

УДК 62-251

ОСОБЕННОСТИ МОДАЛЬНОГО АНАЛИЗА РОТОРОВ С ЦАНГОВЫМИ СОЕДИНЕНИЯМИ ДЕТАЛЕЙ

Нихамкин М.Ш., Мехоношин Г.В., Семенов С.В., Болотов Б.П.

Пермский национальный исследовательский политехнический университет,

Пермь, e-mail: nikhamkin@mail.ru

Работа посвящена проблеме расчетного модального анализа конструкций с цанговым соединением. В общем случае методика моделирования данного типа соединения подразумевает использование контактных элементов, затрудняющих проведение классического модального анализа. В данной статье предлагается методика моделирования цангового соединения без использования нелинейных элементов. Оработка методики моделирования осуществлялась на одном из валов двухвальной исследовательской роторной установки, использующейся для моделирования вибрационных процессов, протекающих в роторных системах авиационных газотурбинных двигателей, с учетом конструкционных и эксплуатационных факторов. Рассмотрены особенности крепления нагрузочного диска к валу с помощью цангового соединения и предложены способы моделирования данного соединения с помощью клиновидных подрезов. Произведены расчеты модальных характеристик вала (собственные формы колебаний и соответствующие частоты) для трех вариантов моделирования цангового соединения. Расчет произведен в «свободном подвесе», модель материала задается в упругой постановке, свойства материала изотропные во всех направлениях. Для верификации модальных характеристик, полученных расчетным методом, с помощью лазерной виброметрии проведен экспериментальный модальный анализ вала в упругом подвесе. Экспериментальным путем определены формы колебаний и значения собственных частот вала. Произведено сравнение собственных частот вала, полученных экспериментально и с помощью расчета, на соответствующих им формах колебаний. Дана количественная оценка, представлено процентное расхождение по собственным частотам на соответствующих формах колебаний. Путем сравнительного анализа установлен наиболее точный вариант моделирования цангового соединения в линейной постановке. Даны рекомендации по использованию предложенной методики моделирования.

Ключевые слова: математическое моделирование, цанговое соединение, газотурбинный двигатель, модельная роторная установка, модальный анализ, экспериментальная верификация

SPECIFICS OF ROTORS WITH COLLET CLAMPING PARTS MODAL ANALYSIS

Nikhamkin M.S., Mekhonoshin G.V., Semenov S.V., Bolotov B.P.

Perm National Research Polytechnic University, Perm, e-mail: nikhamkin@mail.ru

The paper is dedicated to the problem of constructions with collet clamping modal analysis. Commonly modeling technique of collets is based on contact elements using. But it doesn't allow classical modal analysis providing. The method of collets modeling without nonlinear elements is presented at this paper. The method is tested on rotor test rig shaft modal analysis. The test rig is used for gas turbine engines rotor system vibration simulating. Features of load disk and shaft collet clamping are investigated. Techniques of the junction modeling via wedge-shaped cuts are proposed. Numerical modal analysis for three types of collet clamping modeling is performed. The analysis conditions are «free suspension», elastic and isotropic material model. The results of numerical modal analysis are verified by experimental modal analysis provided via laser vibrometry in elastic suspension. Shaft modal shapes and natural frequencies are obtained. Natural frequencies obtained experimentally and numerically are compared at corresponding modal shapes. Quantitative evaluations, percent discrepancy between natural frequencies are presented. The best collet clamping linear modeling technique is determined. Recommendations of modeling technique using are proposed.

Keywords: mathematical modeling, collet clamping, gas turbo engine, modeling rotor installation, modal analysis, experimental verification

В машиностроении широкое распространение получили методы оценки вибрационных и прочностных характеристик конструкций, основанные на математическом моделировании их динамического поведения. Среди них особое место занимают методы модального анализа. В основе модального анализа лежит возможность описания динамического поведения конструкции компактным набором модальных параметров: собственных частот, форм и декрементов колебаний [3, 4]. Знание этих параметров позволяет представить любые колебания линейной системы в виде раз-

ложения по собственным формам и тем самым существенно сократить вычислительную трудоемкость моделирования. Однако при определении модальных характеристик моделей, имеющих в своем составе нелинейные элементы, данный метод в классической постановке не дает единственного решения [8] и вынуждает использовать различные методики линеаризации функции поведения контакта. Кроме этого, модальные характеристики зависят от граничных условий, которые в случае реальных конструкций не всегда известны с необходимой точностью [9, 10]. Эти особенности могут

усложнить процедуру расчетного определения модальных характеристик конструкции.

Перечисленные трудности в полной мере проявляются при расчете модальных характеристик роторов с неподвижными соединениями элементов, в частности с цанговыми соединениями. Контакт между элементами ротора приводит к нелинейности упругих характеристик. Кроме того, сама поверхность контакта зависит от отклонений от номинала (в пределах допусков на изготовление) реальных размеров сопрягаемых деталей и усилий затяжки резьбовых соединений.

Цель настоящей работы состоит в разработке методики моделирования цанговых соединений деталей при модальном анализе роторов.

Материалы и методы исследования

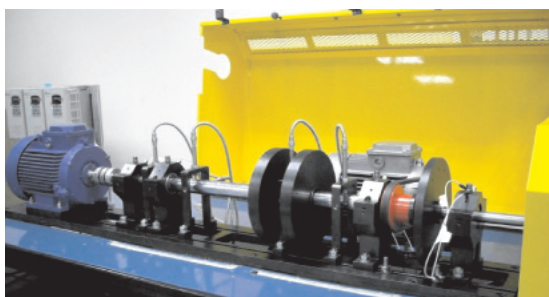
Исследование проводится на примере вала ротора двухвальной модельной роторной установки (рис. 1). Установка предназначена для отработки методик математического моделирования вибрационных процессов, протекающих в роторных системах авиационных газотурбинных двигателей с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов [5, 6]. Ротор представляет собой полый вал с закрепленным на нем диском постоянной по радиусу толщины. Масса диска 5,96 кг, его диаметр 200 мм. Наружный диаметр вала 35 мм,

внутренний – 30 мм. Диск закреплен на валу ротора с помощью цангового соединения.

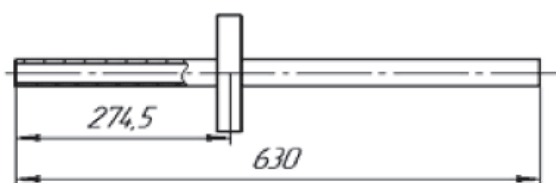
Цанговое соединение (рис. 2) состоит из конической втулки 2, установленной на вал 1, диска 3, установленного на коническую втулку, и двух гаек 4, фиксирующих положение диска на конической втулке 2. Данная конструкция позволяет изменять положение дисков на валу. Втулка 2 – коническая, отверстие диска 3 также коническое. Их размеры выполнены с отклонениями от номинала в пределах заданных допусков. Контакт диска с втулкой осуществляется не по всей конической поверхности, положение и величина зоны контакта зависит от усилия затяжки гайки 4.

Расчетный модальный анализ ротора проводится методом конечных элементов. В расчетной модели сборный ротор выполнен в виде одной твердотельной детали, что исключает необходимость моделирования контактного взаимодействия между деталями и позволяет решать задачу в линейной постановке [2]. Для исключения влияния жесткости закрепления ротора в статоре рассматривались граничные условия «свободный подвес», при которых не накладываются ограничения на перемещения ротора.

Рассмотрены три варианта моделирования цангового соединения: А – сплошное соединение (рис. 3, а), Б – модель с одним клиновидным разрезом по части конической поверхности между втулкой и диском (рис. 3, б) и модель В – с двумя разрезами (рис. 3, в). Две последние модели позволяют учесть отсутствие полного контакта деталей по всей поверхности конической втулки, а также несовпадение углов раскрытия конической поверхности диска и втулки.

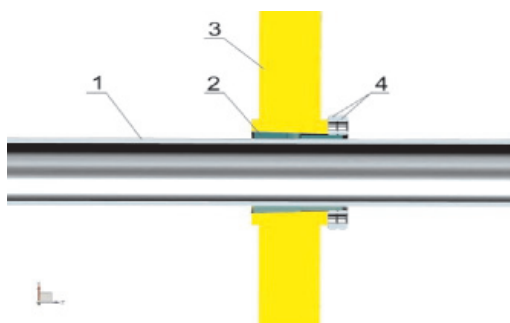


а

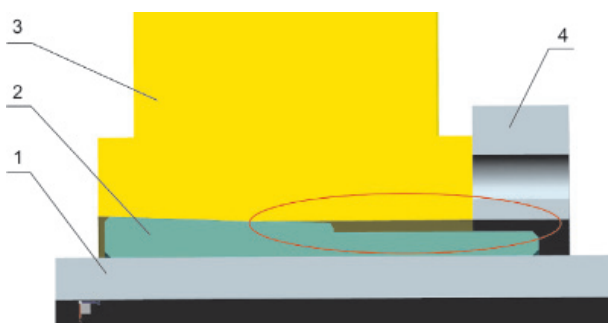


б

Рис. 1. Внешний вид экспериментальной установки (а) и схема ротора (б)



а



б

Рис. 2. Общий вид цангового соединения (а) и узел крепления диска к валу (б):
1 – вал ротора; 2 – коническая втулка; 3 – диск ротора; 4 – гайки

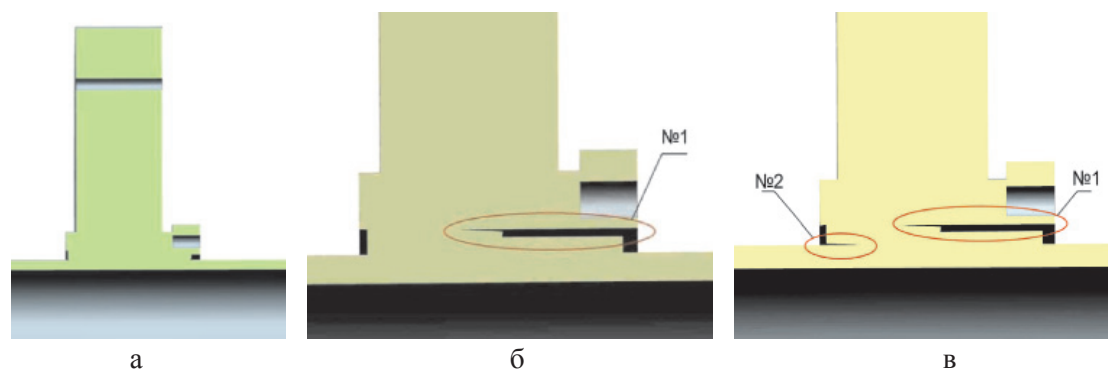


Рис. 3. Модели цангового соединения:
а – без разрезов (А), б – с одним разрезом (Б); в – с двумя разрезами (В)

Расчетные значения собственных частот $f_{\text{расч}}$ колебаний ротора и их относительная погрешность ε по сравнению с результатами $f_{\text{эксп}}$ экспериментального модального анализа

Формы колебаний	$f_{\text{эксп}}$, Гц	Модель А		Модель Б		Модель В	
		$f_{\text{расч}}$, Гц	ε , %	$f_{\text{расч}}$, Гц	ε , %	$f_{\text{расч}}$, Гц	ε , %
1	351	361	2,77	352	0,28	351	0
2	580	677	14,33	655	11,45	630	7,94
3	1446	1617	10,58	1500	3,6	1491	3,02
4	2356	2462	4,31	2445	3,64	2357	0,04

Анализ результатов расчетного и экспериментального модального анализа

В результате расчетного модального анализа получены собственные формы и частоты колебаний исследуемого ротора для трех описанных выше моделей цангового соединения (рис. 4, таблица).

Для идентификации математической модели был проведен экспериментальный модальный анализ исследуемого ротора методом трехкомпонентной сканирующей лазерной виброметрии с помощью виброметра PSV-400-3D по методике, описанной в [1, 7]. Получены собственные частоты (таблица) и формы колебаний (рис. 4) исследуемого ротора. На рис. 4 видно хорошее согласование первых четырех собственных форм колебаний ротора, полученных экспериментально и расчетным модальным анализом с использованием модели В (рис. 3).

Для моделей Б и В цангового соединения выявлено существенное влияние геометрических характеристик разрезов на результаты модального анализа. В процессе идентификации были определены параметры подрезов, при которых достигались минимальные расхождения между модальными характеристиками, полученными расчетным и экспериментальными методами (рис. 5).

Из таблицы видно, что наибольшую погрешность расчетного моделирования, до 14,33%, дает модель цангового соединения А, не учитывающая возможность неполного контакта в соединении. Несколько меньшую погрешность, до 11,45%, обеспечивает модель Б. При использовании модели В, учитывающей возможность неполного контакта деталей с обеих сторон диска, погрешность моделирования может быть снижена до 7,94%. Наибольшее расхождение в частотах имеет место на 2-й изгибной форме при всех трех вариантах моделирования. При этом расчетная частота во всех случаях получалась выше полученной экспериментально.

Заключение

Разработана методика моделирования цангового соединения при конечно-элементном расчете модальных характеристик роторов. Методика позволяет учитывать анализ в линейной постановке. Для проверки методики проведен расчетный и экспериментальный модальный анализ ротора модельной исследовательской установки. Получены собственные частоты и формы колебаний. Минимальное расхождение между расчетными и экспериментальными значениями собственных частот ротора получено для модели В цангового соединения.

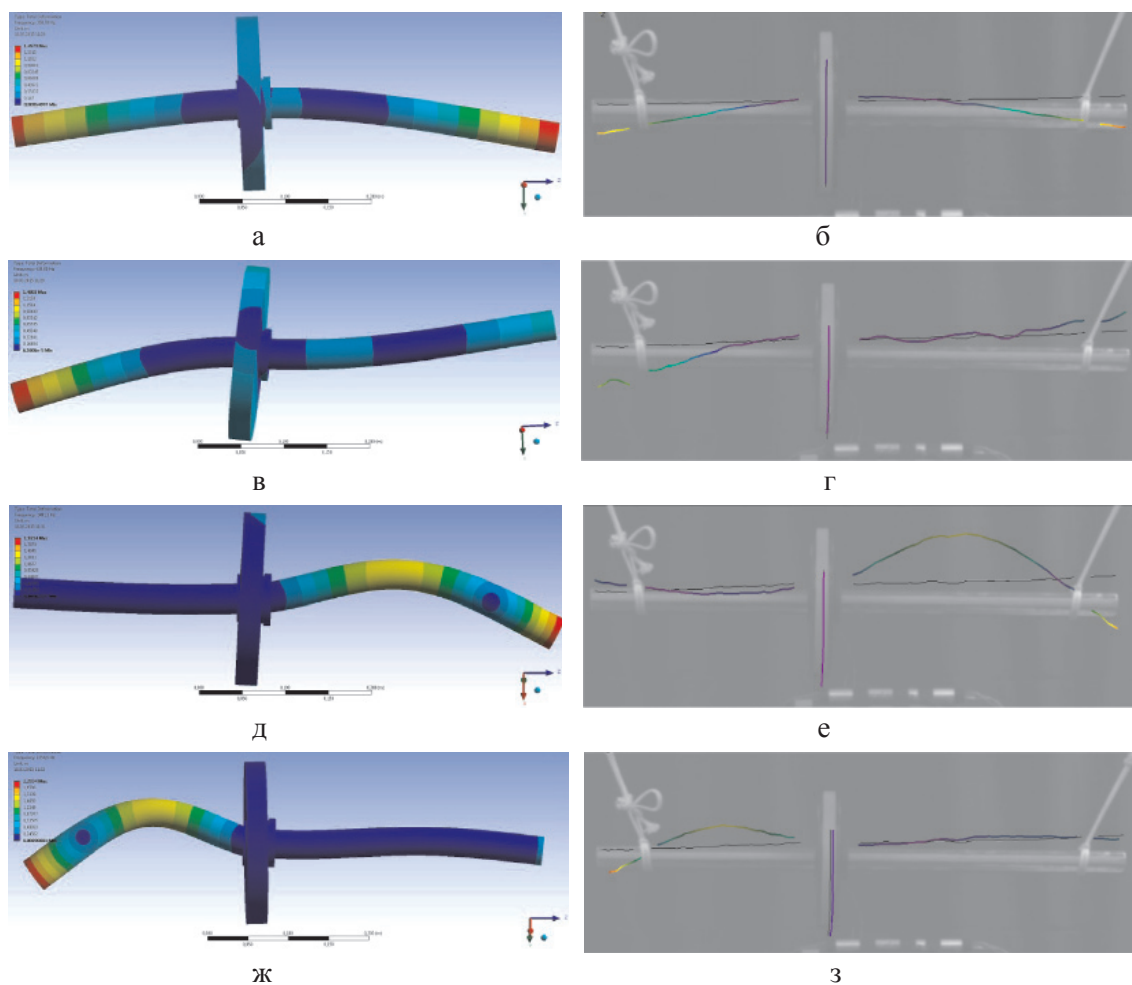


Рис. 4. Собственные формы колебаний ротора, полученные из конечно-элементного расчета (а, в, д, ж) и экспериментального модального анализа (б, г, е, з)

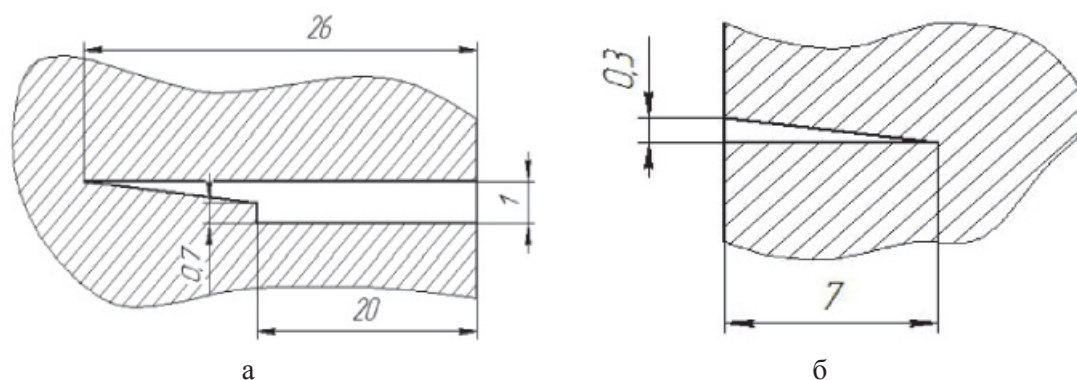


Рис. 5. Размеры клиновидных разрезов в моделях цангового соединения по модели В: а – № 1; б – № 2 (см. рис. 3)

Рассмотренные методики моделирования цангового соединения в линейной постановке могут быть использованы для математического моделирования при отстройке от критических и резонансных ре-

жимов роторов, содержащих подобные соединения.

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

Список литературы

1. Иноземцев А.А., Нихамкин М.Ш., Воронов Л.В., Сенкевич А.А., Головкин А.Ю., Болотов А.П., Методика экспериментального модального анализа лопаток и рабочих колес газотурбинных двигателей // Тяжелое машиностроение. – 2010. – № 11. – С. 2–6.

2. Леонтьев Н.В. Применение системы ANSYS к решению задач модального и гармонического анализа // Информационные системы в математике и механике: учебно-методический материал по программе повышения квалификации. – Нижний Новгород, 2006. – 101 с.

3. Леонтьев М.К., Хронин Д.В., Борздыко Е.В. Анализ динамического поведения роторов с нелинейными упруго-демпферными опорами // Известия вузов. Авиационная техника. – 1987. – № 3. – С. 19–22.

4. Нихамкин М.А. Вибрационные процессы в газотурбинных двигателях: конспект лекций / Пермский национальный исследовательский политехнический университет. – Пермь, 2011. – 105 с.

5. Нихамкин М.Ш., Семенов С.В., Мехоношин Г.В. Экспериментальное исследование демпфирования колебаний двухвальной роторной системы газотурбинного двигателя // Фундаментальные исследования. – 2014. – № 11 часть 2. – С. 280–284.

6. Семенов С.В., Мехоношин Г.В. Информационно-измерительная система управления модельной двухвальной роторной установкой [Электронный ресурс] // Инновационные технологии: теория, инструменты, практика (InnoTech 2013). – Пермь, ПНИПУ, 2013. – Режим доступа: http://conference.msa.pstu.ru/sekcia_1/informatsionno-izmeritelnaya_sistema_upravleniya_modelnoy_dvukhvalnoy_rotornoy_ustanovkoy.doc.

7. Хейлен В., Ламменс С., Сас П. Модальный анализ: теория и испытания: пер. с англ., под ред. В.И. Смыслова. – М.: ООО «Новатест», 2010. – 319 с.

8. Хронин Д.В. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

9. Bently D.E. Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics // Bently Pressurized Bearing Company. – 2002. – 764 p.

10. Muszynska A. Rotordynamics. – Boca raton: Taylor&Francis Group, 2005. – 1074 p.

References

1. Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.Sh., Voronov L.V., Senkevich A.A., Golovkin A.Yu., Bolotov A.P., Metodika eks-

perimentalnogo modalnogo analiza lopatok i rabochikh koleb gazoturbinnnykh dvigateley. Tyazheloe mashinostroenie, 2010, no. 11. pp. 2–6.

2. Leontyev N.V. Primenenie sistemy ANSYS k resheniyu zadach modalnogo i garmonicheskogo analiza. Uchebno-metodicheskiy material po programme povysheniya kvalifikatsii «Informatsionnye sistemy v matematike i mekhanike» Nizhniy Novgorod, 2006, 101 p.

3. Leontiev M.K., Hronin D. V., Borzdyko E.V. Analiz dinamicheskogo povedeniya rotorov s nelineynymi uprugodempfernymi oporami. Izvestiya vuzov. Aviatsonnaya tekhnika, 1987, no. 3, pp. 19–22.

4. Nihamkin M.A. Vibratsionnye protsessy v gazoturbinnnykh dvigatelyakh. Konspekt lektsey / Permskiy natsionalnyy issledovatel'skiy politekhnicheskii universitet. Perm, 2011. 105 p.

5. Nikhamkin M.Sh., Semenov S.V., Mekhonoshin G.V. Eksperimentalnoe issledovanie dempfirovaniya kolebaniy dvukhvalnoy rotornoy sistemy gazoturbinnogo dvigatelya. Fundamentalnye issledovaniya. 2014, no. 11 chast 2, pp. 280–284.

6. Semenov S.V. Mekhonoshin G.V. Information-measuring system management model two-shaft rotor insert [electronic resource] / Innovative technology: theory, tools, practice (InnoTech 2013). Perm, PNIPU, 2013. Access: http://conference.msa.pstu.ru/sekcia_1/informatsionno-izmeritelnaya_sistema_upravleniya_modelnoy_dvukhvalnoy_rotornoy_ustanovkoy.doc.

7. Vard Kheylen, Stefan Lammens, Pol Sas. Modalnyy analiz: teoriya i ispytaniya // per. s angl., pod red. V.I. Smysova. M.: ООО «Novotest», 2010, 319 p.

8. Khronin D.V. Konstruktsiya i proektirovanie aviatsonnykh gazoturbinnnykh dvigateley. M.: Mashinostroenie, 1989. 368 p.

9. Bently D.E. Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. Bently Pressurized Bearing Company. 2002. 764 p.

10. Muszynska A. Rotordynamics. Boca raton: Taylor&Francis Group, 2005. 1074 p.

Рецензенты:

Бульбович Р.В., д.т.н., профессор, декан аэрокосмического факультета, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь;

Колмогоров Г.Л., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Динамика и прочность машин», Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь.