

УДК 621.438:004.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРА В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS

И.Р. Тазеев, С.О. Гапоненко, А.Е. Кондратьев, А.Н. Замалиев

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия
26_ilnur94@mail.ru

Резюме: При изготовлении, эксплуатации и проведении ремонтных работ энергетического оборудования, включающего в себя ротор, возникает дисбаланс, связанный с неуровновешенностью масс самого ротора, что приводит к возникновению переменных нагрузок на опоры и изгиб ротора. Избежать отрицательного воздействия центробежных сил возможно путем динамической балансировки ротора на балансировочных станках. На современном производстве обычно применяются балансировочные станки, работающие в резонансном и зарезонансном режимах. Однако данные режимы балансировки имеют ряд существенных недостатков, которые можно решить применением дорезонансного метода. В частности, это возможность балансировки изделий с большими начальными дисбалансами и увеличение точности балансировки.

Учитывая высокие требования к надежности энергетического оборудования, применение зарезонансного метода балансировки необходимо дополнить другими способами. Для этого разработана и спроектирована модель дорезонансного балансировочного станка для балансировки роторов и вращающихся элементов энергетического оборудования. Для моделирования балансировочного станка и ротора использовалась система автоматизированного проектирования Autodesk Inventor.

На базе программной системы конечно-элементного анализа ANSYS проведен модальный анализ путем применения блочного метода Ланцоша. С целью выявления информативного диапазона частот, на котором следует выполнять дорезонансную балансировку ротора, рассчитаны собственные частоты колебаний 3D-моделей станины балансировочного станка и ротора ГТД-16М.

Ключевые слова: дорезонансный балансировочный станок, вибрация, собственные частоты колебаний, дисбаланс, ротор, частотный диапазон, САПР Autodesk Inventor, ANSYS.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-5-6-75-83

MODELING OF THE MACHINE FOR THE BALANCING OF THE ROTOR IN THE ANSYS SOFTWARE COMPLEX

I.R. Tazeyev, S.O. Gaponenko, A.E. Kondratiev, A.N. Zamaliev

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia
www.26_ilnur94@mail.ru

Abstract: An imbalance appears during the manufacture, operation and maintenance of power equipment. The rotor imbalance arises due to the unbalanced masses of the rotor which leads to the emergence of variable loads on the supports and bending of the rotor. The dynamic

balancing of the rotor on the balancing machine is the way to avoid the negative effects of centrifugal forces. The balancing machines in resonant and soft-bearing modes are usually used on modern production. However, these methods of balancing has a number of shortcoming, which can be solved by using the hard-bearing method. For example, an ability of balancing of products with huge imbalance and increasing the accuracy of balancing.

Application of soft-bearing balancing method needs to be added in other ways, taking into account high requirments of the power equipment. A model of a hard-bearing balancing machine was designed for balancing rotors and rotating elements of power equipment. The Autodesk Inventor CAD software was used for modeling of the balancing machine and the rotor.

The modal analysis was conducted by using the block method of Lanczos on the basis of the ANSYS system. The main assumption during the modal analysis process was that the form of free fluctuations is calculated in relative units and does not allow to determine absolute shifts. The natural oscillation frequencies of the 3D models of the balancing machine bed and the rotor of the gas turbine engine 16M were calculated to determine the informative frequency range that the rotor should be hard-bearing balanced.

Keywords: *hard-bearing balancing machine, vibration, natural oscillation frequencies, unbalance, rotor, frequency range, CAD Autodesk Inventor, ANSYS.*

Введение

Современное теплоэнергетическое оборудование содержит большое количество вращающихся элементов и узлов. К ним можно отнести роторы турбин, электродвигателей, барабаны, а также крыльчатки вентиляторов и рабочие колеса центробежных насосов, вентиляторов и компрессоров. В процессе их производства и дальнейшего использования возникают неуравновешенные внутренние силы и дисбаланс.

Балансировкой роторов называется процесс, предназначенный для неуравновешенных вращающихся частей машины. Причиной появления нескомпенсированных центробежных сил и моментов является отклонение оси вращения ротора от главной центральной оси инерции. В этом случае при вращении возможно появление вибрации всего оборудования, что, в свою очередь, негативно влияет на срок службы подшипников, фундамента и опорных элементов [1].

Балансировка производится на балансировочных станках. Балансировочный станок – это измерительный прибор, определяющий место и степень статической или динамической неуравновешенности вращающихся деталей машин и оборудования.

Вибрацией называется механическое колебание тела либо целой механической системы. Возбудителями вибрации тела являются силы, приложенные к объекту извне или возникающие внутри него самого. Вибрация конкретного объекта полностью определяется силой возбуждения, ее направлением и частотой. Эти силы зависят от состояния машины, и знание их характеристик и законов взаимодействия позволяет диагностировать дефекты. Причинами возникновения дефектов могут служить неточности при проведении монтажа, наладки и ремонтных работ. Своевременное нахождение скрытых дефектов позволяет, в свою очередь, избежать дорогостоящих процессов останова и новых запусков оборудования [2].

Самыми распространенными датчиками для измерения вибраций являются пьезоэлектрические.

Пьезоэлектрические датчики предназначены для измерения механических параметров (усилий, давлений, ускорений, массы, угловых скоростей, моментов, деформаций и т.п.), построения тепловых приборов (термодатчиков, датчиков расхода, вакуума, измерителей электрических параметров, датчиков тепловых потоков), а также для контроля составов, концентраций газов, влажности и микромасс. По разрешающей

способности и точности эти устройства во многих случаях превосходят датчики, выполненные на других физических принципах [3].

Конструкции контрольно-измерительных пьезоэлектрических преобразователей, с одной стороны, определяются необходимыми электроакустическими параметрами, с другой – общими геометрическими, механическими, химическими и температурными требованиями, предъявляемыми к системе, в которой они используются. Естественно, во многих случаях эти требования противоречат друг другу, тогда приходится искать некоторое компромиссное конструктивное решение [4].

Для решения поставленной задачи необходимо перейти к методу Ланцоша (блочный), который предназначен для определения большого числа мод для больших моделей. Алгоритмической особенностью данного метода является назначение количества векторов Ланцоша, с помощью которых описывается математическая модель. Согласно теории метода Ланцоша существует минимальное число векторов, необходимое для точного описания динамического состояния рассматриваемой модели. Тем самым данный метод затрачивает меньше ресурсов (средние требования к оперативной и дисковой памяти) для проведения модального анализа.

Генерируемая на исследуемой геометрической модели конечно-элементная сетка служит для составления и решения системы уравнений в матричном виде. Сетка на объемных телах создается с помощью тетраэдрических твердотельных элементов с линейной функцией формы.

Методы исследования

Разработка установки для балансировки роторов (балансировочный станок).

Для упрощения построения балансировочного оборудования и для проведения дальнейших испытаний на нем была спроектирована 3D-модель балансировочного станка. Из большого количества существующих систем автоматизированного проектирования (САПР) был выбран программный продукт *Autodesk Inventor*. Основными преимуществами данной программы являются удобный интерфейс, совместимость 2D чертежей с 3D проектированием, а также предоставление компанией *Autodesk* студентам бесплатной образовательной лицензии.

В зависимости от режима работы и конструкции балансировочные станки бывают дорезонансного, резонансного и зарезонансного типа.

В работе рассматривается горизонтальный дорезонансный (с жесткими опорами) балансировочный станок.

К преимуществам балансировочных станков в дорезонансном исполнении можно отнести:

- жесткость конструкции, которая исключает возможность повреждения станка во время эксплуатации;
- износу подвергаются только опорные ролики и приводные ремни, которые легко заменимы;
- возможность балансировки изделий с большими начальными дисбалансами.

На рис. 1 показана 3D-модель дорезонансного балансировочного станка.

Дорезонансный балансировочный станок содержит станину 1 и два опорных узла 2, которые регулируются по высоте. Опорный узел включает основание опоры 3 и плиту опоры 4. Опоры могут смещаться относительно друг друга по рельсе, установленной на станине. Каждая опора оснащена пьезоэлектрическим датчиком силы.

Работа рассматриваемого станка контролируется блоком управления 5, к которому присоединяются датчики силы с каждой опоры и приводной электродвигатель. Электродвигатель, в свою очередь, ременной передачей с помощью ряда направляющих роликов приводит в движение балансируемый ротор 6. Имеющийся дисбаланс приводит к деформации чувствительных элементов, расположенных на основании опор.

Пьезоэлектрические датчики силы преобразовывают данные вибрации, соответственно, в электрический сигнал.

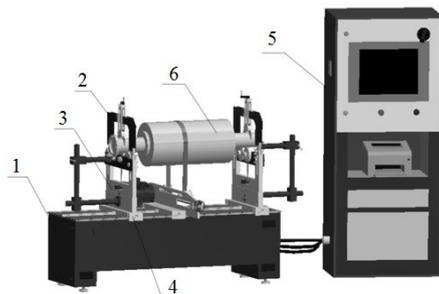


Рис. 1. 3D-модель балансировочного станка:
1 - станина; 2 - опорный узел; 3 - основание опоры; 4 - плита опоры; 5 - блок управления;
6 - исследуемый ротор

В качестве объекта балансировки рассмотрен ротор газотурбинного двигателя ГТД-16М. Ротор турбокомпрессора представляет собой вал, на одном конце которого находится диск турбины (рис. 2), на другом – крыльчатка компрессора (рис. 3). Ротор вращается на подшипниках качения, установленных в корпусе компрессора.



Рис. 2. Вал ротора турбокомпрессора с диском:
1 - вал; 2 - диск с лопатками



Рис. 3. Крыльчатка компрессора

Дальнейшая работа заключалась в исследовании рассматриваемого ротора путем применения модального анализа в программном комплексе *ANSYS*. Модальный анализ является базисом любого динамического анализа, позволяя оценить динамическое

поведение объекта. Он служит для определения собственных частот и форм (мод) собственных колебаний.

В программном комплексе *ANSYS* существует несколько методов для проведения модального анализа: блочный метод Ланцоша, метод итераций в подпространстве, *Power Dynamics*, сокращенный. Наиболее подходящим методом для решения задачи является блочный метод Ланцоша.

Расчет собственных частот ротора ГТД-16М проводится в следующей последовательности.

1. Импортируется геометрия ротора в среду *ANSYSWB* из САПР *Autodesk Inventor* 2017 (рис. 4).

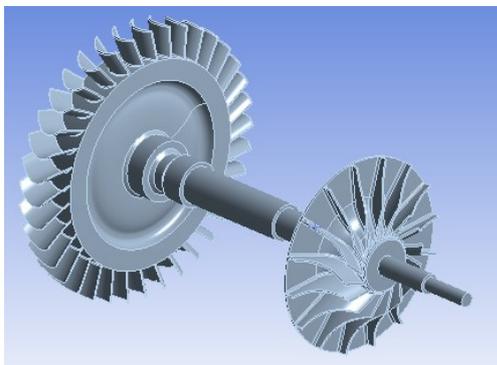


Рис. 4. Импортированная модель

2. Задаются свойства материалов: плотность – 7850 kg/m^3 , модуль упругости – $2e+11 \text{ N/m}^2$, коэффициент Пуассона: 0,3.

3. Устанавливаются контактные условия: фиксированное крепление по боковым граням модели вдоль оси вращения ротора и цилиндрическое крепление в местах опоры вала ротора. В силу того, что модальный анализ является линейным, включением контактов в данный расчет можно пренебречь.

4. Создается сетка конечных элементов (рис. 5). Для этого выбирается: тип сетки – сетка на твердом теле, используемое разбиение – стандартная сетка, качество сетки – высокое, количество узлов – 44015, количество элементов – 23219.

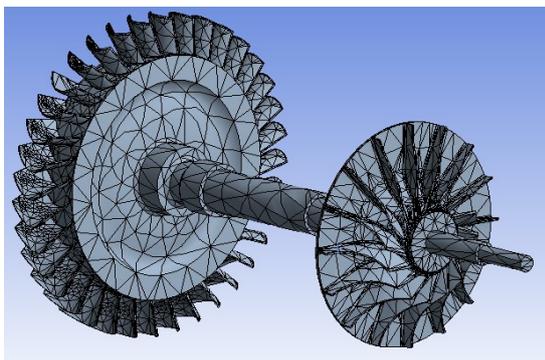


Рис. 5. Сетка конечных элементов на модели ротора ГТД-16М

В результате проведенного исследования определяются 24 первых мод колебаний рассчитываемого ротора. При анализе результатов модального расчета необходимо

учитывать, что форма свободных колебаний вычисляется в относительных единицах и не позволяет определить абсолютные смещения. Результаты сводятся в табл. 1.

Таблица 1

Моды колебаний исследуемого ротора					
Номер мод колебаний	Частота, Гц	Номер мод колебаний	Частота, Гц	Номер мод колебаний	Частота, Гц
1	269,67	9	1594,7	17	3190,8
2	394,52	10	1597	18	3227,2
3	395,1	11	1947,4	19	3550,9
4	428,13	12	2463,5	20	3564,6
5	703,52	13	2475,4	21	4022,3
6	704,88	14	2931,6	22	4147,5
7	1309,6	15	2936	23	4263,2
8	1313,1	16	3086,5	24	4267,8

Форма колебания первой моды балансируемого ротора при частоте 269,67 Гц показана на рис. 6.

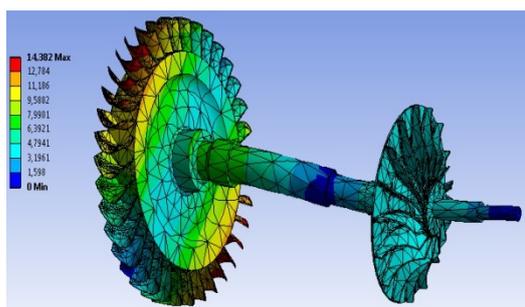


Рис. 6. Результаты выполненного модального анализа

Используя полученный диапазон частот собственных колебаний ротора, необходимо определить собственные частоты станины балансировочного станка, для того чтобы вычесть эти частоты из частотных мод исследуемого ротора.

Расчет собственных частот станины балансировочного станка

Для расчета собственных частот и мод собственных колебаний станины станка загружается модель станины в среду *ANSYSWB* (рис. 7).

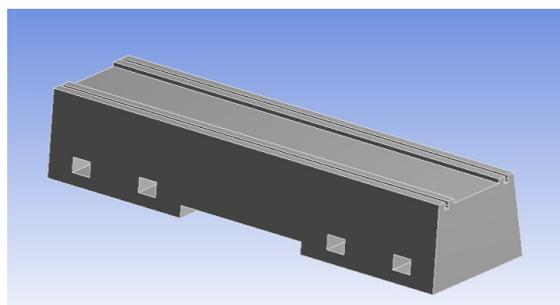


Рис. 7. Геометрическая модель станины в *ANSYSWB*

Станина изготавливается из полимерного гранита, который следующие свойства: плотность 4680 kg/m^3 ; модуль упругости $5,5e+10 \text{ N/m}^2$; коэффициент Пуассона 0,25.

При создании сетки конечных элементов (рис. 8) выбирается: тип сетки – сетка на твердом теле; используемое разбиение – стандартная сетка; качество сетки – высокое; количество узлов – 9817; количество элементов – 5471.

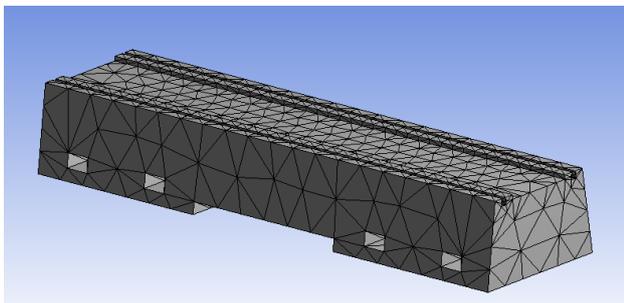


Рис. 8. Сетка конечных элементов на модели станины

В результате модального исследования станины определяется 24 первых мод колебаний. Результаты сводятся в табл. 2.

Таблица 2

Моды колебаний исследуемой станины балансировочного станка

Номер мод колебаний	Частота, Гц	Номер мод колебаний	Частота, Гц	Номер мод колебаний	Частота, Гц
1	1015,5	9	2288,1	17	3144,5
2	1083,4	10	2290	18	3229,8
3	1339,7	11	2404,2	19	3231,1
4	1419,6	12	2620,7	20	3311
5	1603,6	13	2678,3	21	3389,9
6	1769,2	14	3003,8	22	3432,5
7	1927,8	15	3030,6	23	3515,8
8	2019,5	16	3112	24	3567,8

Форма колебания первой моды станины станка при частоте 1015,5 Гц показана на рис. 9.

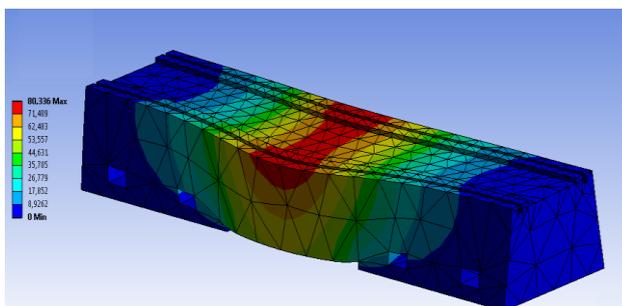


Рис. 9. Результаты выполненного модального анализа

Результаты

В результате данного расчета определен диапазон собственных частот колебаний станины балансировочного станка. При сравнении табл. 1 и 2 видно, что частоты первых 6 мод собственных колебаний ротора лежат ниже собственных частот колебаний станины

станка. Это тот самый информативный частотный диапазон, на котором следует проводить дорезонансную балансировку ротора.

Обсуждение и выводы

В результате проведенных модальных анализов ротора и станины балансировочного станка получен информативный диапазон частот, который позволяет проводить балансировку роторов в дорезонансном режиме работы. Балансировочный станок дорезонансного типа является более эффективным, потому что на данном станке проводится балансировка без калибровочных пусков, достигается высокая точность балансировки. Возможна балансировка любых типов роторов, соответствующих габаритным размерам станка.

Литература

1. Тазеев И.Р. Особенности построения 3D-модели балансировочного оборудования // Материалы XII международной молодежной научной конференции по естественно-научным и техническим дисциплинам. Йошкар-Ола: Поволжский государственный технологический университет, 2017. Ч. 2. С. 192.
2. Gaponenko S.O., Kondratiev A.E. Device for Calibration of Piezoelectric Sensors // *Procedia Engineering*. Vol. 206. 2017. P. 146–150.
3. Основы измерения вибрации. Режим доступа: http://www.vibration.ru/osn_vibracii.shtml. Дата обращения 15.12.2017.
4. Гапоненко С.О., Кондратьев А.Е., Костылева Е.Е., Загретдинов А.Р. Установка для калибровки пьезоэлектрических датчиков // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2016. № 7–8. С.79–86.
5. Пашков Е.Н. Определение времени автоматической балансировки ротора при установившейся скорости // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. Москва, 2013. № 4 (1). С. 476–482.
6. Математическое обоснование способа определения статической неуравновешенности роторов // *Вісник національного технічного університету «ХПІ»*. Харків, 2014. Вип. 31. С. 99–104.
7. Qin R. et al. Study on the Frequency Compensation of the Dynamic Unbalance Signal Extraction for General Hard Bearing Dynamic Balancing Machine. *Applied Mechanics and Materials*. Trans Tech Publications, 2017. Vol. 870. P. 173–178.
8. Diouf P., Herbert W. Understanding rotor balance for electric motors // *Pulp and Paper Industry Technical Conference, Conference Record of 2014 Annual*. IEEE, 2014. P. 7–17.
9. Зиякаев Г.Р., Пашков Е.Н., Урниш В.В. Влияние трения на точность автоматической балансировки роторов // *В мире научных открытий*. Красноярск, 2013. № 10.1 (46). С. 104–117.
10. Дорошев Ю.С., Нестругин С.В. Практическая балансировка роторов электрических машин в собственных опорах // *Электробезопасность*. 2016. №. 4. С. 3–8.

Авторы публикации

Тазеев Ильнур Ренатович – магистр кафедры «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» (ПТЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Гапоненко Сергей Олегович – ст. преподаватель кафедры «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» (ПТЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Кондратьев Александр Евгеньевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» (ПТЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Замалиев Адель Наилевич – магистр кафедры «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» (ПТЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

References

1. Tazeev I.R. Osobnosti postroeniya 3D-modeli balansirovochnogo oborudovaniya // Materialy XII mezhdunarodnoy molodezhnoy nauchnoy konferentsii po estestvenno – nauchnym i tekhnicheskim distsiplinam. Yoshkar-Ola: Povolzhskiy gosudarstvennyy tekhnologicheskii universitet, 2017. Ch. 2. P. 192.
2. Gaponenko S.O., Kondratiev A.E. Device for Calibration of Piezoelectric Sensors // Procedia Engineering. Vol. 206. 2017. P. 146–150.
3. Osnovy izmereniya vibratsii. Rezhim dostupa: http://www.vibration.ru/osn_vibracii.shtml. Data obrascheniya 15.12.2017.
4. Gaponenko S.O., Kondrat'ev A.E., Kostyleva E.E., Zagretdinov A.R. Ustanovka dlya kalibrovki p'ezoelektricheskikh datchikov. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki. 2016. No. 7–8. P.79–86.
5. Pashkov E.N. Opredelenie vremeni avtomaticheskoy balansirovki rotora pri ustanovivsheysya skorosti // Gornyy informatsionno-analiticheskii byulleten' (nauchno-tekhnicheskii zhurnal). Moskva, 2013. No. 4 (1). P. 476–482.
6. Matematicheskoe obosnovanie sposoba opredeleniya staticheskoy neuravnoveshennosti rotorov // Visnik natsional'nogo tekhnichnogo universitetu «KHPI». Khar'kov, 2014. Iss.. 31. P. 99–104.
7. Qin R. et al. Study on the Frequency Compensation of the Dynamic Unbalance Signal Extraction for General Hard Bearing Dynamic Balancing Machine. Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications, 2017. Vol. 870. P. 173–178.
8. Diouf P., Herbert W. Understanding rotor balance for electric motors //Pulp and Paper Industry Technical Conference, Conference Record of 2014 Annual. IEEE, 2014. P. 7–17.
9. Ziyakaev G.R., Pashkov E.N., Urnish V.V. Vliyanie treniya na tochnost' avtomaticheskoy balansirovki rotorov // V mire nauchnykh otkrytiy. Krasnoyarsk, 2013. No. 10.1 (46). P. 104–117.
10. Doroshev Yu.S., Nestrugin S.V. Prakticheskaya balansirovka rotorov elektricheskikh mashin v sobstvennykh oporakh // Elektrobezopasnost'. 2016. No. 4. P. 3–8.

Authors of the publication

Ilnur R. Tazeyev –student of department “Industrial Heat Power Engineering and system of heating supply” (IHPE) Kazan state power engineering university (KSPEU). Phone: 8 (917) 8619983. E-mail: www.26_ilnur94@mail.ru.

Sergei O. Gaponenko– Assoc. Prof. of department “Industrial Heat Power Engineering and system of heating supply” (IHPE) Kazan state power engineering university (KSPEU).

Aleksandr E. Kondratiev – Cand. Sci. (Techn.), Assoc. Prof. of department “Industrial Heat Power Engineering and system of heating supply” (IHPE) Kazan state power engineering university (KSPEU).

Adel N. Zamaliev – student of department “Industrial Heat Power Engineering and system of heating supply” (IHPE) Kazan state power engineering university (KSPEU).

Поступила в редакцию

12 февраля 2018 г.