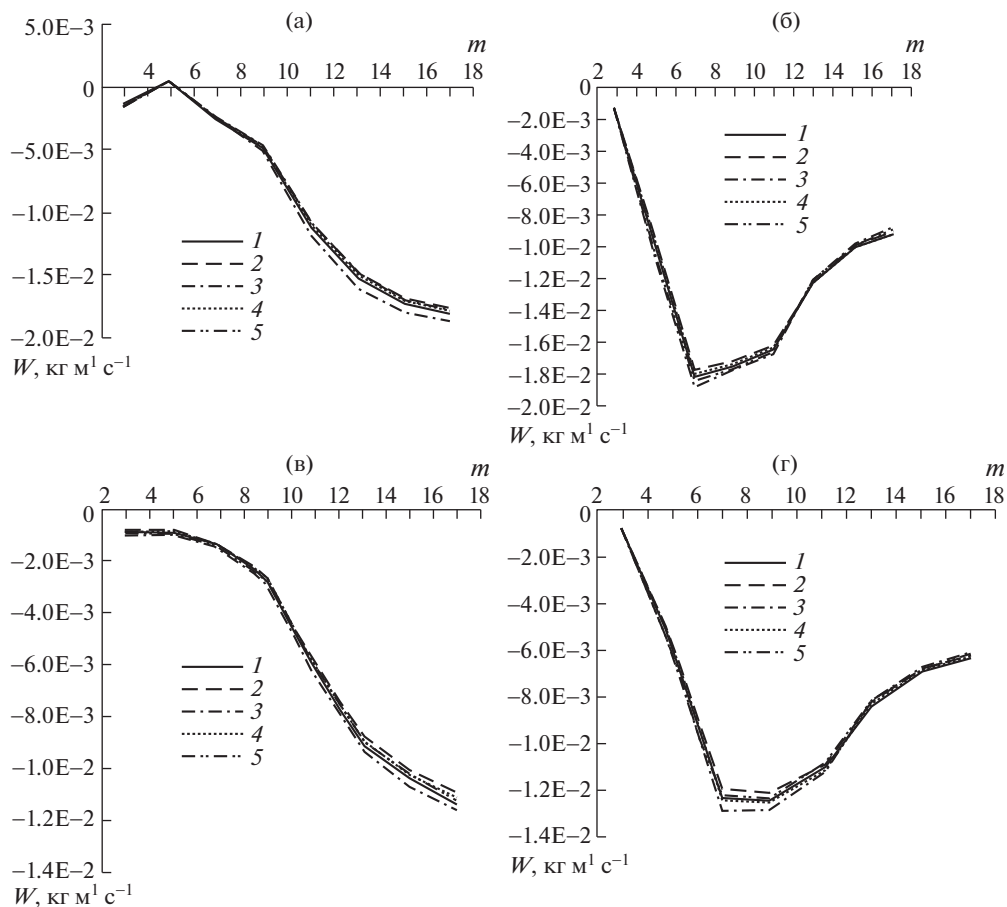


Рис. 4. Зависимость работы сил давления от числа узловых диаметров. Режим 1. Номер кривой соответствует номеру конфигурации. (а) режим 1, второе семейство форм колебаний; (б) режим 1, третье семейство форм колебаний; (в) режим 2, второе семейство форм колебаний, (г) режим 2, третье семейство форм колебаний.

В ходе исследования были проведены расчеты по прогнозу флаттера лопаток рабочего колеса первой ступени компрессора низкого давления при различных конструктивных и аэродинамических параметрах ступени. Для каждой конфигурации получена зависимость работы сил давления от числа узловых диаметров для второго и третьего семейства форм колебаний системы диск–лопатки–бандажные связи.

Показано, что результаты расчетов для рассмотренных параметров (величина радиального зазора, угла прикрытия/открытия входного направляющего аппарата, радиальной неравномерности потока) отличаются незначительно в диапазоне рассмотренных изменений. Видно, что эти параметры практически не влияют на границу флаттера. В то же время, показано существенное влияние монтажного натяга на результат расчета флаттера из-за изменения формы колебаний лопаток.

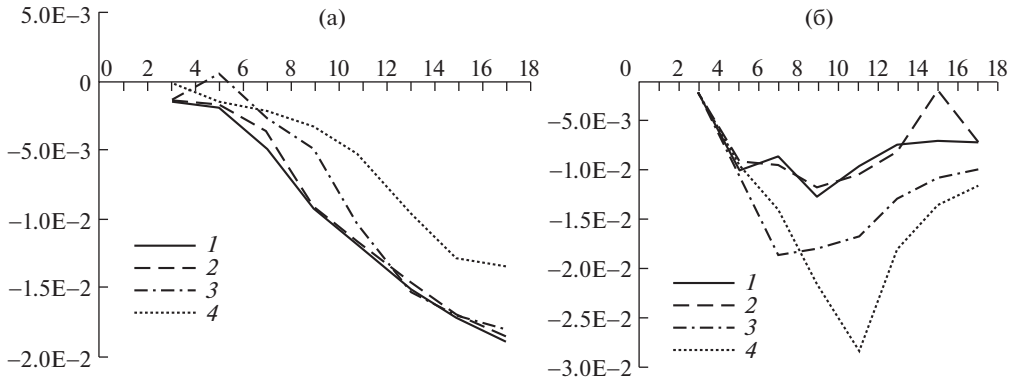


Рис. 5. Зависимость работы сил давления от числа узловых диаметров при различных значениях монтажного натяга. Модель с воспроизведением бандажных полок и радиального зазора 0.5 мм. Кривая 1: монтажный натяг отсутствует. Кривая 2: монтажный натяг равен 0.27 м. Кривая 3: монтажный натяг равен 0.54 м. Кривая 4: монтажный натяг равен 0.8 м.

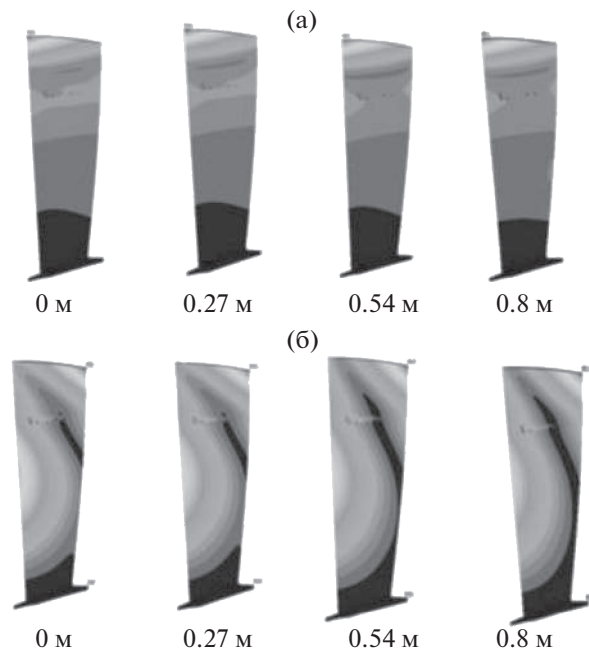


Рис. 6. Распределение перемещений в пере лопатки по второму семейству форм колебаний системы диск–лопатки–бандажные связи, соответствующие пучности и узлу диска при разных значениях натяга, $m = 5$; (а) пучность; (б) узел.

Результаты настоящей статьи можно использовать при проведении расчетов флаттера лопаток газотурбинных двигателей, газовых и паровых турбин, а также для построения эффективных методов подавления флаттера.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Marshall J.G. and Imregun M.A.* Review of Aeroelasticity Methods with Emphasis on Turbomachinery Applications // *Journal of Fluids and Structures*. 1996. V. 10. P. 237–267.
2. *Хориков А.А.* Прогнозирование и диагностика флаттера лопаток осевых компрессоров авиационных ГТД // *Труды ЦИАМ № 1311*. М.: ЦИАМ, 2002. 352 с.
3. *Bendiksen O.O., Friedmann P.P.* The effect of bending-torsion coupling on fan and compressor blade flutter // *J. Eng. Power*. 1982. V. 104. P. 617–623.
4. *Srinivasan A.V., Fabunmi J.A.* Cascade flutter analysis of cantilevered blades // *ASME journal of engineering for gas turbines and power*. 1984. V. 106. P. 34–43.
5. *Kielb R.E., Kaza K.R.V.* Flutter of swept fan blades // *ASME journal of turbomachinery*. 1985. V. 107. P. 395–398.
6. *Bendiksen O.O.* Role of shocks in transonic / supersonic compressor rotor flutter // *AIAA journal*. 1986. V. 24. P. 1179–1186.
7. *Kielb R.E., Ramsey J.K.* Flutter of a fan blade in supersonic axial flow // *ASME journal of turbomachinery*. 1989. V. 111. P. 462–467.
8. *Bakhle M.A., Reddy T.S.R., Keith T.G.* Time domain flutter analysis of cascades using a full-potential solver // *AIAA Journal*. 1992. V. 30. P. 163–170.
9. *Gnesin V., Rządkowski R.* A coupled fluid–structure analysis for 3-D inviscid flutter of IV standard configuration // *Journal of Sound and Vibration*. 2002. V. 251. P. 315–327.
10. *Carta F.O.* Coupled blade-disc-shroud flutter instabilities in turbojet engine rotors // *ASME Journal of Engineering for Power*. 1967. V. 89. P. 419–426.
11. *Mikolajczak A.A., Arnoldi R.A., Snyder L.E., Stargardter H.* Advances in fan and compressor blade flutter analysis and predictions // *AIAA Journal of Aircraft*. 1975. V. 12. P. 325–332.
12. *Веденев В.В., Колотников М.Е., Макаров П.В., Фирсанов В.В.* Трехмерное моделирование флаттера лопаток компрессоров современных ГТД // *Вестник СГАУ*. 2011. Т. 27. № 3. С. 47–56.
13. *Vedenev V.V., Kolotnikov M.E., Makarov P.V.* Experimental validation of numerical blade flutter prediction // *Journal of propulsion and power*. 2015. V. 31. P. 1281–1291.
14. *Колотников М.Е., Макаров П.В., Сачин В.М.* Исследование динамической напряженности широкохордного вентилятора при стендовых испытаниях // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2008. Т. 56. № 9. С. 58–64.