

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СПОСОБА НАГРУЖЕНИЯ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ТИПА «БЕЛИЧЬЕГО КОЛЕСА» НА ТОЧНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕГО ЖЁСТКОСТИ С ПОМОЩЬЮ ПАКЕТА «ANSYS»

© 2011 В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, И.С. Барманов, Р.Р. Бадыков

Самарский государственный аэрокосмический университет

Поступила в редакцию 28.02.2011

В данной работе рассматривается методика расчета жёсткости деталей машин с помощью метода конечных элементов на примере упругого элемента типа «беличьего колеса» с помощью пакета «ANSYS». Исследовано влияние способа задания нагружения упругого элемента на точность определения коэффициента жёсткости конструкции.

Ключевые слова: упругий элемент, жёсткость, нагрузка, деформация, подшипник.

В настоящее время в опорах роторов авиационных двигателей, таких как ПС-90, Д-18, АЛ-31 и ряда других, нашли широкое применение упругие элементы типа «беличьего колеса». Упругий элемент представляет собой втулку с фланцем для крепления к статору, на образующей поверхности, которой прорезаны сквозные пазы для увеличения податливости конструкции (рис. 1), а на другом конце втулки выполнено кольцо для посадки в него подшипника качения. Геометрические размеры полученных в этом случае упругих балочек определяют жёсткостные характеристики упругого элемента, которые описываются коэффициентом жёсткости.

Для расчёта динамики роторной системы с целью выявления резонансных частот необходи-



Рис. 1. Внешний вид упругого элемента типа «беличьего колеса»

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой.

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор.

Барманов Ильдар Сергеевич, аспирант.

E-mail: isbarmanov@mail.ru.

Бадыков Ренат Раисович, студент.

мо знать коэффициенты жёсткости опор ротора. Обычно коэффициент жёсткости определяется методами сопротивления материалов [1]. Однако наиболее точно значения коэффициента жёсткости можно получить методом конечных элементов с помощью пакета «ANSYS» [2].

Для разбиения детали на конечные элементы необходимо выбрать размер, форму и тип конечного элемента, что влияет на точность вычислений, и задать свойства материала: модуль упругости, коэффициент Пуассона и плотность. Были выбраны два типа конечных элементов – Solid 45 и Shell 92. Разбиение объёма детали на элементы производим с помощью упорядоченной сетки. Закрепление детали осуществляем за фланец, ограничив его перемещение во всех направлениях.

Нагружение конструкции сосредоточенной силой $F = 1000$ Н первоначально производим в точку с внутренней стороны кольца и смотрим наибольшие перемещения в упругом элементе. Для проведения расчёта воспользуемся функцией решения (Main Menu – Solution – Solve – Current LS). Максимальные перемещения втулки составили $0,672 \cdot 10^{-4}$ м (рис. 2,а).

Коэффициент жёсткости – это коэффициент пропорциональности между нагрузкой и перемещением, поэтому, поделив величину нагрузки на перемещение, получим коэффициент жёсткости упругого элемента равным $14,88 \cdot 10^6$ Н/м.

В результате наибольшие перемещения находятся в области приложения силы, где имеет место местная деформация (рис. 2,б), что неудовлетворительно влияет на точность вычисления жёсткости.

Чтобы изучить влияние вида приложения нагрузки, прикладываем нагрузку той же величины, в виде распределённой по линии. При этом приложим её с внешней стороны и рассмотрим

