

УДК 621.452.32.001.2

А.Л. МИХАЙЛОВ, В.В. ВОИНОВА

ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия

СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЛАСТЕЙ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ РОТОРА ГТД С РАЗЛИЧНОЙ ПОГРЕШНОСТЬЮ РАСЧЕТОВ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИЙ

Рассмотрен новый способ определения областей конечно-элементной модели различной точности расчетов параметров вибрации упругих тел при численном исследовании их объемного напряженно-деформированного состояния.

газотурбинный двигатель, ротор, критические частоты вращения, метод конечных элементов

Введение

Одна из основных задач динамики ГТД – обеспечение допустимого уровня вибраций, вызванных вращением роторов. При некоторых частотах вращения, называемых критическими, совпадающими с частотой собственной формы колебаний ротора, возникает резонанс с опасными прогибами ротора, которые могут привести к задеванию ротора о статор, разрушению подшипников опор и двигателя в целом. Поэтому при проектировании ГТД возникает задача расчета критических частот вращения роторов с высокой степенью точности.

Для расчета форм и частот собственных колебаний роторов в настоящее время широко используются компьютерные программы, основанные на представлении колебаний ротора как поперечных колебаний стержня переменного поперечного сечения. Эта задача в основном решается с помощью метода начальных параметров в дифференциальной или интегральной форме [1]. Однако такой упрощенный подход к исследованию вибрационных характеристик роторов в ряде случаев вызывает значительные погрешности расчетов и расхождение теоретических и экспериментальных данных. При использовании таких программ возникает погрешность при определении податливости ротора, так как жесткости отдельных конструктивных элементов учитываются осредненно.

Уменьшить погрешность расчетов позволяет использование программ, основанных на методе конечных элементов (ANSYS, Nastran и др.) [2]. В ОАО «НПО «Сатурн» создан комплекс программ на основе ANSYS, в том числе позволяющий рассчитывать вибрационные характеристики роторов с учетом гироскопических моментов [3, 4].

Одной из важнейших проблем, связанных с расчетами вычислительными комплексами, реализующими метод конечных элементов, является проблема оценки точности получаемых результатов расчетов.

1. Решение проблемы

В данной работе предлагается компьютерная технология оценки точности расчетов, которую позволяет достичь построенная конечно-элементная модель конструкции без дополнительного перестроения конечно-элементной сетки и повторных расчетов конструкции. Это достигается путем сравнения результатов расчета перемещений отдельных узлов модели под действием эталонной нагрузки на основе двух принципиально различных способов расчета: статического и модального анализа. Отличие этих двух способов представления статической податливости является принципиальным: при вычислении статической податливости первым способом плотность материала не используется, в то вре-

мя как во втором случае знание плотности материала является необходимым условием.

2. Описание предлагаемого способа оценки точности конечно-элементной сетки

Для определения статической податливости $R(0)$ упругого тела достаточно найти смещение ξ_{OA} точки наблюдения A в направлении единичного вектора $\vec{i}_A$ при статическом нагружении тела в точке B сосредоточенной силой $P_0 = const$ в направлении единичного вектора $\vec{i}_B$. Тогда

$$R(0) = \frac{\xi_{OA}}{P_{0B}}. \quad (1)$$

Кроме аналитического выражения (1), существует представление статической податливости в виде ряда. Известно выражение для динамической податливости при установившихся вынужденных колебаниях точки A [5]:

$$R(\omega) = \sum_{v=1}^{\infty} \frac{1}{M_v \cdot (\omega_v^2 - \omega^2 + j \cdot \eta_v \cdot \omega_v^2 \cdot \omega)}, \quad (2)$$

где M_v – эквивалентная масса упругого тела, соответствующая v -ой собственной форме колебаний [4].

При учете диссипативных сил динамическая податливость $R(\omega)$ упругого тела является комплексной величиной. При отсутствии диссипативных сил ($\eta_v = 0, v = 1, 2, \dots$) динамическая податливость является действительной величиной и определяется выражением:

$$R(\omega) = \sum_{v=1}^{\infty} \frac{1}{M_v \cdot (\omega_v^2 - \omega^2)}. \quad (3)$$

Значение динамической податливости при $\omega = 0$ называется статической податливостью. Очевидно, что на значение величины $R(0)$ силы сопротивления влияние не оказывают. Из выражения (3) при $\omega = 0$ получаем:

$$R(0) = \sum_{v=1}^{\infty} \frac{1}{M_v \cdot \omega_v^2}. \quad (4)$$

Предлагается проводить сравнение величин статической податливости конструкции, полученных по формулам (1) и (4). Для этого строят конечно-элементную модель конструкции, выполняют ее модальный анализ и определяют ее первые n собственных частот колебаний. Дополнительно определяются эквивалентные массы конструкции, соответствующие этим частотам колебаний, а также различным узлам возбуждения и узлам наблюдения, и по специальной формуле определяют статическую податливость конструкции в различных ее узлах. Затем выполняют статический анализ, используя формулу (1) и снова определяют статическую податливость конструкции в тех же узлах. Путем сравнения статических податливостей конструкции, полученных на основе модального и статического анализа, определяют узлы конечно-элементной модели, в которых полученные результаты расчетов значительно отличаются. Элементы, содержащие найденные узлы, относят к элементам низкой точности.

В качестве эталонной нагрузки выбрана нагрузка детали, при которой в каждом узле конечно-элементной модели прикладываются три взаимно перпендикулярные силы, направленные в положительном направлении осей координат Ox, Oy, Oz . При указанной нагрузке детали обеспечивается равномерность расположения точек приложения сосредоточенных сил. Этот метод был апробирован на консольно закрепленном бруске в форме прямоугольного параллелепипеда [6].

3. Применение разработанного способа при расчете форм и частот собственных колебаний ротора

На основе метода, описанного выше, созданы специальные компьютерные программы (макросы) позволяющие определять области конечно-элементной сетки, вызывающие значительную погрешность расчетов параметров равновесия и параметров вибраций упругого тела.

Разработанный метод был применен при расчете форм и частот собственных колебаний ротора одного из авиационных ГТД, конструкция которого не позволяет определять вибрационные характеристики по теории стержней с достаточной точностью [7].

Конечно-элементная модель данного ротора представлена на рис. 1.

Основным элементом при построении модели 1 был выбран элемент SOLID45. Для моделирования лопаток использовались элементы MASS21. Количество элементов модели 1 равно 19721, количество узлов – 25582.

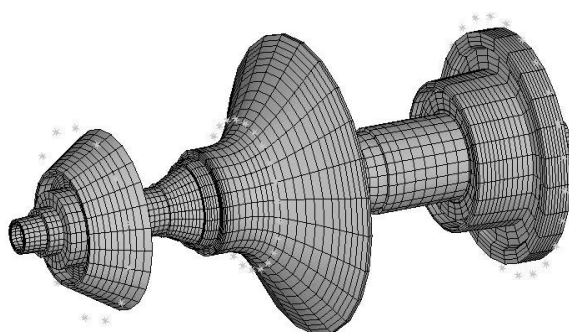


Рис. 1. Конечно-элементная модель ротора

Вначале по созданной в ОАО «НПО «Сатурн» технологии расчетного исследования в программном комплексе ANSYS были определены элементы с низкой точностью. При расчете с помощью этих программ каждому элементу модели присваивается номер (класс) точности, которая достигается при использовании данной конечно-элементной модели в расчетах перемещений отдельных узлов под действием принятой эталонной статической нагрузки.

Значения погрешностей определения перемещений в отдельных узлах рассматриваемой модели разделены на 10 интервалов, каждому из которых присваивается свой номер. Номер 1 соответствует минимальному значению погрешности, номер 10 – максимальному значению. Номер 11 присваивается элементу, у которого имеются закрепленные узлы. При работе программы создается массив, в который заносятся начало и конец каждого из десяти интервалов относительных погрешностей. Для данного

ротора эти интервалы относительных погрешностей приведены табл. 1.

На рис. 2 показана конечно-элементная модель ротора, на которой разным цветом выделены элементы, соответствующие различным значениям относительной погрешности. Как видно из рисунка за вентиляторной ступенью расположен участок вала, на котором элементы имеют низкую точность (зона 1).

