

УДК 539.1:621.455.63

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ МНОГООПОРНЫХ РОТОРОВ КАК РОТОРОВ НА УПРУГОМ ОСНОВАНИИ

© 2008 Н. П. Петрухина

Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова, г. Москва

Рассмотрены области применения установок с многоопорными валопроводами и необходимость исключения работы таких установок на критических режимах и режимах, близких к ним. Изложены подходы в решении задач определения критических частот вращения многоопорных валопроводов как роторов на упругом основании. Приведены результаты расчёта роторов акустического стенда. Указаны преимущества данного метода, а также возможности его использования.

Ротор, частота, стенд, конструкция, опора, расчетная модель, вал

Об объекте исследования.

Многоопорные валопроводы, служащие для передачи крутящего момента от привода к объекту, являются составной частью конструкций во многих отраслях машиностроения, таких, как авиационная промышленность, судостроение, теплоэнергетика и др. Опорами валопроводов являются подшипники качения или скольжения.

В авиационной промышленности различные виды испытаний узлов ГТД в процессе их создания и доводки проводятся на испытательных стендах, балансировка роторов осуществляется на балансировочных стендах (рис. 1). Одним из основных элементов конструкций данных стендов является многоопорный валопровод.

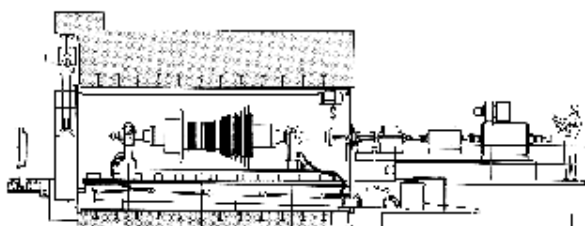


Рис. 1. Балансировочный станок Шенк

Примером такой стендовой установки может служить действующий испытательный стенд, предназначенный для проведения различных испытаний дисков ГТД (расположен на испытательной базе ЦИАМ им. П. И. Баранова в Тураево). Роторная система стенда включает несколько последовательно соединённых валопроводов, передающих крутящий момент от газовых турбин к валу испытуемого изделия. Система валопроводов

длиной около шести метров имеет в общей сложности десять опор.

Еще одним примером конструкции с длинными многоопорными валами является стенд ЦЗА*, также размещенный на испытательной базе ЦИАМ в Тураево и предназначенный для проведения акустических испытаний вентиляторных ступеней (рис. 2).

Роторная часть стенда ЦЗА состоит из переднего и заднего винтов, закрепленных на приводных валах — наружном и внутреннем, вращение каждого из которых осуществляется своей турбиной через редуктор. Роторная часть винтовентилятора расположена в системе двух корпусных контуров. Связями, как между наружным валом и цилиндрическим корпусом, так и между наружным и внутренним валом, являются шариковые и роликовые подшипники, общее количество которых равно 38.

При проектировании данного стенда перед конструкторами была поставлена следующая задача: испытуемый объект должен находиться в условиях, максимально приближенных к полётным. На испытуемое изделие, находящееся в камере стенда, не должны оказывать влияние воздушные потоки, отражающиеся от стен. Поэтому корпус валопроводов стенда имеет закрепление на вертикальной стене

* Проектирование винтовентиляторного прибора и стенда ЦЗА осуществлялось под руководством Поповьяна А.Г.

только с одной стороны. Для обеспечения требуемой жёсткости корпусные детали стенда выполнены в виде совокупности конических оболочек. Передача крутящего момента от турбин к испытуемым изделиям осуществляется многопролетными валопроводами большой длины, около девяти метров, при этом максимальный диаметр оболочечного корпуса почти два метра. Особенностью данной конструкции является и то, что вращение роторов переднего и заднего винтов может осуществляться с различными скоростями и в разные стороны.



Рис. 2. Акустический стенд ЦЗА

О проблеме вибраций.

Для успешного проведения испытаний на стенде, надежной работы энергетической установки или другого объекта с вращающимся валопроводом должны быть обеспечены низкие уровни вибрации на рабочих режимах. В процессе работы испытательного стенда данное требование необходимо как для чистоты эксперимента, так и для сохранения целостности дорогостоящего оборудования, в том числе объекта испытаний. В нормативных материалах указано, что обязательным является требование соблюдения

допустимых уровней вибрации в процессе работы, а также определение резонансных режимов изделий и установок с роторами. Приведены допустимые запасы этих режимов по отношению к рабочему диапазону частот вращения.

В связи с этим необходимо развитие и совершенствование расчетных методов определения частотных характеристик с учетом особенностей конструкций с многоопорными валопроводами.

О предлагаемом подходе в решении задачи определения критических частот многоопорных валопроводов.

Определение критических частот вращения роторов можно проводить с помощью как общеизвестных программных комплексов, использующих метод конечных элементов, так и программ, использующих другие достаточно эффективные методы. К таким методам относятся метод начальных параметров, а также сочетание метода начальных параметров и метода динамических податливостей. Программы, использующие данные методы, отличаются простотой задания исходных данных, высоким быстродействием, оставаясь при этом «инструментом», определяющим критические частоты роторов с достаточно высокой точностью. Получаемые при использовании этих программ результаты подтверждены многочисленными экспериментальными исследованиями на протяжении не одного десятка лет*.

Особенностью многоопорного ротора является то, что он в расчетном представлении может быть представлен как ротор на упругом основании. Такой подход был использован для создания методики расчета критических частот вращения роторной системы, состоящей из двух взаимосвязанных многоопорных роторов, описание которой приводится в данной статье. При этом решение дифференциального уравне-

* Программы, разработанные под руководством д.т.н., в.н.с. В.О.Бауер, предназначены для проведения расчетных исследований динамической нагруженности роторов, роторных систем и систем «роторы - корпуса». В создании этих программ принимали участие программисты отделения прочности ЦИАМ, среди которых основной вклад был внесен Лавровской Г.Б.

ния изгибных колебаний для роторов на упругом основании проводится методом начальных параметров.

Проблема определения критических частот вращения для одного многоопорного ротора на упругом основании рассматривалась ранее специалистами отдела прочности ЦИАМ. Автором статьи этот метод развит применительно к двум взаимосвязанным соосным многоопорным валопроводам, которые в расчетном плане представлены как два ротора, один из которых связан с другим упругим основанием и сам в свою очередь «лежит» на упругом основании. Применение данного метода показано на примере стенда для акустических испытаний ЦЗА.

О методе определения критических частот вращения двух многоопорных валопроводов как роторов на упругом основании.

Каждый из валопроводов представляет собой совокупность элементов, имеющих некоторую осевую протяженность (диски с лопатками, диски разгружающих устройств, лабиринтные уплотнения и другие элементы), которые можно представить как массы и массовые моменты инерции, распределенные по осевой длине посадки этих элементов.

Предполагая, что характеристики упругого основания и собственно ротора осесимметричны, а также симметричны граничные условия, можно рассматривать колебания роторов в одной плоскости. Тогда система уравнений изгибных колебаний для двух взаимосвязанных вращающихся роторов на упругом основании с учетом гироскопического эффекта, а также распределенности массово-жесткостных характеристик запишется в следующем виде:

$$\begin{cases} [E_1 J_1 u_1'''] - \lambda^2 m_1 u_1 + F_1(k_1, k_2, u_1, u_2) - G_1 = 0 \\ [E_2 J_2 u_2'''] - \lambda^2 m_2 u_2 + F_2(k_2, u_1, u_2) - G_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Здесь приняты следующие обозначения:

$u_1(z), u_2(z)$ – прогибы первого и второго валопровода соответственно;

$k_i(z)$ – коэффициенты, характеризующие жесткость упругого основания;

$m_i(z)$ – распределенные массы роторов;

$E_i J_i(z)$ – изгибная жесткость роторов в сечении z_i ;

$G_i(z_i)$ – выражение, учитывающее гироскопический эффект;

z_1 – осевая координата первого валопровода;

z_2 – осевая координата второго валопровода;

λ – частота изгибных колебаний системы двух роторов.

Система двух дифференциальных уравнений четвертого порядка (1) сводится к системе из восьми уравнений первого порядка. В матричном виде полученную систему можно записать следующим образом:

$$[Y'] = [A] * [Y] \quad [Y'] = [A] * [Y], \quad (2)$$

где $[Y]$ – столбец искомых параметров: прогибов, углов поворота, перерезывающих сил, изгибающих моментов двух роторов.

Решение системы дифференциальных уравнений изгибных колебаний (2) для двух взаимосвязанных вращающихся роторов на упругом основании проводится методом начальных параметров с учетом граничных условий.

При создании расчетной модели каждый ротор разбивается на участки с постоянными массово - жесткостными характеристиками, а также с учетом постоянства на участке жесткости упругого основания.

Коэффициенты «постели», характеризующие жесткость упругого основания, фактически заменяют жесткости опор и должны задаваться с учетом типа опор и их расположения в реальной конструкции. В программе расчета коэффициент «постели» k может быть задан постоянным по длине ротора, если опоры имеют одинаковую жесткость и относительно равномерное расположение по длине ротора, или переменным.

О применении предложенного метода.

Применение метода расчета критических частот вращения двух взаимосвязанных роторов на упругом основании рассмотрим на примере расчета роторной системы акустического стенда ЦЗА. Верификация метода проводится при сравнении результатов расчетов, полученных с использованием других программных комплексов, а также при сравнении расчетных и экспериментальных данных.

Расчеты по определению критических частот вращения роторов стенда ЦЗА проводятся с помощью трех программных комплексов: программы расчета двух роторов на упругом основании с использованием предложенного метода, программы расчета роторных систем на нескольких упругих опорах (использующих сочетание метода начальных параметров и динамических податливостей) и программного комплекса MSC Nastran (использующего метод конечных элементов МКЭ).

Расчетные модели валопроводов показаны на рис. 3.

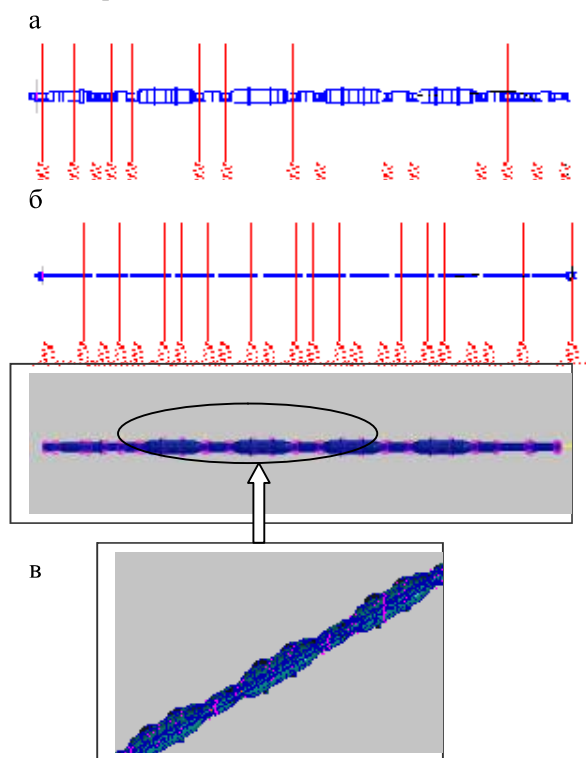


Рис. 3. Расчетные модели наружного (а) и внутреннего (б) валопроводов стенда ЦЗА с указанием мест расположения опор. в – модель для расчета в программе MSC Nastran

При проведении расчета с использованием программы ротора на упругом основании необходимо задать коэффициенты «постели» $k(z)$. Опоры внутреннего валопровода, подшипники качения, имеют практически одинаковые размеры (следовательно, одинаковые жесткости) и близкое к равномерному расположение по длине ротора (рис. 3, 4).

Для этого валопровода коэффициент $k(z)$ принят постоянным по всей длине.

Опоры наружного валопровода имеют одинаковые размеры (жесткости), но расположены неравномерно по длине ротора. Коэффициенты $k(z)$ для этого валопровода задавались переменными по его длине.

Для расчета по программе NSC Nastran в программе MSC Patran сделаны объёмные модели валопроводов с использованием 8-ми узловых элементов Hex8. Опоры моделируются с помощью пружинных элементов, массы дисков – точечными элементами.

Критические частоты вращения двух соосных роторов стенда, определенные с помощью трёх программных комплексов, приведены в табл. 1.

По данным табл. 1 можно сделать вывод, что значения критических частот вращения роторов стенда, полученные с ис-

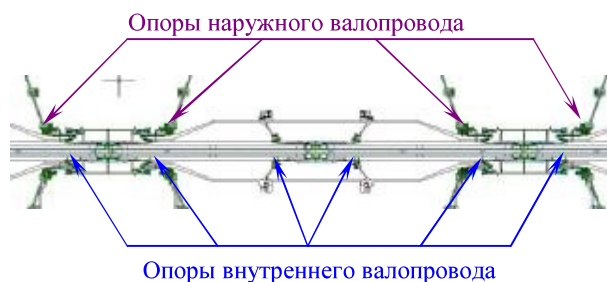


Рис. 4. Фрагмент продольного разреза стенда ЦЗА

пользованием вышеуказанных программных комплексов, близки друг к другу.

При этом временные затраты на проведение расчета по программе расчёта роторов на упругом основании составляют секунды, а для расчета по программе MSC Nastran – несколько минут. Также создание модели для программы расчёта роторов на упругом основании значительно проще и быстрее, чем для программы MSC Nastran. Это преимущество может быть использовано, например, при проведении оптимизации расположения критических режимов роторов по отношению к их рабочему диапазону частот вращения. Расчёт по программе, использующей МКЭ, целесообразно провести для окончательного варианта конструкции.

Сравнение с экспериментальными данными.

По данным вибрографирования при раскрутке роторов акустического стенда отмечался рост вибраций, близкий к резонансу.

Таблица 1 - Резонансные частоты двух соосных роторов бировентильатора, полученные в результате расчетов с использованием различных программных комплексов

№№ форм из- гибных колебаний	Программа расчета системы роторов		NASTRAN		Программа расчета двух роторов на упругом осно- вании		Максим. расхож- дение
	1/с	об/мин	1/с	об/мин	1/с	об/мин	
1.	-	-	1060	10120	1089	10400	2,8
2.	1069	10200	1080	10310	1104	10548	3,4
3.	1137	10860	1130	10810	1142	10910	1
4.	1262	12060	1220	11650	1222	11670	3,5

нансному, с частотой вращения наружного вала, соответствующей диапазону частот вращения от 10100 об/мин до 10200 об/мин.

Таким образом, при выбранных расчетных моделях, а также значениях податливостей опор и коэффициентов «постели» полученные расчётным путем критические частоты вращения роторной системы стенда согласуются с экспериментальными данными по вибрациям.

Следует отметить, что долговременная работа акустического стенда должна осуществляться на безопасных с точки зрения вибраций режимах, которые не должны превышать 8000 об/мин.

Заключение.

Представлен метод определения критических частот вращения многоопорных валопроводов, которые в расчётном плане рассматриваются как роторы на упругом основании. Метод применим как в случае одного многоопорного валопровода, так и в случае двух соосных взаимосвязанных многоопорных валопроводов. Метод учитывает распределённость по длине расчётного участка не только массово-жесткостных характеристик ротора, но и жёсткости упругого основания. Подготовка расчетной модели и проведение расчётов по предложенному методу не требует больших временных затрат,

что может быть использовано при проведении многовариантных расчетов на этапе проектирования конструкции, а также в случае необходимости проведения частотной отстройки от резонансных режимов.

Библиографический список

1. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981.
2. Дондошанский В.К., Расчет колебаний упругих систем на ЭВМ.- М.: Машиностроение, 1965.
3. Филиппов А.П. Колебания механических систем: Киев: Наукова Думка, 1965.
4. Бауер В.О. Собственные изгибные колебания вращающихся многоопорных валопроводов. – М.: Машиноведение, №6, 1980.

References

1. Bierger I.A. and Shorr B.F. Gas Turbine Aircraft Engines Dynamics. Moscow: "Mashinostroenie", 1981.
2. Dondoshansky V.K. Computer Estimation of Elastic System Oscillation. Moscow: "Mashinostroenie", 1965.
3. Fillipov A.P. Mechanical Systems Oscillations. Kiev: "Naukova Dumka", 1965.
4. Bauer V.O. Characteristic bending oscillations of rotating multispan shafts. Moscow: "Mashinostroenie", 1980.

CRITICAL ROTATION FREQUENCY ESTIMATION OF MULTISPAN ROTORS AS ROTORS WITH ELASTIC FOUNDATION

© 2008 N. P. Petruhina

P. I. Baranov's Central Institute of Aeronautical Engine Designing

In article it was told about a range of application of installations with multisupport rotors and necessity of exclude of work of such installations on critical modes or near to them.

Approaches in the solution of problems of definition of critical frequencies of rotation multisupport rotors among which the method of calculation such rotors as rotors on the elastic basis are offered. The example of calculation multisupport rotors of acoustic stand was presented. Advantages of the given method, and also possibility of his use are specified.

Rotor, frequency, test bench, construction, bearing, calculated model, shaft

Информация об авторах

Петрухина Наталия Павловна, ведущий инженер Центрального института авиационного моторостроения им. П.И. Баранова. E-mail: dep200@rtc.ciam.ru. Область научных интересов: исследования динамики роторных систем газотурбинных двигателей и установок.

Petruhina Nataliya Pavlovna, senior engineer, The Central Institute of Aviation Motors (Russian Federation State Research). E-mail: dep200@rtc.ciam.ru. Area of research: Dynamics Research of rotor system of turboshaft engine and test rig (stand).