

УДК 621.4

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ЖЁСТКОСТИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОР РОТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2013 В.Б. Баллякин, И.С. Барманов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 06.03.2013

В статье приводится методика расчёта коэффициента жёсткости упругих элементов типа “беличьего колеса”.
Ключевые слова: опора, упругий элемент, жёсткость, демпфирование.

При проектировании упругодемпферных опор (УДО) авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) большое внимание уделяется их динамическим характеристикам – жёсткости и демпфированию. Эти характеристики оказывают влияние на вибрационное состояние двигателя, поэтому при проектировании двигателя необходимо уделять должное внимание методикам расчёта жёсткости и демпфирования в опорах роторов. В состав УДО современных авиационных двигателей наиболее часто входит упругий элемент (УЭ) типа “беличьего колеса”, гидродинамический демпфер, подшипник качения и радиально-торцевые контактные уплотнения (рис. 1).

Жёсткость УДО в основном определяется жёсткостью УЭ. Конструкция УЭ типа “беличьего колеса” представляет собой цилиндрическую втулку с продольными прорезями на образующей поверхности и фланцем для крепления (рис. 2). Прорези образуют несколько равномерно расположенных по окружности стержневых элементов – балочек. Прорези, как правило, выполняются цилиндрическими фрезами, в результате чего поперечное сечение имеет форму криволинейной трапеции, а на концах прорезей имеет место радиус скругления пазов r .

Наибольшее практическое применение для определения коэффициента жёсткости УЭ типа “беличьего колеса” нашла формула, предложенная С.И. Сергеевым [1]

$$c = \frac{nEbh(b^2 + h^2)}{2l_\delta^3},$$

где n – количество балочек; b, h, l_δ – соответственно ширина, толщина и длина балочек; E – модуль Юнга материала.

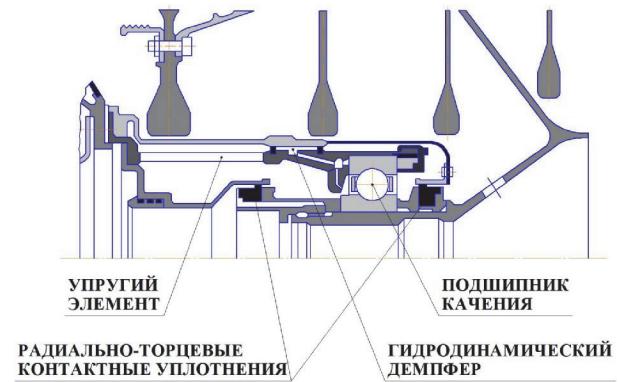
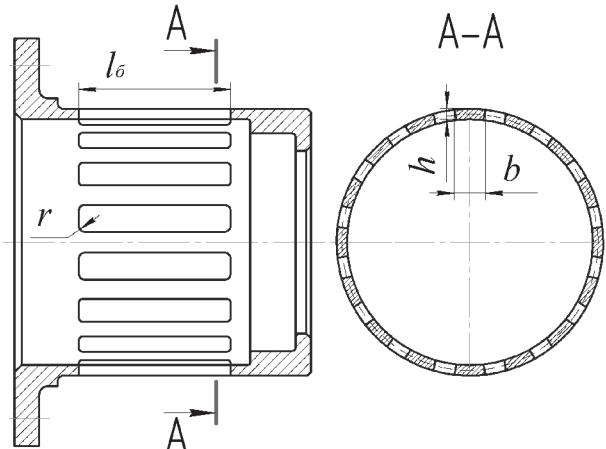


Рис. 1. Упругодемпферная опора



Позднее в данную формулу им же был введён поправочный коэффициент k , и выражение для коэффициента жёсткости приняло следующий вид [2]:

$$c = \frac{nEbh(b^2 + h^2)}{2l_\delta^3} \frac{1}{\left(1 + \frac{2\sqrt{bh}}{l_\delta}\right)^3}. \quad (1)$$

Данная формула очень удобна в применении, однако она даёт хорошие результаты вычисления жёсткости при соотношении $l_\delta/h \geq 30$. Для кон-

Баллякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Основы конструирования машин». E-mail: 029-029@mail.ru

Барманов Ильдар Сергеевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Основы конструирования машин». E-mail: isbarmanov@mail.ru

структурой УЭ для ГТД это соотношение не выполняется, и формула (1) может дать погрешность при вычислении. Более того данная формула не учитывает величину радиуса скругления, а само наличие скруглений вносит неопределенность в отношении длины балочки; за длину можно принимать либо максимальную длину прорезей, либо длину прямолинейного участка прорезей, или же какую-то промежуточную величину.

Для повышения точности вычисления коэффициента жесткости УЭ была создана параметрическая модель с использованием пакета *ANSYS*. С помощью данной модели получены поправочные коэффициенты, учитывающие радиус скругления пазов.

Исследования проводились в безразмерном виде, были введены следующие параметры: безразмерная длина упругих балочек $L_b = l_b/h$ и безразмерный радиус скругления пазов $\bar{r} = r/b$, где r – радиус скругления пазов.

Рассмотрены значения длин упругих балочек в интервале 18...60 мм при толщине балочки 1,73 мм, что соответствует интервалу безразмерной длины балочки 10...35. Для каждого значения длины исследовано их влияние на относительный коэффициент жесткости $\bar{c} = c_0/c$, где c_0 и c – коэффициенты жесткости, определяемые методом конечных элементов для нулевого и заданного радиуса скругления соответственно.

Упругий элемент нагружался радиальной силой 1 кН, и для каждого значения безразмерных длин балочек определялось перемещение (рис. 3).

Коэффициент жесткости определялся как отношение приложенной силы к перемещению. Полученные в результате численного решения зависимости представлены на рис. 4. Зависимости представляют собой монотонно убывающие функции с точкой перегиба в интервале безразмерного радиуса 0,2...0,4. Для упругих балочек длиной более 30 мм при наличии небольшого радиуса скругления, имеет место снижение жесткости в пределах 10 % по сравнению со значениями

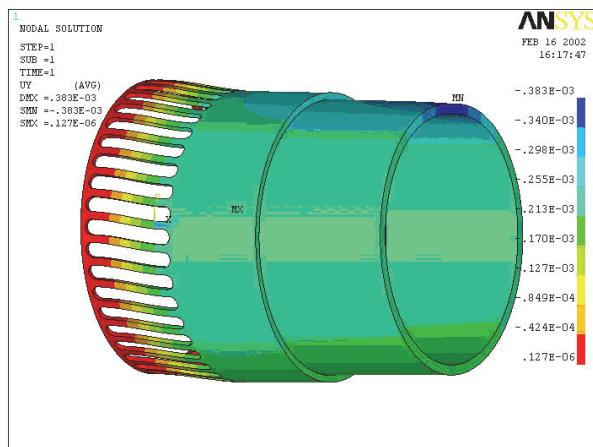


Рис. 3. Радиальные перемещения

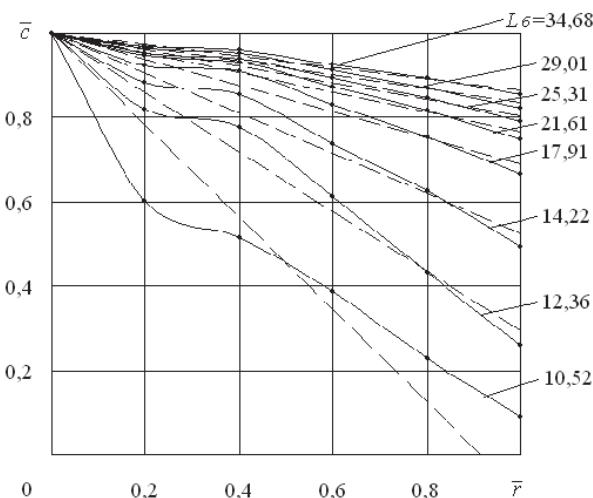


Рис. 4. Зависимость относительной жесткости от безразмерного радиуса при различных длинах балочек

ми, полученными по зависимости (1). В предельном случае, когда $\bar{r} = 1$, снижение коэффициента жесткости достигает 35 %, что является существенным недостатком зависимости (1). При относительной длине балочек выше 35 графики функций постепенно сходятся, и наблюдаемое различие между ними невелико.

Нахождение поправочного коэффициента проводилось линейной аппроксимацией группы функций методом наименьших квадратов. На рис. 4 аппроксимирующие прямые показаны штриховыми линиями. Общее уравнение аппроксимирующих прямых имеет вид $\bar{c} = 1 - a\bar{r}$, где a – коэффициент, определяющий наклон аппроксимирующих прямых.

Зависимость коэффициента a от безразмерной длины упругих балочек была аппроксимирована степенной функцией $a = 8,2L_b^{-1,35}$ (рис. 5). Погрешность аппроксимации не превышала 8 % в интервале $12 < L_b < 35$.

Относительный коэффициент жесткости УЭ принимает вид $\bar{c} = 1 - 8,2L_b^{-1,35}\bar{r}$. Поправочный коэффициент, учитывающий радиус скругления пазов

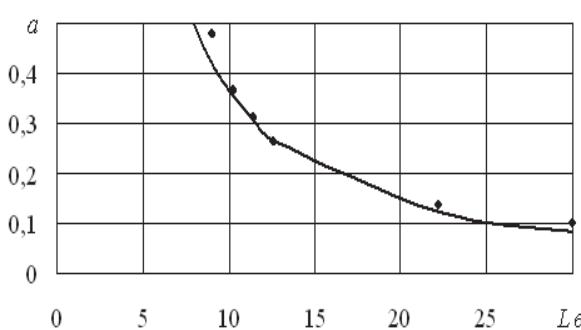


Рис. 5. Зависимость коэффициента a от безразмерной длины упругих балочек

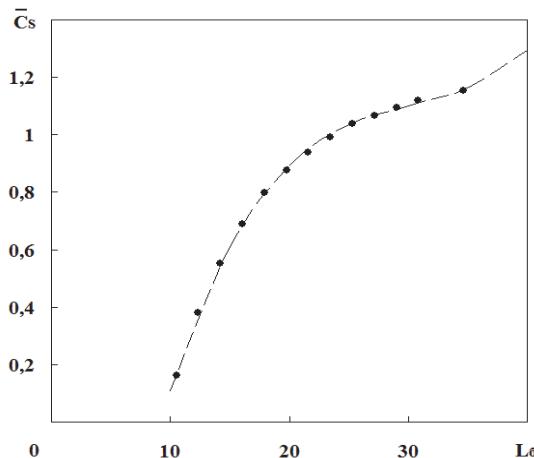


Рис. 6. Зависимость безразмерного параметра жёсткости \bar{c}_s от безразмерной длины упругих балочек

$$k_2 = \frac{1}{1 - 8,2 \left(\frac{l_\delta}{h} \right)^{-1,35}} \frac{r}{b}.$$

Выражение для жёсткости с учётом радиуса скругления примет вид

$$c = c_0 k_2.$$

Полученный коэффициент k_2 позволяет с достаточно высокой степенью точности учитывать радиус скругления пазов УЭ. С целью дальнейшего совершенствования формулы (1) было оценены границы её применимости. Для этого построена зависимость безразмерного параметра жёсткости

жёсткости $\bar{c}_s = \frac{c}{c_0}$, где c_0 – коэффициент

жёсткости, определяемый методом конечных элементов для нулевого радиуса скругления, c_s – коэффициент жёсткости, определяемый по формуле (1). График зависимости безразмерной жёсткости от безразмерной длины балочек представлен на рис. 6.

Из рис. 6 видно, что формула С.И. Сергеева может давать как завышенные, так и заниженные значения коэффициентов жёсткости. Причём при малых безразмерных длинах балочек значения могут отличаться до 80 %. Полученная зависимость (рис. 6) хорошо аппроксимируется полиномом третьей степени

$$\bar{c}_s = 0,000095 L_\delta^3 - 0,0086 L_\delta^2 + 0,27 L_\delta - 1,825.$$

Аппроксимирующая линия показана пунктиром на рис. 6. Достоверность аппроксимации (квадрат смешанной корреляции) вычислялась

по формуле $R^2 = 1 - \frac{\sum (x_i - \bar{x}_i)^2}{\sum x_i^2 - (\sum x_i)^2 / n}$ и составила $R^2 = 0,9995$.



Рис. 7. Внешний вид УЭ

Выражение для поправочного коэффициента будет иметь следующий вид:

$$k_3 = \frac{1}{(0,000095 L_\delta^3 - 0,0086 L_\delta^2 + 0,27 L_\delta - 1,825)}.$$

Окончательное выражение для определения жёсткости УЭ примет вид

$$c = \frac{n E b h (b^2 + h^2)}{2 l_\delta^3} k_1 k_2 k_3. \quad (2)$$

Полученная формула позволяет с высокой степенью точности определять коэффициент жёсткости упругого элемента типа "беличьего колеса", имеющего геометрические параметры, характерные для опор авиационных двигателей. Для оценки достоверности расчётной зависимости (2) был проведён эксперимент. УЭ, используемый в эксперименте (рис. 7), имел следующие геометрические параметры: $n=25$, $b=4,7$ мм, $h=1,9$ мм, $l_\delta=35$ мм, $r=2,7$ мм.

Для закрепления УЭ была изготовлена специальная втулка, которая с помощью болта с центрирующим конусом крепилась к вертикальной плите. УЭ фланцем жёстко закреплялся на втулке винтами. Внешний вид экспериментальной установки приведен на рис. 8. Нагрузка прикладывалась при помощи винтового механизма че-



Рис. 8. Внешний вид экспериментальной установки

Таблица 1. Результаты эксперимента

Деформация динамометра, мм	Нагрузка F_r , Н	Перемещения УЭ δ , мкм							
		Прямой ход				Обратный ход			
0	0	0	0	0	0	2	0	1	0
0,2	103	10	9	9	8	12	10	11	10
0,4	206	19	19	19	18	21	20	21	20
0,6	309	29	28	29	28	31	30	31	29
0,8	412	39	38	39	38	41	40	41	39
1	515	49	48	49	48	51	50	50	50
1,2	618	60	59	60	58	62	60	61	59
1,4	721	69	68	69	68	71	69	70	69
1,6	823	79	78	79	78	81	79	80	78
1,8	926	89	87	88	88	90	88	89	88
2	1029	98	97	98	97	100	98	99	98
2,2	1132	108	106	108	106	109	107	108	107
2,4	1235	117	117	118	116	119	117	118	118
2,6	1338	127	126	127	126	129	127	128	127
2,8	1441	137	136	138	137	139	138	139	138
3	1544	147	147	148	147	148	147	148	147

рез шарик для исключения возможных перекосов. Величина нагрузки оценивалась переносным динамометром сжатия ДОСМ-3-30У системы Токаря, предел измерения которого составляет 30 кН, а погрешность – $\gamma_3 = 0,5\%$. Тарировочный коэффициент динамометра был равен 52,47 мм/кг. Деформации динамометра определялись по индикатору часового типа с ценой деления 0,01 мм. Перемещения УЭ фиксировались с противоположной стороны индикатором часового типа с ценой деления 0,001 мм, установленного на штативе с магнитной стойкой. Было проведено по 4 замера перемещений при заданной нагрузке при прямом и обратном ходе. Результаты представлены в табл. 1.

Для прямого и обратного хода при каждом значении нагрузки рассчитывалось среднее значение и среднеквадратичное отклонение. По средним значениям построены зависимости перемещений УЭ от нагрузки (рис. 9). Для каждого среднего значения перемещений определялся коэффициент жёсткости, величина которого находилась в пределах 9,57...11,44 кН/мм. Среднее значение коэффициента жёсткости составляет 10,47 кН/мм, а среднеквадратичное отклонение – 0,306 кН/мм. Максимальная погрешность эксперимента определяется выражением $\gamma = \sqrt{\gamma_1^2 + \gamma_2^2 + \gamma_3^2}$, где γ_1 и γ_2 – погрешность индикаторов 1 и 2 соответственно. Погрешность не превышала 3,39 %.

Величина расчётных значений коэффициента жёсткости составила:

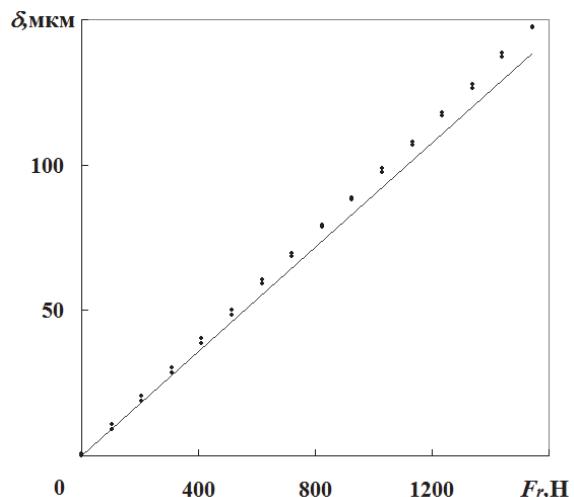


Рис. 9. Зависимость перемещений от нагрузки

- по формуле (1): $c=13,38$ кН/мм, расхождение с экспериментальным коэффициентом жёсткости $\Delta=27,7\%$;

- по формуле (2): $c=11,14$ кН/мм, расхождение с экспериментальным коэффициентом жёсткости $\Delta=6,4\%$.

Таким образом, использование поправочных коэффициента k_2 и k_3 позволяет с высокой степенью точности определять коэффициент жёсткости УЭ с учётом радиуса скругления пазов при длинах балочек, характерных для УДО авиационных ГТД. Из рис. 9 можно также заключить, что демпфирование в УЭ мало. Об этом свидетельствует узкая петля гистерезиса, полученная при прямом и обратном приложении нагрузки, которое обусловлено, скорее всего, остаточными явлениями в материале и трением в резьбовых соединениях.

В работах [3] и [4] проводились исследования возможности демпфирования вибраций силами трения в резьбовых соединениях. Было показано, что демпфирование в резьбовых соединениях имеет место быть, и интенсивность зависит от условий возбуждения колебаний элементов резьбового соединения. При больших коэффициентах трения и статической нагрузке или предварительной затяжке, а также небольшой внешней переменной нагрузке демпфирование в резьбе может совсем не быть, так как между витками не будет происходить проскальзывание. В этом случае при отсутствии вязкого или других видов демпфирования упругая система после любого характера сброса нагрузки может колебаться с собственными частотами бесконечно долго.

В нашем случае (при проведении эксперимента) нагрузка носила статичный характер, и высокочастотных источников вибраций не было, поэтому наличие петли гистерезиса объясняется демпфированием материала УЭ. Поскольку демпфирование крайне мало, то при расчёте характеристик УДО демпфирование УЭ принимается равным нулю.

Таким образом, была получена аналитическая методика расчёта жёсткости УЭ типа “беличьего колеса” авиационных ГТД, учитывающая радиус скругления пазов и форму поперечного сечения упругих балочек, что повышает точность вычислений коэффициента жёсткости УЭ до 30 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М.: Физматгиз, 1959. 408 с.
2. Сергеев С.И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения. М.: Машиностроение, 1973. 304 с.
3. Распределение усилий по виткам и коэффициенты внешней переменной нагрузки в резьбовых соединениях в условиях вибрации изделий / М.И. Курушин, А.М. Курушин, И.С. Барманов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: мат. межд. науч.-техн. конф. Самара, СГАУ. 2011. В 2 Ч. Ч.1. С.110-112.
4. Демпфирование вибраций изделий силами трения в резьбовых соединениях / М.И. Курушин, А.М. Курушин, И.С. Барманов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: мат. межд. науч.-техн. конф. Самара, СГАУ. 2011. В 2 Ч. Ч.1. С.106-108.

DESIGN PROCEDURE OF FACTOR OF RIGIDITY FLEXIBLE ELEMENTS OF SUPPORT OF ROTORS AVIATION GAS TURBINE ENGINES

© 2013 V.B. Balyakin, I.S. Barmanov

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The design procedure of factor of rigidity of elastic elements is given in article such as “a squirrel wheel”
Keywords: support, flexible element, flexible, damping.

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

E-mail: 029-029@mail.ru

Ildar Barmanov, Candidate of Technics, Assistant Lecturer at the Fundamentals of Machine Design Department.

E-mail: isbarmanov@mail.ru