

УДК 629.7.03.018

Особенности расчета собственных частот и форм колебаний рабочих колес компрессоров газотурбинного двигателя применительно к решению задачи флаттера

В.В. Фирсанов, П.В. Макаров

Аннотация

Дано описание особенностей проведения модального анализа конструкции рабочего колеса вентилятора. Показано, что изменение частот и форм собственных колебаний лопаток вентилятора может быть вызвано увеличением числа узловых диаметров, податливостью диска и учетом монтажного натяга между бандажными полками лопаток. Продемонстрирована необходимость проведения расчетного определения форм собственных колебаний рабочих колес в составе ротора. Сформулированы практические рекомендации по разработке конечно-элементных моделей. Выявлены характерные особенности определения картины перемещений современной широкохордной лопатки вентилятора при колебаниях по собственным формам для прогнозирования флаттера рабочих колес.

Ключевые слова:

флаттер; устойчивость; рабочее колесо; лопатка; узловой диаметр; вентилятор.

Введение

Анализ форм колебаний лопаток, по которым наиболее вероятна потеря устойчивости рабочего колеса, должен являться неотъемлемой частью проведения модального анализа конструкции при проектировании. В настоящее время расчет частот и форм колебаний выполняется методом конечных элементов с помощью специализированных программных комплексов прочностного анализа типа Ansys, Nastran, Abaqus и т.п. [1]. Результаты этих расчетов подтверждены данными многочисленных экспериментов по определению параметров собственных колебаний (с помощью методов тензометрирования, голографии, испытаний на вибростенде и др.) и поэтому эта стандартная процедура здесь не рассматривается. В

данной работе представлены лишь те особенности расчета собственных колебаний, которые необходимо учитывать при определении устойчивости рабочего колеса компрессора к флаттеру.

Особенности расчета собственных колебаний

Экспериментальные данные о флаттере [2-7] свидетельствуют о возникновении флаттера рабочих колес компрессоров по низшим собственным формам колебаний. В работе [5] флаттер разделяется на низкочастотный - по первой форме колебаний, высокочастотный – изгибно-крутильный флаттер по второй или третьей (2-ой изгибной или 1-ой крутильной) форме колебаний и флаттер бандажированных рабочих колес по одной из низших форм колебаний.

При анализе форм собственных колебаний рабочего колеса, состоящего из диска с лопатками, в качестве исходных можно принять спектры прямоугольной пластинки и осесимметричного диска постоянной толщины [8]. На рис. 1 показаны типовые узловые линии, причем числа m и n определяют на рис. 1а количество узловых линий по горизонтали и вертикали пластинки, а на рис. 1б по диаметрам и окружностям диска соответственно.

Детали рабочих колес компрессоров, как правило, имеют более сложную геометрию лопаток и диска, чем показанную на рис. 1 и поэтому их формы колебаний имеют более сложный вид. Податливости диска и связей в рабочих колесах вызывают изменение форм и частот собственных колебаний лопаток.

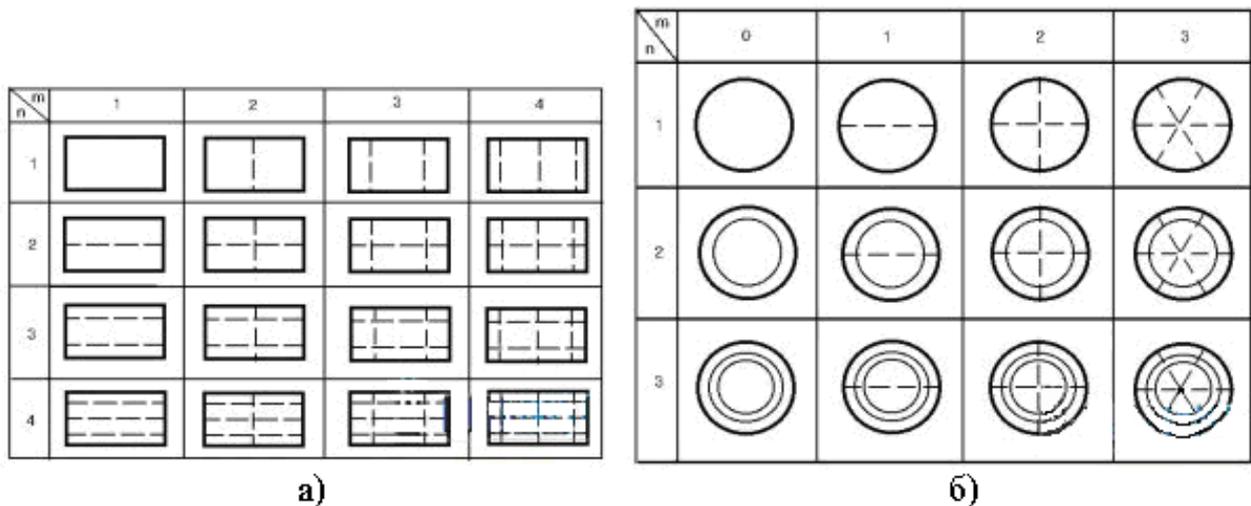


Рисунок 1. Положение узловых линий при собственных колебаниях:

а) прямоугольной пластинки; б) осесимметричного диска постоянной толщины

Колебательная система рабочего колеса «упругий диск - упругие лопатки» несет в себе определенные признаки, свойственные объединенному спектру двух парциальных систем:

«абсолютно жесткий диск – упругие лопатки» и «упругий диск – абсолютно жесткие лопатки» [8]. На рис. 2а приведен типичный спектр рабочего колеса осевого компрессора, имеющего четко выраженную дисковую часть и закрученные консольные лопатки, а на рис. 2б для сравнения штриховыми линиями обозначены частотные функции двух парциальных систем.

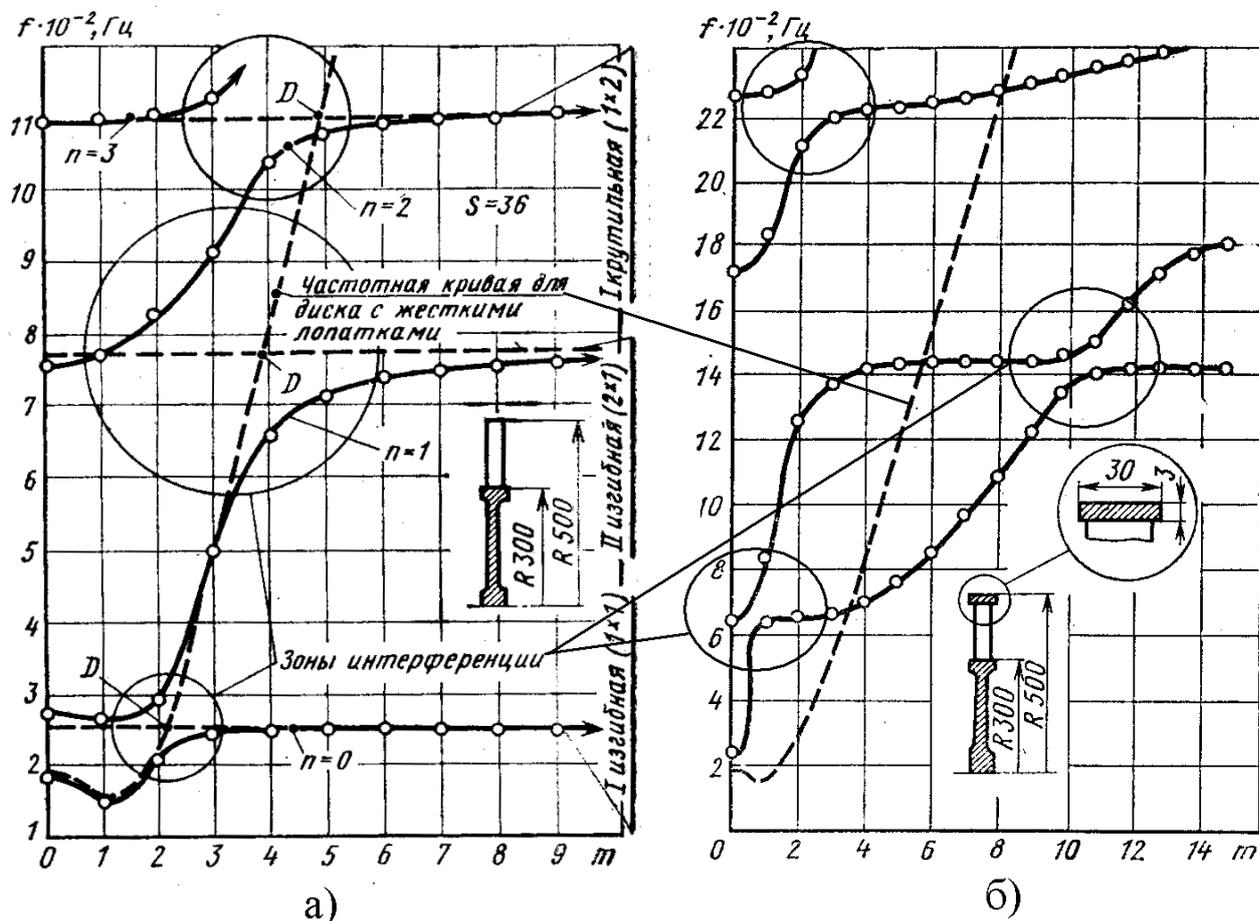


Рисунок 2. Дисперсионная диаграмма колебаний рабочего колеса: а) упругого диска с консольными упругими лопатками; б) абсолютно жесткого диска с поясом кольцевых упругих связей между лопатками

Преобразование объединенного спектра в спектр основной системы является результатом характерной взаимной интерференции частотных функций двух парциальных систем, выявляемых при модальном анализе конструкции рабочего колеса с целью определения диаметральных форм собственных колебаний лопатки. В случае соответствия спектра основной системы рабочего колеса спектру парциальной системы «абсолютно жесткий диск – упругие консольные лопатки», (определяемого постоянством частоты колебаний при увеличении числа узловых диаметров m), расчёт перемещений лопаток при собственных колебаниях можно проводить на модели «изолированной лопатки», жестко защемленной в диске (рис. 3а). Тогда при расчете устойчивости к флаттеру для задания бегущей волны деформации

следует вводить необходимый сдвиг фаз δ между колебаниями соседних лопаток, соответствующий определенному узловому диаметру m :

$$\delta = \frac{m \cdot 2\pi}{N},$$

где N - число лопаток в рабочем колесе.

При наличии пояса кольцевых связей между лопатками, формы колебаний рабочего колеса, даже с абсолютно жестким диском, принимают более сложные формы вследствие интерференции, при этом частота колебаний увеличивается (рис. 2б). В этом случае упрощение расчетной модели возможно лишь в части использования свойств циклической симметрии расположения лопаток на диске и идентичности бандажных связей (рис. 3б).

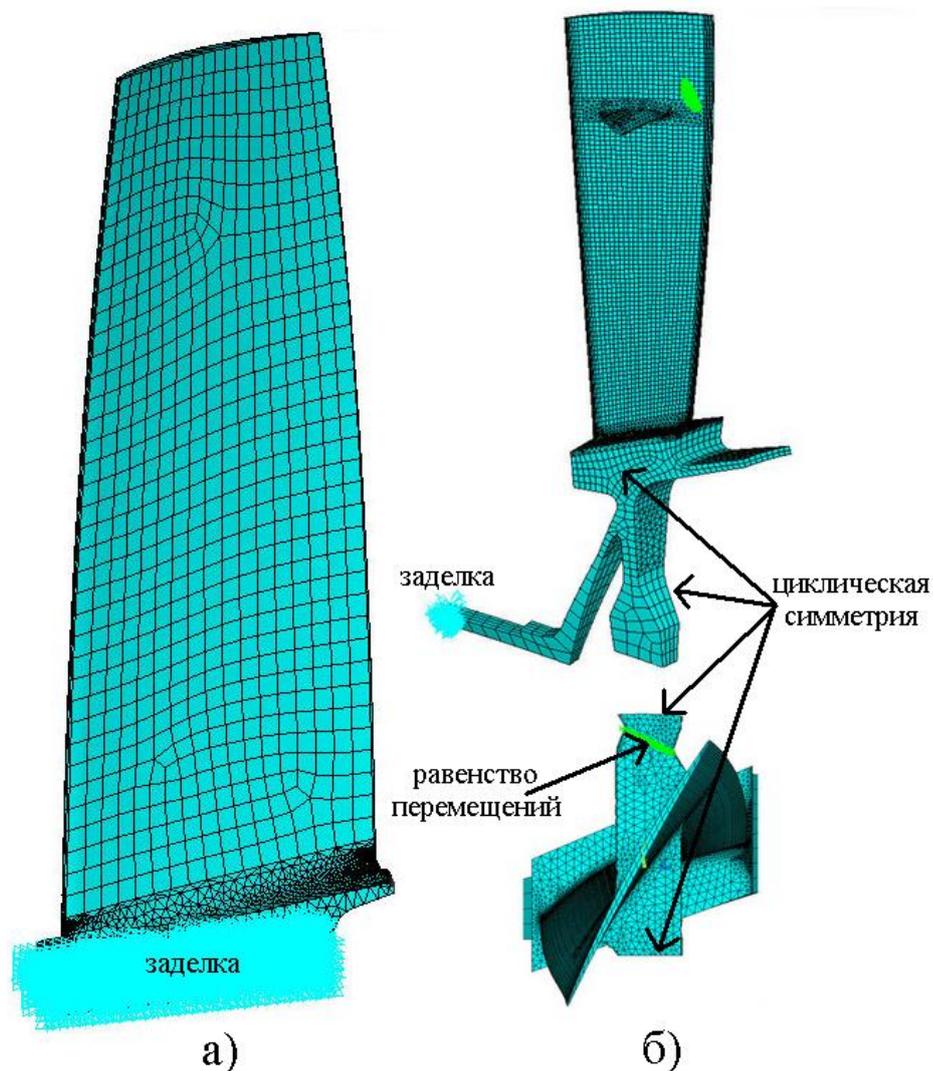


Рисунок 3. Конечно-элементные модели для проведения модального анализа рабочего колеса вентилятора: а) «изолированная» лопатка; б) циклосимметричный сектор с имитацией бандажных связей (равенство перемещений узлов циклосимметричных поверхностей бандажных полок)

При моделировании лопаток компрессоров методом конечных элементов используются 20-ти узловые элементы типа Solid в два элемента по толщине лопатки. В случае использования 8-ми узловых элементов типа Solid с таким же числом элементов по толщине, появляется значительная погрешность результатов расчета (до 50% по частоте). Для достоверного описания динамического поведения лопатки и сокращения размерности модели (числа узлов), возможно использование 8-ми узловых элементов, но с большим их количеством по толщине (обычно шести элементов достаточно), с последующей верификацией расчетов на тестовых моделях и их сравнения с 20-ти узловой конечно-элементной моделью.

Для удобства моделирования динамической конечно-элементной модели рабочего колеса компрессора при наличии замковых связей между диском и лопатками следует строить модели лопаток совместно с диском (рисунок 3б), что сокращает размерность конечно-элементной схемы.

В случае бандажированного колеса для определения перемещений лопаток при колебаниях по низшим формам для расчета устойчивости к флаттеру должна быть проведена оценка величины предварительной (дополнительной) закрутки лопатки вследствие монтажного натяга по бандажным полкам, который появляется при сборке лопаток в колесе. Изменяющаяся при этом жесткость лопатки может повлиять на смещение узловых линий собственных форм при раскрутке центробежными силами и оказать влияние на устойчивость рабочего колеса к флаттеру [9].

Форма пера современной широкохордной лопатки вентилятора обуславливает связанность изгибных и крутильных форм собственных колебаний. Отстройка данных форм колебаний, не допуская их перестроения в рабочем диапазоне частот вращения и при этом не влияя кардинально на аэродинамические параметры вентилятора, является сложной и трудоёмкой задачей, решение которой не всегда может быть найдено. Для оценки предрасположенности рабочего колеса к изгибно-крутильному флаттеру, необходимо анализировать дисперсионные диаграммы рабочего колеса как при отсутствии вращения, так и при частоте вращения, максимально возможной в эксплуатации (рис. 4а). В случае перестроения изгибных и крутильных форм колебаний по частоте вращения ротора (рис. 4б), необходимо произвести их отстройку за счет изменения геометрических параметров профилей лопаток или конструкции диска.

Экспериментальные исследования флаттера свидетельствуют о том, что частота, при которой лопатка теряет устойчивость может несколько отличаться (на 2% - 4%) от резонансной частоты колебаний на близких частотах вращения [10]. При подходе к флаттеру возбуждается целое семейство собственных частот колебаний, относящихся к неустойчивой форме

и соответствующих различному количеству узловых диаметров. При потере устойчивости система "лопатки-диск-поток" отфильтровывает эти частоты, выбирая частоту, на которой осуществляется подвод энергии в систему с наименьшими потерями, что сопровождается резким увеличением амплитуды колебаний. Как правило, флаттер рабочих колес с широкохордными лопатками проявляется с небольшим числом узловых диаметров $m=2..4$ [2, 10], что и обуславливает снижение частоты колебаний по сравнению с резонансом при насыщении узловыми диаметрами (рис. 4а).

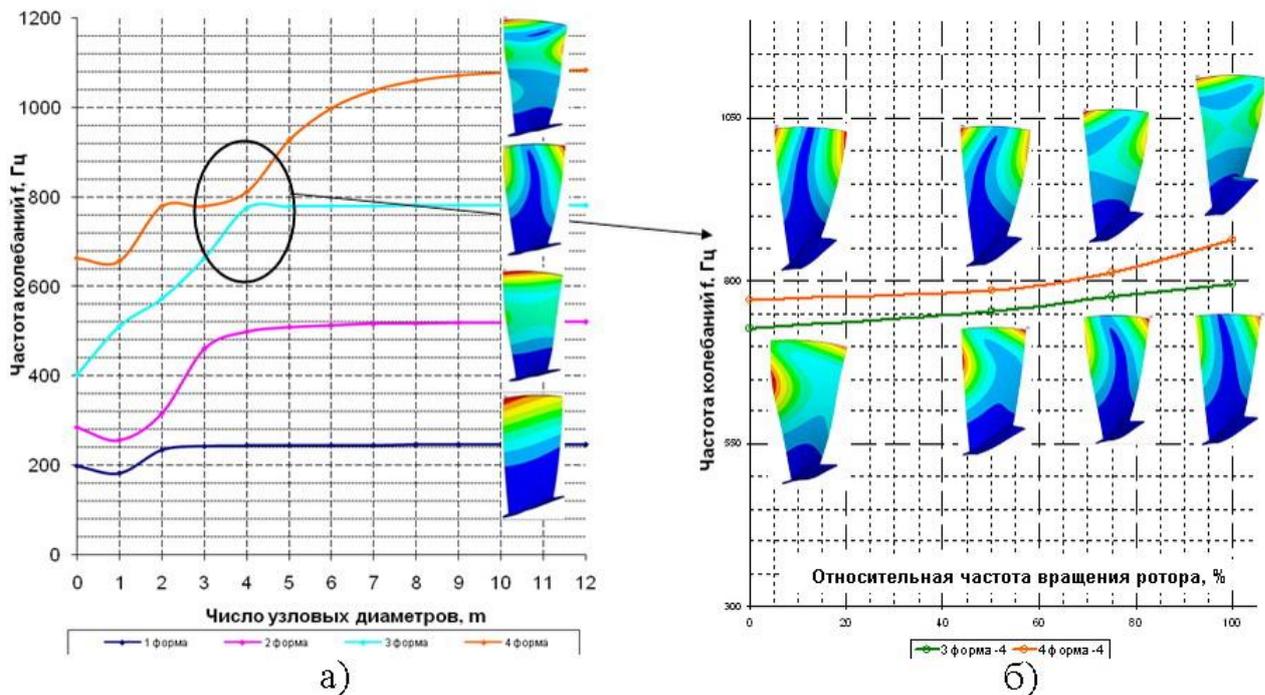


Рисунок 4. Предрасположенность рабочего колеса вентилятора к изгибно-крутильному флаттеру: а) близость собственных частот на дисперсионной диаграмме; б) перестроение по частоте вращения ротора 2-ой изгибной и 1-ой крутильной форм колебаний при $m=4$

Рабочие колеса осевого компрессора собираются в ротор с использованием сварных и болтовых соединений. Современные конструкции рабочих колес выполняются по технологии типа «блиск», при которой диск с лопатками представляет единую конструкцию, полученную из одной заготовки. Такие конструкции обладают пониженным конструкционным демпфированием по сравнению с замковыми конструкциями. В связи с этим, в случае близости частот колебаний рабочих колес различных ступеней, необходимо проводить расчетное исследование их форм собственных колебаний в составе ротора. Выявленные в результате такого анализа совместные колебания рабочих колес различных ступеней (рис. 5) могут быть опасны в эксплуатации, способствовать развитию флаттера и поэтому подлежат отстройке [11].

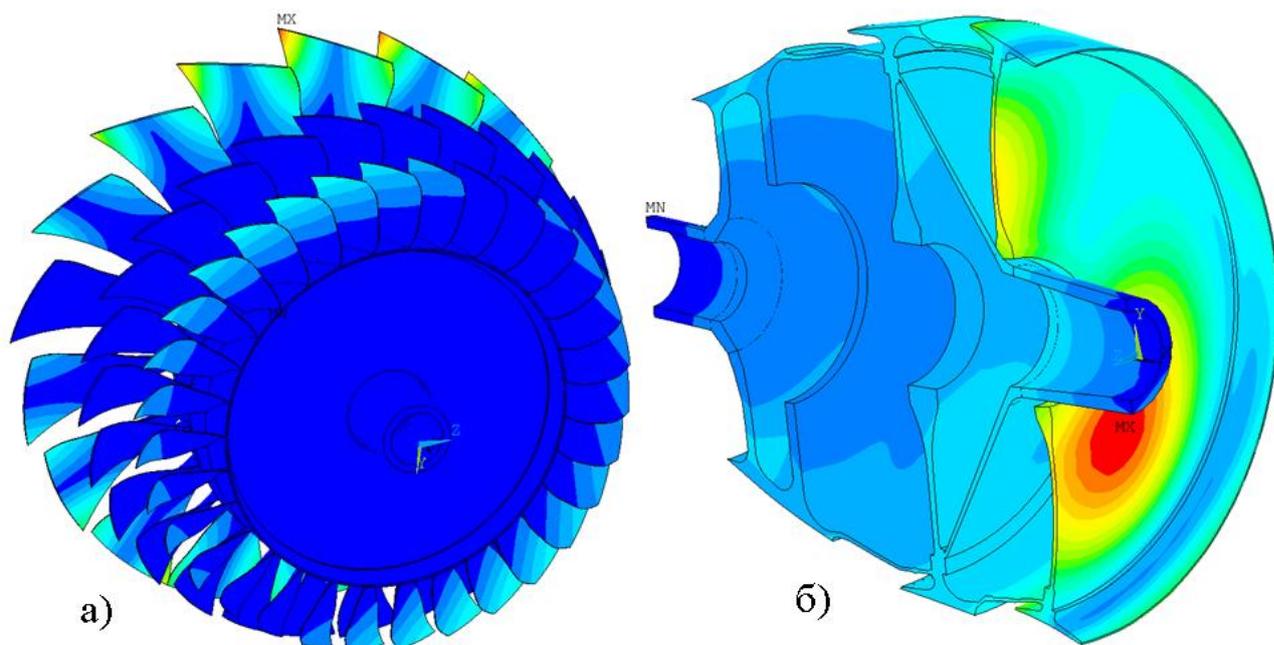


Рисунок 5. Относительные суммарные перемещения при колебаниях рабочих колес 1-ой и 3-ей ступеней ротора «блисковой» конструкции вентилятора с одинаковой частотой:

а) полная модель ротора; б) разрез барабана

Выводы и рекомендации

Показаны особенности расчета собственных частот и форм колебаний рабочих колес вентилятора ГТД для определения устойчивости к флаттеру. Рекомендуется учитывать изменение картины перемещений по собственным формам колебаний при увеличении количества узловых диаметров, возникающих при начальной (дополнительной) закрутке лопатки вследствие монтажного натяга, а также при совместных колебаниях рабочих колес различных ступеней с одинаковой частотой. Предложенный подход по анализу изменения узловых линий при собственных колебаниях должен быть учтен на этапе проектирования для прогнозирования устойчивости к флаттеру вентилятора ГТД.

Библиографический список

1. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. - М.: Машиностроение. Самолеты и вертолеты. Т.IV-21. Авиационные двигатели. Кн. 3 / В.А. Скибин, В.И. Солонин, Ю.М. Темис и др.; под ред. В.А. Скибина, Ю.М. Темиса и В.А. Сосунова. - 2010. - 720 с.; ил.
2. Колотников М.Е., Макаров П.В., Сачин В.М. Исследование динамической напряженности широкохордного вентилятора при стендовых испытаниях // Авиационно-космическая техника и технология. 2008. №9 (56). С.58-64.

3. Сачин В.М. Верификация характерных признаков и методов ранней диагностики флаттера рабочего колеса компрессора, осуществленная при доводочных испытаниях двигателя поколения 4+ на высотном стенде ЦИАМ // ЦИАМ 2001-2005. Основные результаты научно-технической деятельности, т. 2. - М.: ЦИАМ, 2005. С. 162 - 166.
4. Снайдер, Коммерфорд. Сверхзвуковой безотрывный флаттер в роторах вентиляторов: теория и эксперимент // Энергетические машины и установки (Пер. Trans ASME. Ser.A/1974.#4).
5. Хориков А.А., Данилкин С.Ю. Исследование флаттера рабочих лопаток вентилятора на режиме срывного обтекания // Вестник СГАУ – Самара, 2011. –№ 3(27), Ч. 2. – с. 57 - 63.
6. Halliwell D.G. Fan Supersonic Flutter: Prediction and Test Analysis // Report and Memoranda № 3789, November, 1975.
7. Jeffers J.D., Meece C.E. F 100 fan stall flutter problem review and solution // Journal of Aircraft, 1971, 12, №4. P.350-357.
8. Иванов В. П. Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.
9. Колотников М.Е., Веденеев В.В., Макаров П.В., Фирсанов В.В. Трехмерное моделирование флаттера лопаток компрессоров современных ГТД // Вестник СГАУ, 2011, №3(27) часть 1. С.47-56.
10. Макаров П.В., Макарова М.Б., Шатная Е.Е. Особенности изменения частотной характеристики рабочего колеса «блиск» с широкохордными лопатками в условиях флаттера // Материалы Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», Самара, СГАУ, 24-26 июня 2009г. С.203-204.
11. Колотников М.Е., Макаров П.В. Проблемы доводки широкохордных лопаток вентилятора по динамической прочности // Сборник тезисов III Международной Научно-технической конференции «Авиадвигатели XXI века», Москва. 2010. С.623-626.

Сведения об авторах

Фирсанов Валерий Васильевич, профессор, заведующий кафедрой Московского авиационного института (национального исследовательского университета), д.т.н., профессор,

e-mail: k906@mai.ru.

Макаров Павел Вячеславович, начальник отдела прочности ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют», e-mail: kbpr@salut.ru.