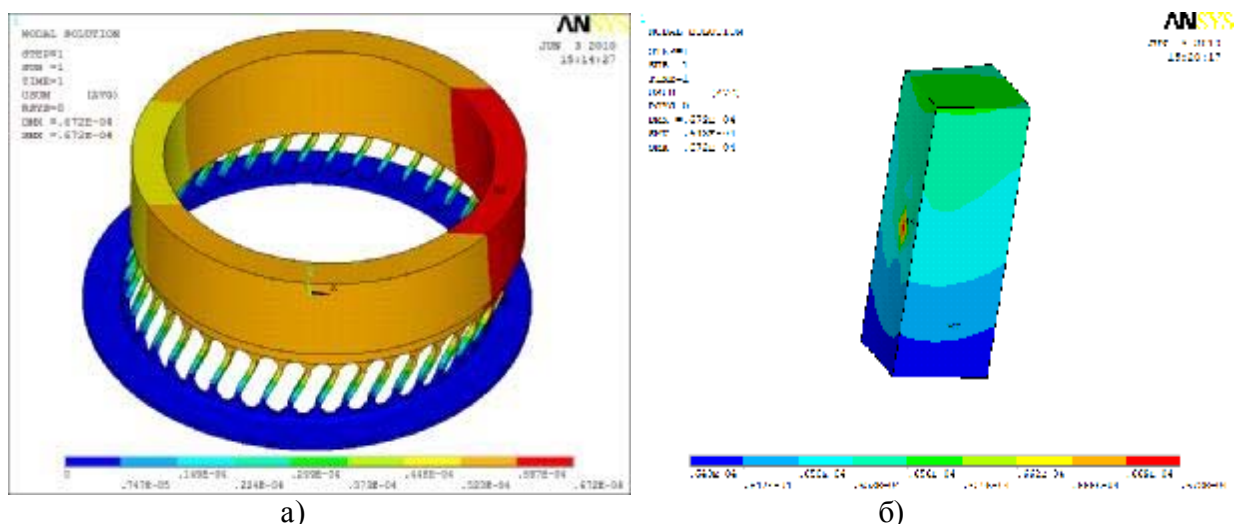


Рис. 2. Деформация упругого элемента при нагружении сосредоточенной силой:
 а – общая деформация упругого элемента; б – местная деформация

перемещения посадочного кольца на диаметрально противоположной стороне. Коэффициент жесткости при этом получаем равным $19,57 \cdot 10^6$ Н/м, что на 31 % отличается от первого варианта расчёта.

Из рис. 3,б видно, что на общую деформацию оказывают влияние не только перемещения балочек, но и деформация самого кольца в виде овализации.

Чтобы оценить влияние овализации на жесткость конструкции, заменим кольцо на конце упругого элемента на сплошной диск, имитируя установку подшипника качения без зазора. В этом случае коэффициент жесткости получили равным $17,6 \cdot 10^6$ Н/м, что на 18 % отличается от первоначального расчёта и на 10 % от второго.

Однако в реальной конструкции нагрузка будет передаваться через тела качения в рассматриваемом случае через ролики и наружное кольцо подшипника качения на втулку упругой опоры.

Поэтому увеличим толщину кольца на величину наружной обоймы подшипника качения и приложим силу, распределяя её между телами качения роликового подшипника. Распределение нагрузки между телами качения роликового подшипника можно определить в виде [3]:

$$F_r = \sum_{i=1}^z (F_b \cdot \cos \varphi),$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, F_b – нагрузка на ролик, z – число тел качения.