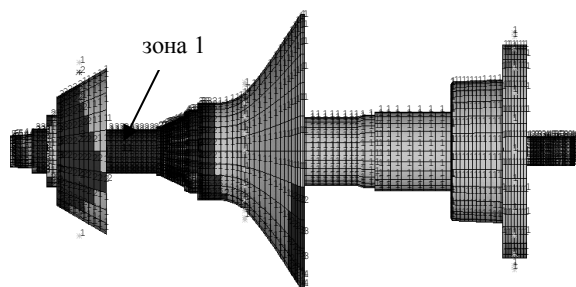


Рис. 2. Области конечно-элементной сетки модели ротора с различной точностью

Таблица 1
Интервалы относительных погрешностей

	Минимальное значение погрешности	Максимальное значение погрешности
1	2,89E-07	1,29E-03
2	1,29E-03	2,58E-03
3	2,58E-03	3,87E-03
4	3,87E-03	5,16E-03
5	5,16E-03	6,44E-03
6	6,44E-03	7,73E-03
7	7,73E-03	9,02E-03
8	9,02E-03	1,03E-02
9	1,03E-02	1,16E-02
10	1,16E-02	1,29E-02

Для модели 1 по разработанной на ОАО «НПО «Сатурн» технологии с помощью программного комплекса ANSYS были рассчитаны критические частоты вращения этого ротора.

Первые три критические частоты вращения, рассчитанные при помощи ANSYS сравнивались с экспериментальными значениями, полученными при испытаниях двигателя. Максимальная погрешность

при определении критических частот вращения составила 10,3%.

Для повышения точности определения критических частот вращения была увеличена плотность сетки на небольшом участке вала за вентиляторной ступенью (в зоне 1). Количество элементов модели 2 выросло до 21161, количество узлов до 27406. Для модели 2 также были рассчитаны критические частоты вращения.

Результаты расчетов первых трех критических частот вращения исследованного ротора представлены в табл. 2.

Таблица 2

N формы	Эксперимент	Модель 1		Модель 2	
	частота, об/мин	частота, об/мин	погрешность, %	частота, об/мин	погрешность, %
1	14820	13767	7,1	14043	5,2
2	28800	25815	10,3	26022	9,6
3	38100	41078	7,8	40386	6,0

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Разработан способ определения конечных элементов различной точности математической модели конструкции с помощью программ вычислительного комплекса ANSYS.

В данной работе рассмотрено его применение при решении задач расчета вибрационных характеристик ротора ГТД.

Приведены результаты расчета двух вариантов конечно-элементной модели.

Направлением дальнейших исследований является апробация предложенного способа при расчетах НДС различных конструкций ГТД МКЭ и сравнение полученных значений с результатами натурных экспериментов.

Литература

1. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Гинесин Л.Ю. Применение MSC.Nastran для анализа динамики роторов // Компьютерные технологии нового тысячелетия в авиадвигателестроении и турбомашиностроении. – М., 2000. – С. 1-28.
3. Патент на изобретение № 2244279 – Способ определения форм и частот собственных колебаний вращающегося ротора / В.Н. Вернигор, А.Л. Михайлов. – Опубликовано 10.01.2005, Бюл. № 1.
4. В.Н. Вернигор, В.В. Воинова, А.Л. Михайлов. Технология расчета системы связанных роторов ГТД в среде ANSYS // Сб. тр. четвертой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GMBH. / Под ред. А.С. Шадского. – М.: Полигон-пресс, 2004. – С. 127-131.
5. Михайлов А.Л. Проектирование и вибродиагностика деталей ГТД на основе исследования объемного напряженно-деформированного состояния. – Рыбинск.: НПО «Сатурн», РГАТА, 2005. – 214 с.
6. Воинова В.В., Михайлов А.Л. Определение областей конечно-элементной сетки различной точности расчетов НДС упругого тела // Сб. тр. шестой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GMBH. / Под ред. А.С. Шадского. – М.: Полигон-пресс, 2006. – С. 143-147.
7. Вернигор В.Н., Михайлов А.Л. Технология расчета роторов ГТД в среде ANSYS с учетом действия гироскопических моментов // Сб. тр. второй конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH. – М., 2002. – С. 77-81.

Поступила в редакцию 26.05.2006

Рецензент: д-р техн. наук, ст. научн. сотрудник В.В. Червонюк, ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск.