

DOI: 10.15593/2224-9982/2016.47.11

УДК 62.251

М.Ш. Нихамкин, А.И. Черняев, С.В. Семенов

Пермский национальный исследовательский
политехнический университет, Пермь, Россия

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ РОТОРНЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ СТАТИСТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ВИБРАЦИЙ

Вибрации, возбуждаемые вращающимися частями машин, в значительной степени определяют их надежность. Математические модели вибрации роторных систем обычно не позволяют учитывать такие случайные факторы, как рассеяние размеров и масс деталей, дисбалансов и других параметров. Однако именно эти факторы в значительной мере определяют разброс характеристик вибрации и вероятность связанных с ней отказов.

Цель настоящей работы состоит в разработке методики расчета характеристик надежности на основе математического моделирования вибрации роторной системы с учетом названных выше случайных факторов. Разработанная методика включает в себя три этапа. На первом этапе проводится анализ вероятности отказа роторной системы путем построения дерева отказов. На втором этапе разрабатывается детерминированная математическая модель для определения характеристик вибрации роторной системы, нагрузок, действующих на узлы, которые определяют ее прочность. На третьем этапе нагрузки на элементы системы рассматриваются как случайные величины. Методом статистического моделирования (Монте-Карло) рассчитываются кривые их распределения и проводится оценка вероятности отказа отдельных элементов и системы в целом.

Применение методики продемонстрировано на примере простейшей роторной системы, представляющей собой вал с диском, установленный в упругодемпферные опоры. Определены характерные особенности рассеяния параметров вибрации такой системы. Предложенная методика может быть использована для анализа вибрационной надежности машин, содержащих более сложные роторные системы, например газотурбинных двигателей.

Ключевые слова: роторная система, вибрации, надежность, вероятность отказа, амплитудно-частотная характеристика, анализ дерева отказов, метод статистического моделирования.

M.Sh. Nikhamkin, A.I. Cherniaev, S.V. Semenov

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

ROTOR SYSTEM RELIABILITY INDEXES ESTIMATION METHOD BASED ON STATISTICAL MODELING VIBRATIONS

Vibrations excited by machine rotating parts determine its reliability. Rotor system mathematical models don't allow taking into consideration such random factors as scattering of the size and mass of details, imbalances and etc. However, these factors largely determine spread of vibration characteristics and probabilities of failure connected with vibrations.

The aim of this work is to develop a method for calculating of reliability characteristics on the basis of mathematical modeling of the rotor system based on abovementioned random factors. Developed method consists of three stages. On the first stage rotor system failure probability analysis using fault trees is provided. On the second stage deterministic mathematical model used for determination of rotor system vibration characteristics and components loads is developed. On the third stage element loads is considered as random values. Then components and whole rotor system failure probabilities are determined via statistical simulation method (Monte-Carlo). Application of the method is demonstrated by the example of a simple rotor system, with a shaft and a disc in an elastically-damping supports. The main features of this rotor system vibration characteristics scattering are determined. The developed method can be used to analyze the reliability of vibrating machines having more complex rotor systems, such as gas turbine engines.

Keywords: rotor system, vibration, reliability, failure probability, amplitude-frequency response, fault tree analysis, statistical modeling method.

Введение

Роторные системы являются составной частью самых разных энергетических, транспортных, технологических машин, в частности газотурбинных двигателей и энергетических установок. Одна из важнейших задач, решаемых при разработке, изготовлении и эксплуатации таких изделий, – обеспечение надежности и безопасности эксплуатации. В значительной степени решение этой задачи зависит от способности исключить недопустимые вибрации, которые возбуждаются центробежными силами неуравновешенных масс роторов. Стремление к интенсификации рабочих процессов, увеличению нагруженности узлов, снижению массы ведет к обострению проблемы вибрационной надежности [1–5]. Вибрационные характеристики машин с роторными системами закладываются на начальных этапах проектирования, их изменение на последующих этапах проектирования и производства связано со значительными материальными и временными затратами. Это определяет актуальность разработки эффективных методик анализа и прогнозирования вибрационной надежности.

При исследовании вибраций роторных машин используются, как правило, детерминированные математические модели различных уровней сложности, позволяющие описывать основные закономерности влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на динамику роторов¹ [3–7]. В то же время из опыта эксплуатации и экспери-

¹ Программная система расчета динамики роторов DYNAMICS 4. Св-во об отраслевой разработке № 6691. Леонтьев М.К., Иванов А.В., Дегтярев А.А., Дегтярев С.А.; Отраслевой фонд алгоритмов и программ; Гос. информ. центр информ. технологий; Мин-во образования Рос. Федерации. 2006.

ментальных исследований известно, что для параметров вибрации роторных машин характерно значительное рассеяние, обусловленное влиянием случайных факторов. В работе [5], например, приведены данные, свидетельствующие о 5–10-кратном рассеянии амплитуд виброскорости в авиационных двигателях на одних и тех же режимах работы. Многие источники посвящены исследованию вибраций как случайного процесса, происходящего под действием случайных нагрузок (см., например [8]). Случайный характер влияния факторов сборки роторов на важнейший параметр роторной системы – дисбаланс рассмотрен в работах [9–11]. Обычно математические модели вибраций роторных систем не позволяют учитывать такие случайные факторы, как рассеяние (в пределах технологических допусков) размеров и масс деталей, дисбалансов, усилий затяжки болтовых соединений и т.д. Однако именно эти факторы в значительной мере определяют разброс характеристик вибрации и вероятность отказов.

Цель исследования, описанного в настоящей статье, состоит в разработке методики расчета характеристик надежности роторных систем на основе математического моделирования вибрации с учетом названных выше случайных факторов.

Методика расчета характеристик надежности

Предлагаемая методика расчета характеристик надежности роторной системы основана на моделировании ее вибраций и включает в себя следующие этапы:

- анализ конструкции роторной системы и вероятности ее отказа путем построения дерева отказов;
- разработка детерминированной математической модели для расчета характеристик вибрации роторной системы, усилий, которые определяют надежность отдельных ее узлов;
- определение законов статистического распределения параметров системы на основании эмпирических данных;
- расчетная оценка вероятности отказа отдельных элементов системы на основе анализа законов статистического распределения нагрузок на эти элементы с использованием метода статистического моделирования;
- расчет вероятности отказа системы в целом по вероятностям отказа элементов (рис. 1).



Рис. 1. Методика определения вероятности отказа роторной системы

Дерево отказов является удобным инструментом для анализа связи отказов элементов системы с критическим отказом всей системы. Методология построения дерева отказов изложена, например, в работе [2]. Результатом анализа, проводимого на первом этапе, является булева формула для расчета вероятности отказа системы через вероятности отказа входящих в нее элементов. Для роторных систем будем далее рассматривать отказы вследствие недопустимых вибраций: поломки опор, валов, элементов соединений.

Для оценки вероятности отказа элементов роторной системы предлагается использовать метод статистического моделирования (Монте-Карло) [12]. В работе [13] статистическое моделирование использовалось для исследования надежности энергетических установок.

Применительно к роторной динамике этот метод позволяет получать оценку вектора характеристик вибрации \hat{Y} как дискретных случайных величин через вектор конструктивных параметров роторной системы Z , элементы которого также рассматриваются как случайные величины. Он предполагает наличие детерминированной модели $Y(Z)$, связывающей параметры системы Z с параметрами вибрации Y . Схема метода состоит в проведении серии N расчетов (реализаций случайного процесса) по детерминированной модели, в каждом из которых в качестве исходных данных выступает случайный набор значений элементов вектора Z . Полученная для каждого из элементов вектора Y совокупность N результатов – это выборка случайной величины – элемента вектора \hat{Y} , распределение которой характеризует вибрацию.

Случайный выбор набора значений конструктивных параметров Z в каждом расчете по детерминированной модели предполагает, что для каждого из этих параметров известно статистическое распре-

деление. Как минимум, надо знать математическое ожидание (это может быть номинальное значение параметра) и оценку рассеяния (дисперсию). При отсутствии достоверных данных о законах распределения исходных параметров \hat{Z} обычно принимают равномерное распределение или нормальный закон распределения. В алгоритмах, реализующих статистическое моделирование, используются генераторы псевдослучайных чисел.

Для оценки вероятности отказа i -го элемента роторной системы необходимо вычислить вероятность того, что определенная статистическим моделированием компонента \hat{Y}_i вектора \hat{Y} , отвечающая за отказ этого элемента, превышает ее критическое значение Y_i^* : $q_i(\hat{Y} > Y_i^*)$. Вероятность отказа роторной системы q рассчитывается через вероятности отказа ее элементов с помощью булевских формул, полученных на первом этапе из анализа дерева отказов.