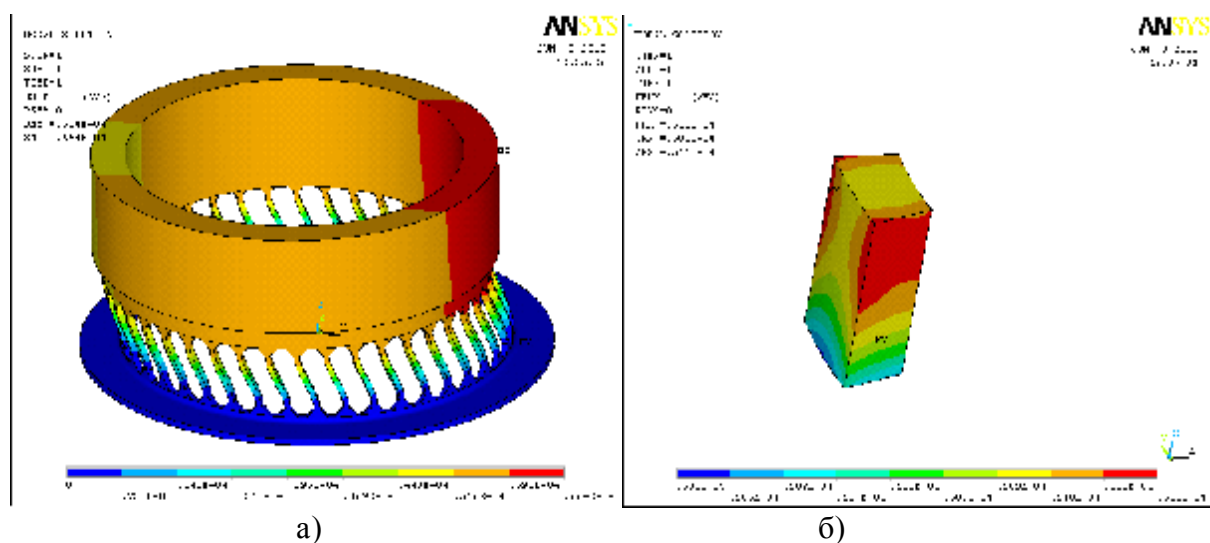


Рис. 3. Деформация упругого элемента при нагружении распределённой по линии нагрузкой:
 а – общая деформация упругого элемента; б – местная деформация

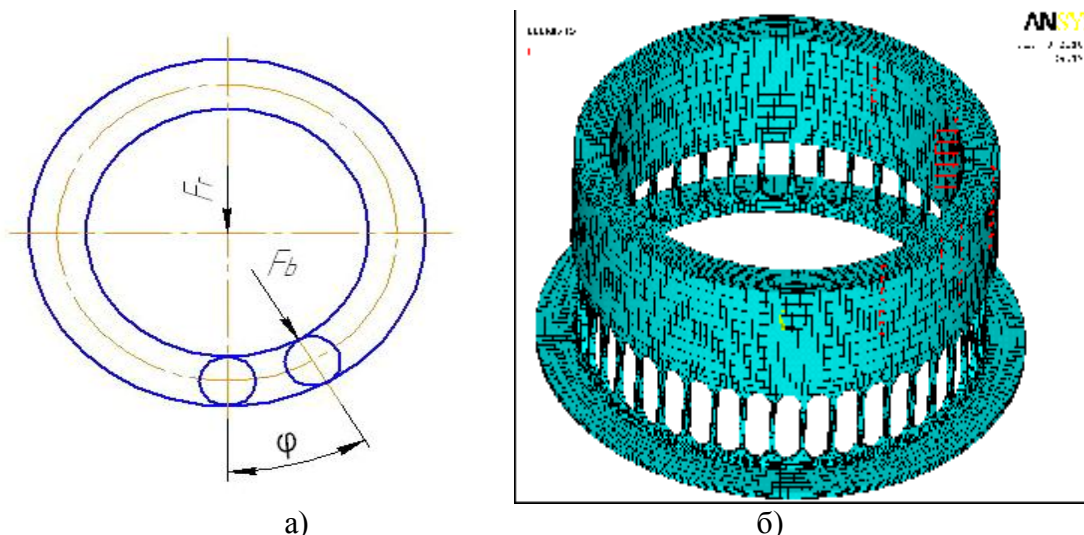


Рис. 4. Нагружение упругого элемента через подшипник качения:
 а – распределение нагрузки между телами качения; б – приложение распределенной нагрузки

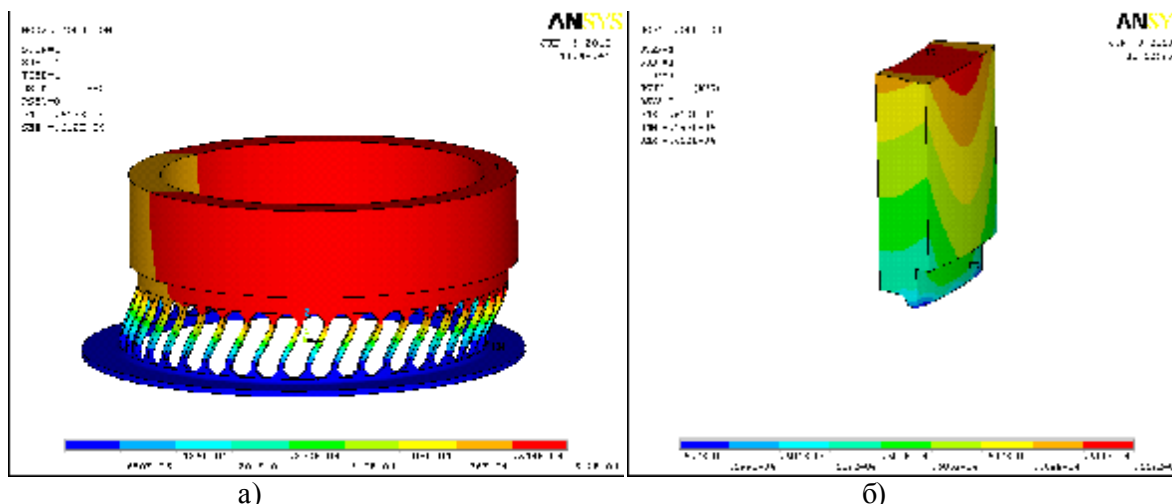


Рис. 5. Деформация упругого элемента при нагружении через подшипник:
 а – перемещения от распределенной нагрузки; б – перекося кольца

Значение максимальной нагрузки в контакте ролика с кольцом определяется по формуле [3]:

$$F_{b \max} = \frac{K \cdot F_r}{z},$$

где $F_{b \max}$ – максимальная нагрузка на ролик,

$K = 4,6$ – для роликовых подшипников.

Коэффициент жёсткости в этом случае равен $16,34 \cdot 10^6$ Н/м, что отличается на 9,8 % от первоначального значения и на 7 % от третьего варианта расчёта.

Последний способ приложения нагрузки наиболее достоверно отражает режим нагружения реальной конструкции. При этом перекося кольца невелик и составляет 1,5 мкм, а величина напряжений не превышает допустимые для материала используемого при изготовлении упругих элементов.

Исследования показали, что при расчёте жёсткости деталей методом конечных элементов с помощью пакета «ANSYS» значение коэффициента жёсткости при различных способах нагружения может отличаться более чем на 30 %. В статье представлено сравнение результатов расчётов упругого элемента типа «белчьего колеса», и показано, что наиболее точные результаты расчётов можно получить при нагружении его распределённой нагрузкой через тела качения. Пакет «ANSYS» также предоставляет возможность получить результаты по напряженному состоянию в любой точке детали в соответствии с любой теорией прочности, а так же еще множество различных данных - например: форму поверхности, температурные поля и т.д., что весьма затруднительно, а порой невозможно получить с помощью методов сопротивления материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Сергеев С.И.* Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения. М.: Машиностроение, 1973. 303 с.
2. *Балякин В.Б., Сапожников М.В.* Исследование влияния упругих элементов на динамические характеристики опор роторов//Труды международной НТК, посвящённой памяти академика Н.Д. Кузнецова. Самара, 2001. Ч. 1. С. 149-153.
3. *Балякин В.Б., Васин В.Н.* Детали машин. Учебное пособие. Самара: СГАУ, 2004. 150 с.

RESEARCH OF INFLUENCE OF A WAY APPLICATION OF FORCE AN ELASTIC ELEMENT OF TYPE OF «THE SQUIRREL WHEEL» ON ACCURACY OF DEFINITION OF ITS RIGIDITY BY MEANS OF A PACKAGE «ANSYS»

© 2011 V.B. Balyakin, E.P. Zhilnikov, I.S. Barmanov, R.R. Badykov

Samara State Aerospace University

In the given work the design procedure of rigidity of details of cars by means of a method of final elements on an example of an elastic element of type of «the squirrel wheel» by means of a package «ANSYS» is considered. Influence of a way of the task application of force an elastic element on accuracy of definition of factor of rigidity of a design is investigated.

Keywords: an elastic element, rigidity, force, deformation, the bearing.

Valery Balyakin, Doctor of Technics, Professor, Head at the Department.

Eugeny Zhilnikov, Candidate Technics, Professor.

Ildar Barmanov, Graduate Student.

E-mail: isbarmanov@mail.ru.

Renat Badykov, Student.