Пример реализации методики

Не снижая общности подхода, методику расчета характеристик надежности на основе математического моделирования вибрации роторной системы с учетом случайных факторов рассмотрим на примере простейшей системы, показанной на рис. 2. Она представляет собой ротор, состоящий из невесомого вала длиной l и диска массой m .

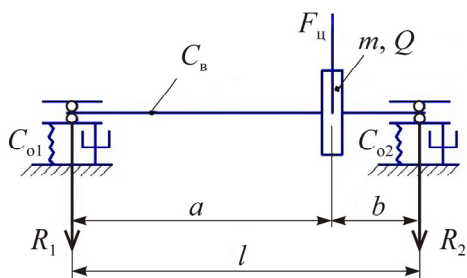


Рис. 2. Расчетная схема ротора

Вал опирается на две упруго-демпферные опоры с жесткостью C_{o1} и C_{o2} . Ротор имеет дисбаланс Q .

Считая параметры массы и жесткости системы, дисбаланс и декремент колебаний стационарными случайными величинами с известными эмпирическими

функциями распределения, необходимо определить статистические характеристики параметров вибрации, отвечающих за надежность системы: реакций в опорах R_1 и R_2 и центробежной силы F_u . Необходимо также рассчитать вероятность отказа такой системы, считая заданными предельные значения нагрузки на опоры R_1^* и R_2^* и нагрузки на вал F_u^* .

Таким образом, компоненты вектора параметров системы $\mathbf{Z}^T = \{m, C_b, C_{o1}, C_{o2}, \delta, Q\}$, а компоненты вектора характеристик вибрации $\mathbf{Y}^T = \{R_1, R_2, F_{II}\}$.

Расчет характеристик вибрации в детерминированной постановке выполнен для номинальных значений параметров, приведенных ниже. Установка с такими параметрами использовалась в экспериментальных исследованиях [14, 15].

Номинальные значения параметров роторной системы:

Параметр	Значение	Параметр	Значение	Параметр	Значение
m , кг	6,168	C_{o2} , МН/м	2,0	L , мм	750
C_b , МН/м	1,0	δ	0,1	a , мм	500
C_{o1} , МН/м	3,0	Q , кг·мм	3,1	b , мм	250

Детерминированная модель для определения характеристик вибрации рассматриваемой роторной системы хорошо известна (см., например, [1, 3]). Если для простоты не принимать во внимание влияние гироскопического эффекта, эта модель определяется следующими соотношениями:

– критическая частота вращения такого ротора

$$n_{кр} = \frac{p}{2\pi}, \quad p = \sqrt{\frac{C}{m}}; \quad (1)$$

– жесткость системы C определяется податливостями вала и каждой из опор:

$$C = \left(\frac{1}{C_{o1}} + \frac{1}{C_{o2}} + \frac{1}{C_b} \right)^{-1}; \quad (2)$$

– амплитуда колебаний A рассчитывается как

$$A = \frac{e\omega^2}{\sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + (2\delta p\omega)^2}}, \quad (3)$$

где ω – частота вращения ротора; e – эксцентриситет, $e = Q/m$;

– центробежная сила диска

$$F_{II} = m\omega^2(A + e); \quad (4)$$

– реакции в опорах

$$R_1 = F_{\text{ц}} \frac{b}{l}; \quad R_2 = F_{\text{ц}} \frac{a}{l}. \quad (5)$$

Воздействию вибрации в рассматриваемом примере подвержены опоры ротора и вал. Значения предельных нагрузок, приводящих к разрушению опор, R^* , вала – F^* . Определение этих сил не входит в задачи настоящего исследования, поэтому будем считать, что они известны.

Дерево отказов для рассматриваемой простейшей системы можно представить в виде, показанном на рис. 3. К отказу системы приводит одно из событий: превышение силой $F_{\text{ц}}$ предельного значения F^* или превышение предельного значения R^* реакцией одной из опор R_1 или R_2 .

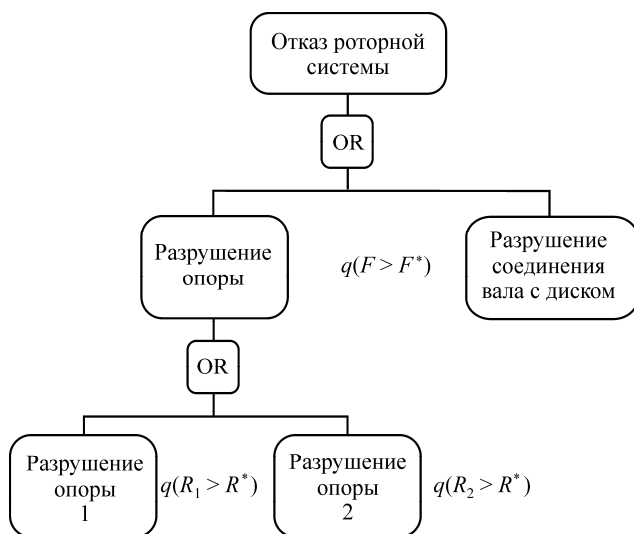


Рис. 3. Дерево отказов исследуемой роторной системы

Вероятность отказа системы P определяется как

$$q = (F_{\text{ц}} \geq F^*) \vee (R_1 \geq R^*) \vee (R_2 \geq R^*). \quad (6)$$

Статистическое моделирование вибраций проводили с использованием детерминированной модели (1)–(5). Характеристики статистического распределения параметров роторной системы, которые ис-

пользовали при статистическом моделировании, приведены в табл. 1. Статистическое моделирование включало в себя $N = 5000$ реализаций.

Таблица 1

Характеристики статистического распределения параметров роторной системы

Параметр	Закон распределения	Математическое ожидание	Среднеквадратическое отклонение	Коэффициент вариации
m , кг	нормальный	6,168	0,31	0,05
C_B , МН/м	нормальный	1,0	0,05	0,05
C_{o1} , МН/м	нормальный	3,0	0,15	0,05
C_{o2} , МН/м	нормальный	2,0	0,10	0,05
δ	нормальный	0,1	0,02	0,2
Q , кг·мм	нормальный	3,1	0,31	0,1

На рис. 4 показана полученная в результате расчетов гистограмма распределения критической частоты вращения ротора. Ее значение, определенное статистическим моделированием, совпадает со значением, рассчитанным по детерминированной модели (табл. 2). Коэффициент вариации критической частоты вращения ротора $K_v = 0,03$ меньше, чем у массы и жесткости $K_v = 0,05$.

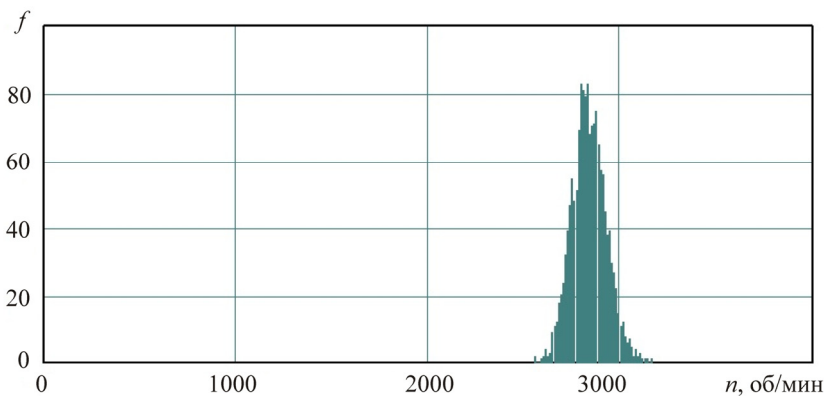


Рис. 4. Гистограмма распределения критической частоты вращения

Таблица 2

Статистические характеристики параметров вибрации системы

Параметр	X_{det}	X_{av}	X_{max}	X_{min}	σ	K_v	A_s
$n_{кр}$, об/мин	2839	2839	3157	2571	84	0,03	0,21
A_{3000} , мм	2,33	2,35	6,87	1,07	0,58	0,25	1,4
$F_{ц}$, Н	1722	1730	4948	951	333	0,19	1,26
R_1 , Н	574	576	1649	317	111	0,19	1,26
R_2 , Н	1148	1154	3298	634	221	0,19	1,26

Примечание: X_{det} – расчетное значение параметра по детерминированной модели; X_{av} , X_{max} , X_{min} – среднее, максимальное и минимальное значения параметра, определенные статистическим моделированием; σ – среднеквадратическое отклонение; K_v – коэффициент вариации; A_s – коэффициент асимметрии; A_{3000} – амплитуда вибрации при частоте вращения 3000 об/мин.

На рис. 5 показаны распределения амплитуды колебаний при различных значениях частоты вращения ротора. Видно значительное рассеяние амплитуды. При частоте вращения ротора 3000 об/мин коэффициент вариации амплитуды $K_v = 0,25$ (см. табл. 2), что несколько больше коэффициента вариации логарифмического декремента колебаний $K_v = 0,2$, при этом выборочное среднее значение практически совпадает с результатом расчета по детерминированной модели.

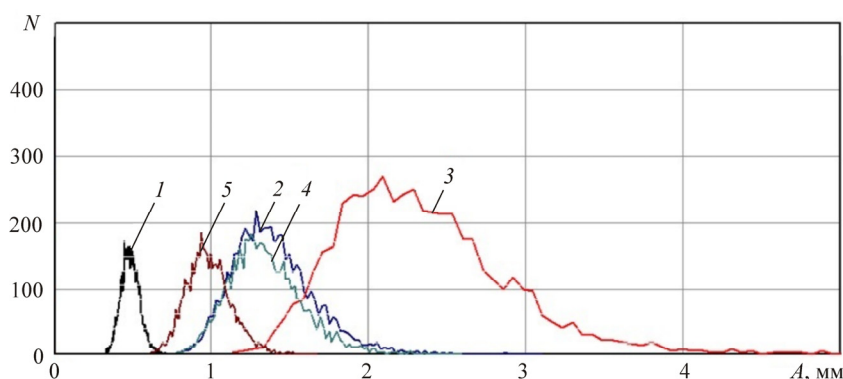


Рис. 5. Распределение значений амплитуды колебаний ротора при различных частотах вращения: 1 – 2000 об/мин; 2 – 2500 об/мин; 3 – 3000 об/мин; 4 – 3500 об/мин; 5 – 4000 об/мин

Для распределения амплитуд характерна асимметрия с коэффициентом $A_s = 1,4$. На рис. 6 хорошо видна эта асимметрия, особенно вблизи критической частоты вращения. Наибольшее случайное значение амплитуды, полученное при частоте вращения 3000 об/мин, почти в три раза больше среднего. Среднее значение практически совпадает с полученным по детерминированной модели.

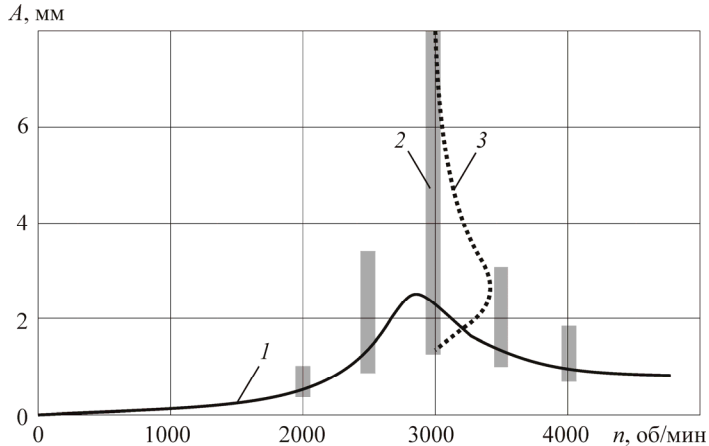


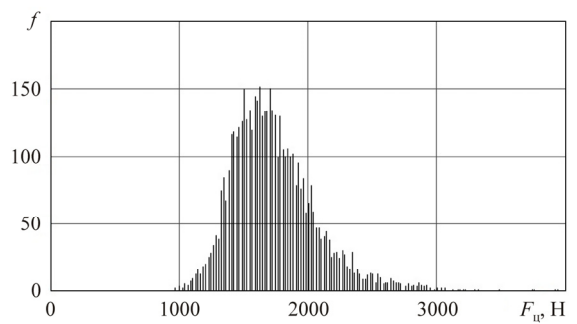
Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика (1) роторной системы с диапазонами рассеяния на разных частотах вращения (2) и кривой распределения (3) амплитуд колебаний

То же самое характерно для распределений $F_{ц}$, R_1 и R_2 (рис. 7). Средние значения этих сил, определенные статистическим моделированием, близки к результатам расчета по детерминированной модели, а максимальные превосходят их почти в три раза. Коэффициент вариации обусловленных вибрацией сил $K_v = 0,19$ близок к коэффициенту вариации логарифмического декремента колебаний $K_v = 0,2$.

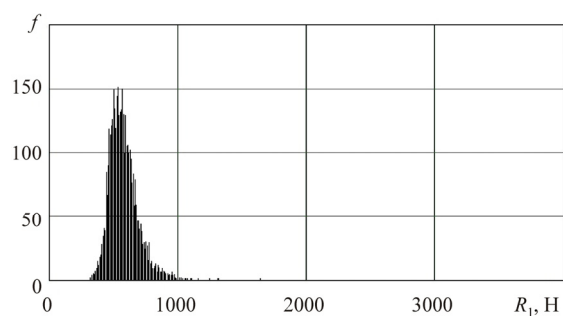
На рис. 7, в приводится увеличенное изображение соответствующей большим значениям случайной величины R_2 части гистограммы. На ней видно, что, хотя и крайне редко, имеют место большие значения сил R_1 , существенно превышающие среднее значение.

Для оценки вероятности отказа элемента роторной системы по полученному распределению параметра, отвечающего за отказ этого элемента, определяется вероятность того, что его случайное значение превышает критическую величину. Для рассматриваемой системы ус-

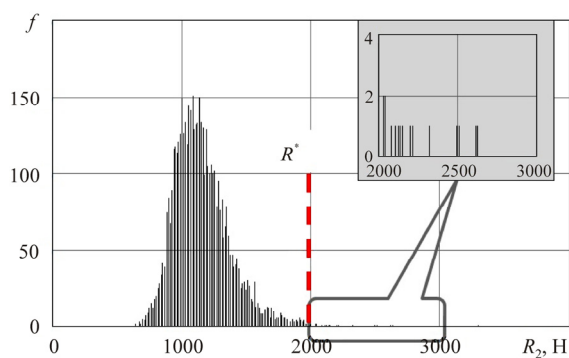
ловия отказа, критические значения этих параметров и вероятности отказа элементов приведены в табл. 3. Вероятность отказа роторной системы в целом определяется по соотношению (6).



a



б



в

Рис. 7. Гистограммы распределения сил F_{II} (а), R_1 (б), R_2 (в) при частоте вращения ротора 3000 об/мин

Таблица 3

Вероятности отказа элементов роторной системы

Событие	Условие	Критическое значение, Н	Вероятность
Разрушение опоры 1	$(R_1 > R^*)$	2000	0
Разрушение опоры 2	$(R_2 > R^*)$	2000	0,004
Разрушение вала	$(F_{II} > F^*)$	2500	0,028
Отказ роторной системы в целом	$(F_{II} \geq F^*) \vee$ $(R_1 \geq R^*) \vee$ $(R_2 \geq R^*)$	–	0,032

Анализ результатов, приведенных в табл. 3, показывает, что наименее надежным элементом исследованной в рассматриваемом примере системы оказалось соединение вала с диском.

Следует отметить, что полученная вероятность отказа q сама является величиной случайной вследствие того, что статистическое моделирование проводится на конечном числе реализаций N . Выше приведена оценка, полученная в одном из вариантов расчета по описанной методике на основе статистического моделирования при $N = 5000$, $q = 0,032$. Десять повторных расчетов дали среднюю оценку вероятности $q = 0,029$ с коэффициентом вариации 0,11. С увеличением числа реализаций при статистическом моделировании N оценка вероятности отказа получается более достоверной.

Заключение

Разработана методика моделирования характеристик надежности роторных систем с учетом случайного характера факторов, определяющих вибрации таких систем. Методика основана на анализе дерева отказов системы в сочетании со статистическим моделированием отказов элементов системы в условиях вибраций.

Использование методики продемонстрировано на примере простейшей роторной системы, представляющей собой однодисковый ротор на упругих опорах. Статистическим моделированием получены гистограммы распределения амплитуд вибрации и динамических усилий, отвечающих за отказ элементов системы. Средние значения полу-

ченных распределений этих величин близки к значениям, получаемым расчетом по детерминированной модели, коэффициенты вариации близки к коэффициенту вариации логарифмического декремента колебаний системы.

Характерная особенность распределения амплитуды колебаний и вызванных вибрацией динамических усилий состоит в наличии значительной асимметрии. В рассмотренном примере выборочное максимальное значение усилия, действующего на опору, превышает среднее почти в три раза.

Разработанная методика может быть использована в инженерной практике для анализа вибрационной надежности машин, содержащих более сложные роторные системы, например газотурбинных двигателей.

Работа выполнена в рамках реализации государственного задания № 9.576.2014/К Министерства образования и науки Российской Федерации.

Библиографический список

1. Вибрации в технике. Т. 3 Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф.М. Димтенберга и К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
2. Руководство ARP 4761. Методы оценки безопасности систем и бортового оборудования воздушных судов гражданской авиации. – М.: Авиаиздат, 2011. – 265 с.
3. Muszynska A. Rotordynamics. – New York: Taylor & Francis Group, 2005. – 1054 p.
4. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы / И.Ш. Загретдинов, А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, П.Р. Должанский // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5–15.
5. Иноземцев А.А., Нихамкин М.Ш., Сандрацкий В.Л. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2008. – Т. 4. – 192 с.
6. Безмозгий И.М., Софинский А.Н., Чернягин А.Г. Моделирование в задачах вибропрочности конструкций ракетно-космической техники // Космическая техника и технологии. – 2014. – № 3(6). – С. 71–80.

7. Бурау Н.И., Павловский А.М., Яцко Л.Л. Моделирование двухуровневой системы контроля вибрации авиационного двигателя в системе NI LabVIEW // Информационные технологии. – 2012. – № 9. – С. 257–262.

8. Вибрации в технике. Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

9. Непомилуев В.В. Разработка технологических основ обеспечения качества сборки высокоточных узлов газотурбинных двигателей: дис. ... д-ра техн. наук. – Рыбинск, 2000. – 356 с.

10. Корнеев Н.В. Имитационное аналитическое и статистическое моделирование балансировки гибких роторов турбокомпрессоров // Известия Самар. науч. центра РАН. – 2010. – Т. 12, № 4–1. – С. 327–242.

11. Stochastic modeling of flexible rotors / E.H. Koroishi, Al.A. Cavalini, Jr. Antônio, M.G. deLima, V. Steffen Jr. // Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng. – 2012. – Vol. 34, special iss. 2. – P. 574–582.

12. Об одном подходе к моделированию процессов исчерпания ресурса инженерных объектов / Ю.Г. Коротких, И.А. Волков, С.Н. Карпенко, И.Б. Мееров, А.В. Золотов // Вестник Волж. гос. академии водного транспорта. – 2003. – № 4. – С. 138–145.

13. Семионичев Д.С., Медведев В.В. Рекомендации по выбору закона и параметров распределения при имитационном моделировании в процессе прогноза риска эксплуатации СЭУ // Судостроение. – 2011. – № 3. – С. 37–40.

14. Experimental investigation of rotor dynamics in aircraft engine with two-axis stiffness anisotropy of supports / S.V. Semenov, M.Sh. Nixhamkin, O.V. Korepanova, Y.A. Berendorf // 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, ICAS 2014.

15. Особенности модального анализа роторов с цанговыми соединениями деталей / М.Ш. Нихамкин, Г.В. Мехоношин, С.В. Семенов, Б.П. Болотов // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 10, ч. 2. – С. 280–288.

References

1. Dimtenberga F.M., Kolesnikova K.S. Vibratsii v tekhnike. Tom 3. Kolebaniya mashin, konstruktsiy i ikh elementov [Vibrations in technique. Vol. 3. Machine, constructions and their units vibrations]. Moscow: Mashinostroenie, 1980. 544 p.

2. Rukovodstvo ARP 4761. Metody otsenki bezopasnosti sistem i bortovogo oborudovaniya vozdushnykh sudov grazhdanskoj aviatsii [Manual ARP 4761. System and on-board equipment safety evaluation methods]. Moscow: Aviaizdat, 2011. 265 p.

3. Muszynska A. Rotordynamics. New York: Taylor & Francis Group, 2005. 1054 p.

4. Zagretdinov I.Sh., Kostyuk A.G., Trukhniy A.D., Dolzhan-skiy P.R. Razrushenie turboagregata 300 MVt Kashirskoy GRES: prichiny, posledstviya i vyvody [The destruction of 300 MW Kashirskaya turbine unit: causes, consequences and conclusion]. *Teploenergetika*, 2004, no. 5, pp. 5-15.

5. Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.Sh, Sandratskiy V.L. Dinamika i prochnost aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok [Dynamics and strength of aircraft engines and power plants]. Moscow: Mashinostroenie, 2008. Vol. 4. 192 p.

6. Bezmozgiy I.M., Sofinskiy A.N., Chernyagin A.G. Modelirovanie v zadachakh vibroprochnosti konstruktsiy raketno-kosmicheskoy tekhniki [Modeling problems in vibration strength designs of rocket and space technology]. *Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii*, 2014, no. 3(6), pp. 71-80.

7. Burau N.I., Pavlovskiy A.M., Yatsko L.L. Modelirovanie dvukh-urovnevoy sistemy kontrolya vibratsii aviatsionnogo dvigatelya v sisteme NI LabVIEW [Simulation of a two-level vibration control system of an aircraft engine in NI LabVIEW system]. *Informatsionnye tekhnologii*, 2012, no. 9, pp. 257-262.

8. Vibratsii v tekhnike. Tom 1. Kolebaniya lineynykh system [Vibrations in the art. Vol. 1. Vibrations of linear systems]. Ed. by V.V. Bolotin. Moscow: Mashinostroenie, 1978. 352 p.

9. Nepomiluev V.V. Razrabotka tekhnologicheskikh osnov obe-specheniya kachestva sborki vysokotochnykh uzlov gazoturbinnnykh dviga-teley [Development of technological fundamentals of quality of the preci-sion component assembly of gas turbine engines]. Doctor's degree dissertation. Rybinsk, 2000. 356 p.

10. Korneev N.V. Imitatsionnoe analiticheskoe i statisticheskoe mod-elirovanie balansirovki gibkikh rotorov turbokompressorov [Simulation ana-lytical and statistical modeling turbochargers balancing flexible rotors]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, 2010, vol. 12, no. 4-1, pp. 327-242.

11. Koroishi E.H., Cavalini Al.A., Antônio Jr., deLima M.G., Steffen V.Jr. Stochastic modeling of flexible rotors. *Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng*, 2012, vol. 34, special iss. 2, pp. 574-582.

12. Korotkikh Yu.G., Volkov I.A., Karpenko S.N., Meerov I.B., Zolotov A.V. Ob odnom podkhode k modelirovaniyu protsessov ischerpaniya resursa inzhenernykh obektov [On one approach to modeling the processes of exhaustion of a resource of engineering objects]. *Vestnik Volzhskoy gosudarstvennoy akademii vodnogo transporta*, 2003, no. 4, pp. 138-145.

13. Semionichev D.S., Medvedev V.V. Rekomendatsii po vyboru zakona i parametrov raspredeleniya pri imitatsionnom modelirovanii v protsesse prognoza riska ekspluatatsii SEU [Recommendations on the choice of law and the distribution parameters in simulations during operation risk prediction SPP]. *Sudostroenie*, 2011, no. 3, pp. 37-40.

14. Semenov S.V., Nikhamkin M.Sh., Korepanova O.V., Berendorf Y.A. Experimental investigation of rotor dynamics in aircraft engine with two-axis stiffness anisotropy of supports. *29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, ICAS 2014*.

15. Nikhamkin M.Sh., Mekhonoshin G.V., Semenov S.V., Bolo-
tov B.P. Osobennosti modalnogo analiza rotorov s tsangovymi soedineni-
yami detaley [Features of rotors modal analysis with push-in connection
parts]. *Fundamentalnye issledovaniya*, 2015, no. 10, part. 2, pp. 280-288.

Об авторах

Нихамкин Михаил Шмерович (Пермь, Россия) – доктор техни-
ческих наук, профессор кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ
ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail:
nikhamkin@mail.ru).

Семенов Сергей Валерьевич (Пермь, Россия) – ассистент, аспи-
рант кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990,
г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: sergey.semyonov@mail.ru).

Черняев Александр Иванович (Пермь, Россия) – младший
научный сотрудник кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ
ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail:
aichernyaev@yandex.ru).

About the authors

Mikhail Sh. Nikhamkin (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Aircraft Engines, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: nikhamkin@mail.ru).

Sergey V. Semenov (Perm, Russian Federation) – Assistant, Post-graduate Student, Department of Aircraft Engines, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: sergey.semyonov@mail.ru).

Aleksandr I. Chernyaev (Perm, Russian Federation) – Junior Researcher, Department of Aircraft Engines, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: aichernyaev@yandex.ru).

Получено 15.08.2016