

ВЛИЯНИЕ МОНТАЖА НА НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ УПРУГИХ КОЛЕЦ В ДЕМПФЕРНОЙ ОПОРЕ

© 2017

Д. С. Дилигенский аспирант кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
diligen@mail.ru

Д. К. Новиков доктор технических наук, профессор кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
novikovdk_ssau@mail.ru

Рассмотрено влияние условий монтажа на жёсткость упругого кольца в гидродинамических демпферах. Данный тип демпфера широко используется в опорах газотурбинных двигателей. Имеющиеся аналитические решения имеют ряд ограничений. Создана параметрическая конечно-элементная модель (КЭМ) спрямлённого сектора, упругого кольца и пакета из двух упругих колец. Результаты расчётов КЭМ показывают расхождение величины податливости для разных численных моделей относительно аналитических. Показано влияние монтажных допусков на величину податливости.

Демпфер; упругие кольца; опора; податливость; жёсткость; поле допуска; натяг; монтаж; зазор; рабочий участок; проскальзывание; отрыв выступа.

Цитирование: Дилигенский Д.С., Новиков Д.К. Влияние монтажа на напряжённо-деформированное состояние упругих колец в демпферной опоре // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 87-100. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-87-100

Введение

Одним из самых распространённых устройств для борьбы с вибрацией в роторных системах является демпфер, устанавливаемый в опорах. Классификация конструкции и формы данных устройств приведена в [1]. В статье рассматривается демпфер с одним и двумя упругими элементами. В качестве упругого элемента выступает тонкостенное кольцо с равномерно распределёнными по окружности гладкими выступами. В зависимости от того, одно или два кольца используются в демпфере, выступы могут быть либо с двух сторон в шахматном порядке, либо с одной стороны, но также в шахматном порядке по отношению к выступам другого кольца (рис. 1, а).

Таким образом, между кольцами, а также между стенками корпуса и подшипника и кольцами всегда есть зазор, через который может протекать масло (рис. 1, б).

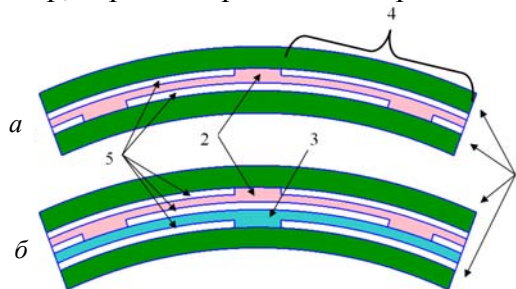


Рис. 1. Демпферная опора с упругим кольцом:

а – одинарное упругое кольцо; б – вдвоенный упругий элемент;

1 – корпус; 2 – упругое кольцо с выступами по обеим сторонам (внутри и снаружи); 3 – упругое кольцо с выступами на одной стороне; 4 – упругий участок демпферного элемента; 5 – зазоры

Количество выступов и прочие геометрические параметры регламентируются ОСТ 1.10779-72 [2]. Высота выступов на внутренней и наружной сторонах могут быть различны.

По допускам кольца могут быть установлены как по переходным посадкам, так и с натягом. Однако согласно ОСТ [2] при установке колец с натягом податливость определяется строго экспериментально.

Помимо ОСТ существуют работы [3;4], в которых рассматривается определение жёсткости таких колец. В них кольцо представляется как набор связанных между собой балок, зажатых по краям. Кроме того, делается допущение о том, что в действительности работает только половина кольца. Не учитывается влияние допусков, проскальзывание и взаимодействие двух колец между собой.

Описание дефекта

Практика использования упругих колец с выступами в демпфере на различных предприятиях показала, что реальный механизм поведения колец отличается от описанного в [2;3]. Помимо отрывов части выступов при работе двигателя отмечается выбиравание зазоров между стенками и рабочими участками упругих колец (рис. 2) [5]. При этом увеличивается вибрация на опорах. При разборке после испытаний было обнаружено проскальзывание по выступам. При проектировании упругих колец необходимо задаваться жёсткостью, значение которой сильно зависит от монтажных параметров посадки колец – натяга или зазора.

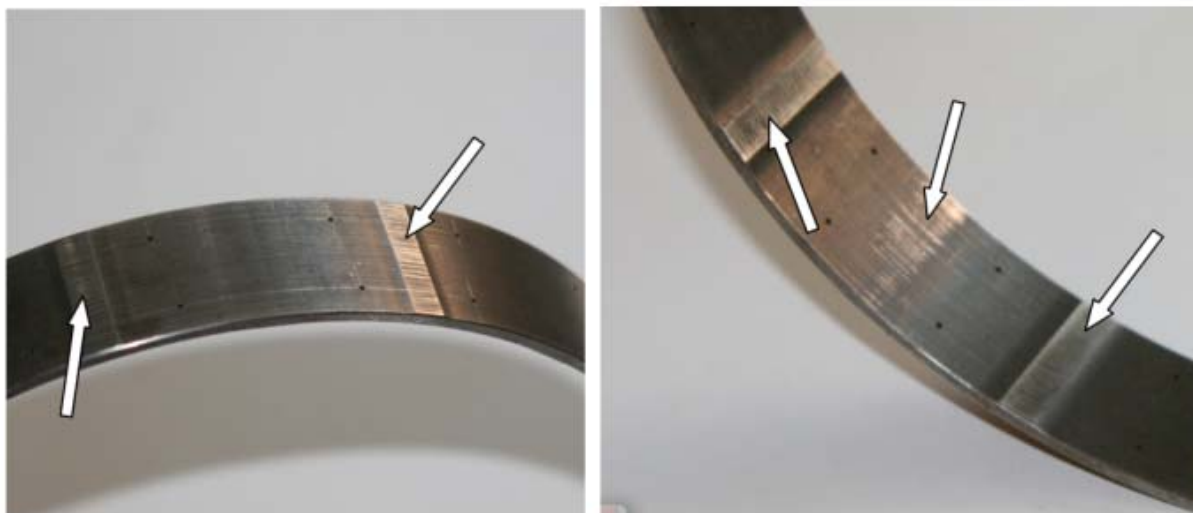


Рис. 2. Следы проскальзывания на рабочих участках упругого кольца

Расчёт по аналитической модели

Для анализа была взята опора двигателя с двумя упругими кольцами в демпфере, вложенными одно в другое. Геометрические размеры и поля допусков рассматриваемых колец приведены в табл. 1, в табл. 2 указаны свойства материала. Внутреннее кольцо не имеет наружных выступов.

Проведём сравнительный расчёт одного кольца (кольцо наружное, табл. 1) по указанным в [3;4] методикам и ОСТ.

Таблица 1. Геометрия упругих колец

Параметр	Кольцо наружное Значение	Кольцо внутреннее Значение
Внутренний диаметр D_1 , мм	150,6 ^{+0,024} ₀	146 ^{+0,024} ₀
Наружный диаметр кольца D_2 , мм	155 ^{+0,022} _{+0,004}	150,6 ^{+0,022} _{+0,004}
Ширина кольца b , мм	35	35
Ширина выступа кольца b_1 , мм	7	7
Толщина кольца s , мм	1,72	2,3
Высота наружного выступа δ_1 , мм	0,17	-
Высота внутреннего выступа δ_2 , мм	0,31	0,27
Число выступов n , шт.	20	10
Диаметр фрезы для внутренних выступов d_2 , мм	30	30
Диаметр фрезы для внешних выступов d_1 , мм	30	30

Таблица 2. Свойства материала колец

Материал колец	сталь
Модуль упругости E , Н/м ²	$2 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона, μ	0,3
Плотность материала ρ , кг/м ³	7750

Расчёт по ОСТ. Податливость α по ОСТ (схема обозначений показана на рис. 3) определяется следующим образом:

$$\alpha = \frac{(D_{cp} - 0,3b_1n)^3}{0,129bEn^4s^3} \left[1 - \left(1 - \frac{s^3}{s_{выст}^3} \right) (1,45A - 0,9A^2 + 0,2A^3) \right]. \quad (1)$$

Здесь $D_{cp} = \frac{D_2 + D_1}{2} = 152,8$ мм ;

$$s = \frac{D_2 - D_1}{2} - 2\delta = 1,72$$
 мм ;

$$s_{выст} = s + \delta = 1,96$$
 мм ;

$$A = \frac{(b_1 + \sqrt{d\delta})n}{D_{cp}} = 1,267.$$

Податливость кольца, рассчитанная по формуле (1), составит $\alpha = 1,67 \times 10^{-9}$ м/Н, а жёсткость c кольца составит $c = \frac{1}{\alpha} = 5,99 \cdot 10^8$ Н/м.

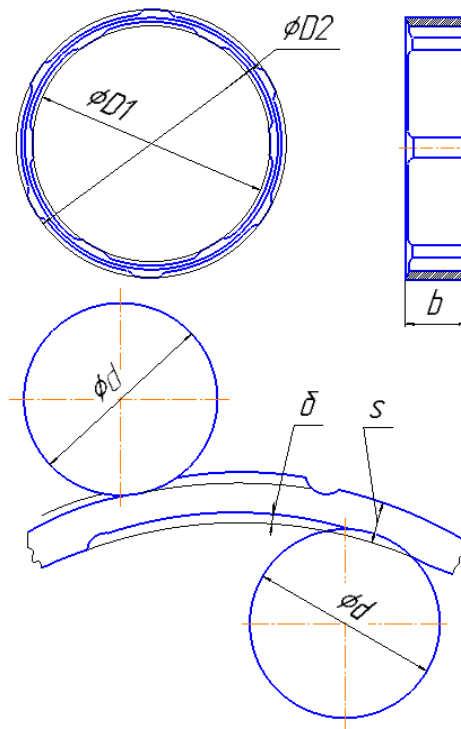


Рис. 3. Схема упругого кольца по ОСТ

Расчёт по Артемову. Эта модель появилась раньше стандартной и предполагает рассматривать кольцо как набор стержней малой кривизны (прямые балки) [4]. Упругое демпферное кольцо считается как балки с m -числом пролётов. Упрощённая схема кольца в соответствии с [4] представлена на рис. 4.

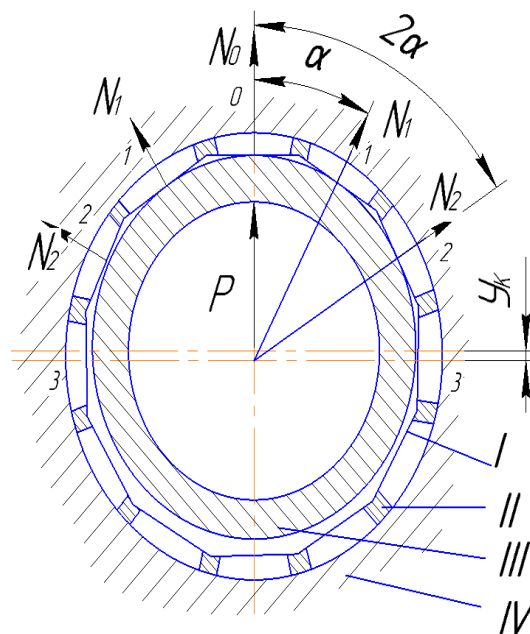


Рис. 4. Расчётная схема нагружения упругого кольца

Достаточно подсчитать податливость одного кольца, поскольку податливость опоры определяется как сумма податливостей изгибающих консолей, последовательно соединённых в опоре.

Собственная податливость каждой отдельной балки (с заземлёнными концами и нагруженной единичной силой посередине) находится по формуле [4]:

$$\delta_0 = \frac{l^3}{192EI}, \quad (2)$$

где l – длина пролёта по среднему диаметру кольца; $I = \frac{bh^3}{12}$ – момент инерции сечения кольца; b – ширина кольца.

При нагружении кольца силой P (рис. 4), имитирующей нагрузку, действующую со стороны ротора, центр прогнётся на величину y_k .

Таким образом, прогиб любого пролёта от радиальной силы N_i составляющей силы P (зададимся $P = 1000$ Н), равен:

$$y_i = N_i \delta_0, \quad (3)$$

$$y_i = \sum_{j=0}^{j=n} \delta_{ij} N_j,$$

где $i, j = 0, 1, 2, \dots, n$ – порядковые номера пролётов; δ_{ij} – податливость кольца в пролёте i от единичной силы, приложенной в пролёте j .

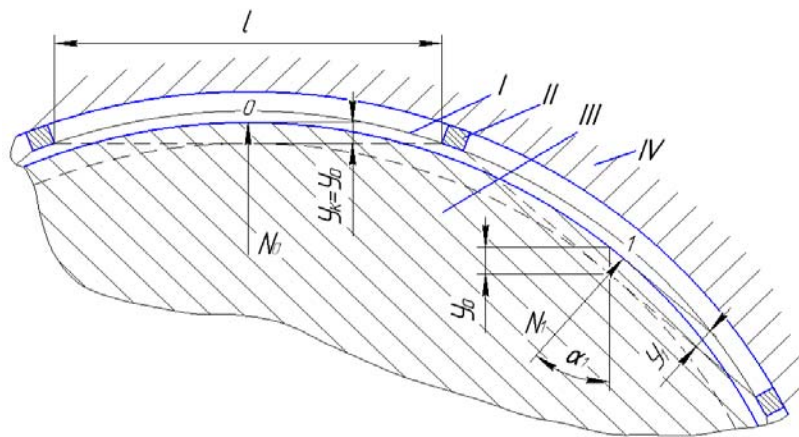


Рис. 5. Схема нагружения участка кольца

Из рис. 5 следует, что i -й прогиб можно выразить как

$$y_i = y_k \cos i\alpha. \quad (4)$$

Из выражений (3) и (4) найдём:

$$N_i = \frac{y_k \cos i\alpha}{\delta_0}. \quad (5)$$

Из рис. 5 следует:

$$P = N_0 + 2 \sum_{i=1}^{i=m/4} \cos i\alpha. \quad (6)$$

Подставляя (5) в (6), получим

$$P = \frac{y_k}{\delta_0} \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{i=m/4} \cos^2 i\alpha \right).$$

Тогда податливость наружного кольца по Артемову:

$$\delta_k = \frac{y_k}{P} = \frac{\delta_0}{1 + 2 \sum_{i=1}^{i=m/4} \cos^2 i\alpha} = 5,55 \times 10^{-8} \text{ м/Н}.$$

Если в опоре будет m колец, то податливость всей опоры определится как

$$\delta_{on} = \sum_1^m \delta_{kn}.$$

Артемовым проведено сравнение собственной методики с экспериментом, и по его данным отклонение составляет не более 35%. Отличие объясняется не только допущениями в расчётной схеме, но и погрешностью изготовления и замера величины податливости. Тем не менее в сравнении с расчётом ОСТ, проведённым выше, отклонение значительно.

Расчёт по Хронину, Леонтьеву. Данная методика несколько отличается от той, что использовал Артемов, хотя основное допущение о том, что жёсткость кольца равна сумме жёсткостей сегментов этого кольца, сохранилось.

Определяющий участок в данной гипотезе расположен между выступами. Таким образом, расчёт одного участка производится по формулам симметричной балки с заделками по концам (рис. 6).

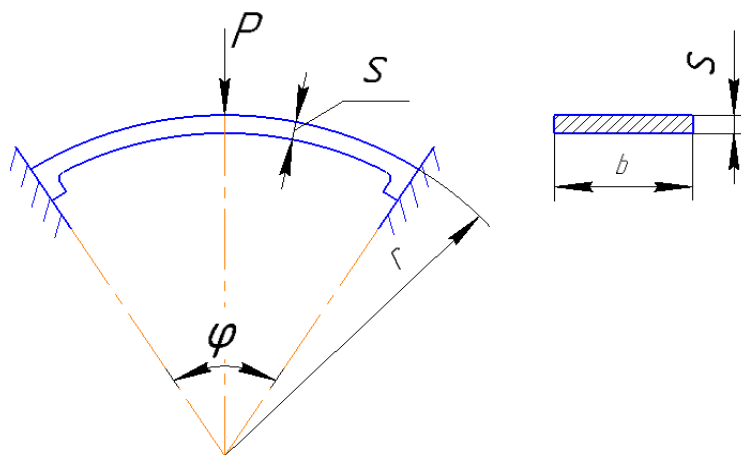


Рис. 6. Упругий элемент кольца

Прогиб считается по следующей формуле:

$$y = \frac{Pr^3\varphi^3}{192EI}, \quad (7)$$

$$\sigma = \frac{Pr\varphi s}{16I}, \quad (8)$$

где r – наружный радиус упругого элемента; φ – сектор упругого элемента; $I = -\frac{N_0 l}{8}$ – изгибающий момент.

Выражая усилия (7) через напряжение (8), получаем величину прогиба:

$$y = \frac{r^2\varphi^2}{12E_s}\sigma = 2,03 \times 10^{-7} \text{ м.} \quad (9)$$

Жёсткость C_s одного сечения (рис. 6) будет определяться отношением прогиба к прикладываемой силе:

$$C_s = \frac{P}{y} = \frac{192EJ}{r^3\varphi^3} = 4,94 \times 10^6 \text{ Н/м.} \quad (10)$$

При этом общий коэффициент жёсткости в радиальном направлении C_k равен

$$C_k = \frac{1}{2}zC_s = \frac{96EJz}{r^3\varphi^3} = 4,94 \times 10^7 \text{ Н/м,}$$

где z – число рабочих участков.

Данные для расчетов жёсткости брались из табл.1.

При нескольких кольцах суммарная жёсткость считается двумя возможными вариантами. Для случая с равной жёсткостью колец $C = C_k / N$, а для более общего случая с разными жёсткостями колец

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}. \quad (11)$$

Расчёт по конечно-элементной модели

Для расчёта КЭМ использовался пакет Ansys Workbench. Было создано три 3D-модели: спрямлённый сегмент наружного кольца, полное наружное кольцо и два вставленных друг в друга кольца. При этом решается контактная задача поведения упругого кольца при прецессии ротора. Предполагается возможность проскальзывания и отрыва выступов внутри вибропакета от внешних стенок.

Модель состоит из восьмиузловых элементов HEX. Количество элементов в моделях не превышает 1 млн. Кольцо состоит из секторов (показаны фигурными скобками на рис. 7), равных количеству выступов на наружной стороне.

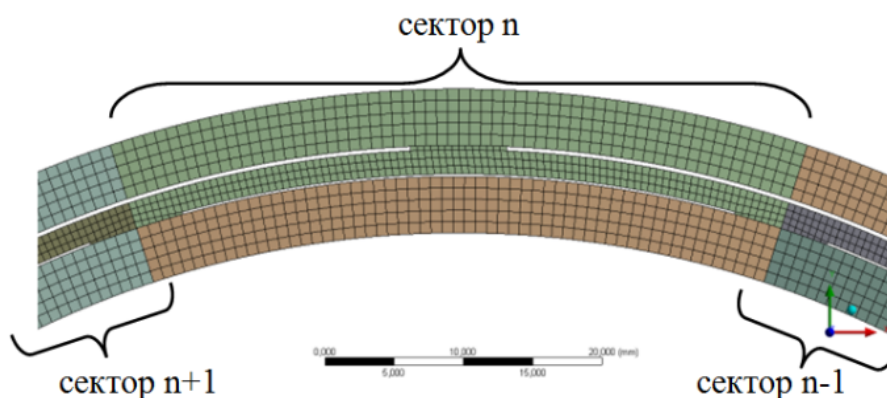


Рис. 7. Сектор упругого кольца

Контактные пары задаются между выступами и корпусом как внутри, так и снаружи упругого кольца. Количество контактов соответствует количеству выступов на кольце или кольцах.

Во всех трёх типах моделей присутствуют следующие параметры.

Контакт: Тип – *frictional*, коэффициент скольжения металл-металл равен 0,1. Поведение – *Asymmetric*, так как упругое кольцо менее жёстко, чем корпус. Все контактные пары имеют поверхности упругого кольца в роли *Contact body*. Тип определения контакта – *pure penalty* как более жёсткий и точный. Коэффициент жёсткости в уравнении контакта равен 1. Зона определения контакта – *pinball region* – задана радиусом и равна 0,07 для увеличения сходимости. Включён контроль шага – *Automatic Bisection*.

Закрепление: внутренняя поверхность – в заделке, которая закреплена во всех измерениях. В верхней наружной поверхности задаётся перемещение в 0,05 мм по направлению к центру.

Решение: были проведены расчёты как с одним временным шагом, так и с двумя. Это связано с тем, что при решении численной задачи и пакет *Ansys mechanical* по умолчанию прикладывает все нагрузки и перемещения одновременно и ограничивается 1 шагом в 1 секунду. Следовательно, за один шаг имеется решение для двух моментов времени – начального (0 секунд) и конечного (1 секунда.) Такая постановка может давать плохую сходимость при значительных перемещениях или нагрузках. В то же время пакет *Ansys mechanical* позволяет прикладывать нагрузки и прочие граничные условия постепенно, что может упростить решение. Было введено два шага по 1 секунде каждый с целью увеличения сходимости, так как на первом шаге (от 0 до 1 секунды) нагрузка (перемещение) не вводилась, а вводились только контакты. Тем не менее, задача в один шаг оказалась также стабильной и намного быстрее в расчёте.

При большой нагрузке рабочий зазор способен полностью выбираться, образуя дополнительные контактные пары. Такие контакты на поверхностях под выступами не задавались, несмотря на то, что они имели место в эксплуатации. Учёт дополнительных контактов приводит к существенному усложнению расчётов и будет выполнен в дальнейшем.

Все расчёты проводились на базе суперкомпьютера «Сергей Королёв». Первым был рассчитан спрямлённый сектор кольца. Время расчёта составило около 1 часа. Расчёт одного или двух упругих колец занимает от 3 до 7 часов, поэтому многовариантные расчёты проводились для спрямлённого сектора.

Для номинального размера использовались значения из табл.1. Длина балки приравнивается длине дуги сектора с одним наружным выступом и двумя половинами внутреннего, куда и прикладывается перемещение (рис. 8). Постановка схожа с задачей, рассматриваемой в [3] (рис. 6). Отличий два: вместо нагрузки задаётся перемеще-

ние, что значительно ускоряет сходимость, а вместо сектора рассматривается спрямлённый участок той же длины. Последнее допущение взято из утверждений в [3;4], что в общем случае поведение упругого кольца можно выразить через поведение нескольких балок малой кривизны. Для примера расчёта приведено распределение перемещений для пластины номинальных размеров (рис. 8).

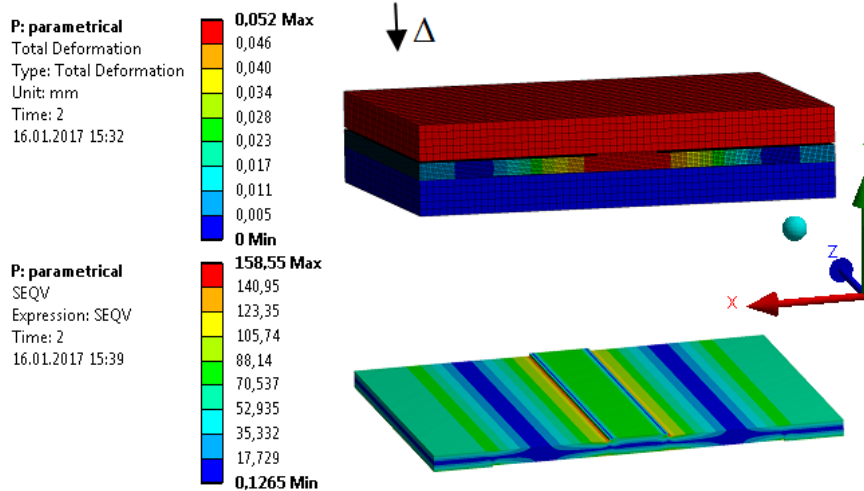


Рис. 8. Распределение смещений и напряжений спрямлённого сегмента кольца:
Δ – заданное перемещение

Сравнение модели при номинальных размерах (табл. 1) показало совпадение с моделями Хронина-Леонтьева и Артемова в пределах 10%, а для модели ОСТ отклонение составило более 700%. Поэтому проведены дополнительные расчёты для данной модели при различных диаметрах кольца при неизменной толщине кольца и других одинаковых параметрах. Результаты расчётов приведены в табл. 3.

Таблица 3. Результаты сравнительных расчётов – численного и по ОСТ

D_2 , мм	ОСТ, мм/Н	числ. деформ, мкм	Реакц. кН	числ. податлив. мм/Н	числ./ОСТ податлив.
60	1,48E-9	4,57	209	6,25E-08	42,2
70	1,30E-08	5,66	82,9	1,95E-07	15
95	1,31E-07	5,78	9,44	1,75E-06	13,3
115	4,58E-07	5,64	7,44	3,86E-06	11,7
135	7,86E-07	5,50	5,45	5,97E-06	10
155	1,44E-06	5,23	1,46	1,02E-05	7,08
175	2,40E-06	5,18	1,1	1,36E-05	5,68
195	3,79E-06	5,16	962	1,64E-05	4,29
215	5,18E-06	5,14	839	1,91E-05	3,68
235	7,96E-06	5,10	594	2,45E-05	3,08
300	1,92E-05	5,06	397	3,64E-05	1,90
400	5,37E-05	5,04	263	5,48E-05	1,02
500	1,16E-04	5,03	197	7,30E-05	0,63
1000	1,15E-03	5,01	87,5	1,64E-04	0,14

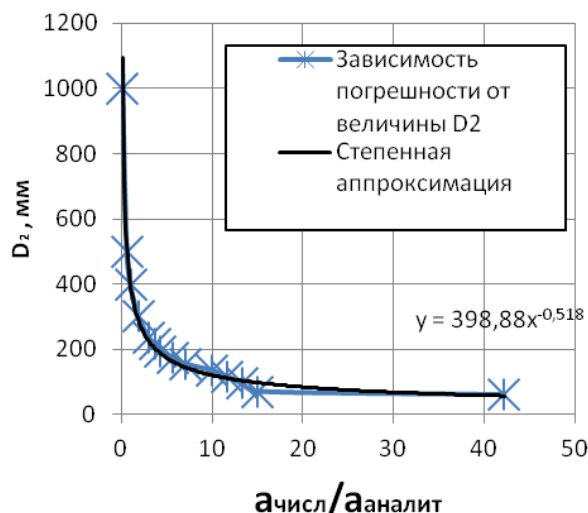


Рис. 9. Зависимость отношения податливости, полученной разными методами, от диаметра упругого кольца D_2

График на рис. 9 показывает насколько конкретный геометрический параметр кольца (диаметр) влияет на величину податливости. Из графика видно, что существует степенная функция вида $y = ax^b$. Данная функция позволяет соотносить показатель податливости, полученный аналитически (посредством ОСТ) и полученный численно (посредством Ansys) на модели балки.

Расчёт податливости упругого кольца с учётом монтажных допусков

Поскольку упругие кольца точно изготовить невозможно, то важной задачей является учёт натягов и зазоров, возникающих при монтаже демпферного пакета. Для номинального размера использовались значения из табл. 1. Принято перемещение, равное 50 мкм. Были проведены расчёты с двумя крайними случаями посадок: максимальный натяг и максимальный зазор. Расчёт с номинальными размерами показал, что отклонение от модели ОСТ достигает 8%. Все три модели имеют разное число рабочих участков кольца, что хорошо видно на рис. 10, где волнами условно показано число работающих участков. Указанные особенности и другие результаты расчётов сведены в табл. 4.

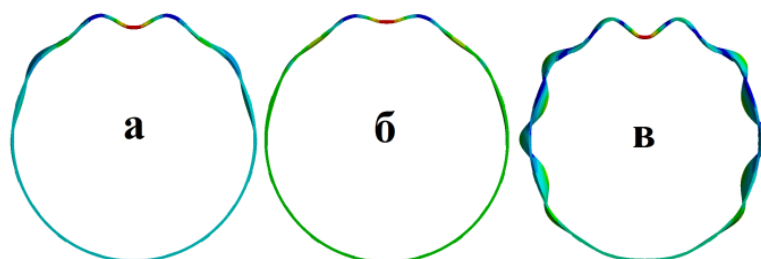


Рис. 10. Количество работающих участков одинарного кольца для случая: точный размер (а), с зазором (б), с натягом соответственно (в)

Таблица 4. Результаты анализа упругого кольца при различных величинах допуска

Параметры посадки, мкм	Натяг				Зазор		
	22	11	5,5	0	-4,5	-9	-18
Напряжение, ГПа	2,04	1,44	1,14	0,85	0,75	0,65	0,49
Напряжение трения, ГПа	0,25	0,16	0,1	0,06	0,05	0,04	0,02
Реакция в заделке, КН	11,4	9,79	8,98	8,18	7,1	6,06	3,9
Перемещение пластины, мкм	5,26	5,32	5,36	5,39	5,27	5,15	5,11
Работающие участки кольца, шт	10 из 10	7 из 10	6 из 10	5 из 10	4 из 10	4 из 10	3 из 10
Податливость числ, мм/Н	7,68E-07	1,33E-06	1,6E-06	1,88E-06	2,45E-06	3,02E-06	4,58E-06

Как видно из табл. 4, допуск кардинально изменяет характеристики жёсткости кольца. Поле разброса составляет более 100%, то есть кольцо может быть как в два раза жёстче, так и почти в два раза податливее.

На графике по полученным данным (рис. 11) видно, что влияние зазоров и натягов неодинаково. При одинаковых по абсолютной величине зазоре и натяге податливость с зазором будет в три раза больше, чем при натяге. Поэтому для реального механизма наличие неучтённого натяга будет предпочтительнее зазора.

Подобным разбросом можно объяснить имеющее место в эксплуатации касание о корпус в местах максимального прогиба упругих участков. По всей видимости, здесь появляются дополнительные контактные пары в нерасчётных областях. Решение данной проблемы возможно двумя путями: либо увеличением жёсткости на расчётную величину (анализ КЭ модели), либо увеличением точности изготовления (уменьшение величины поля допусков).

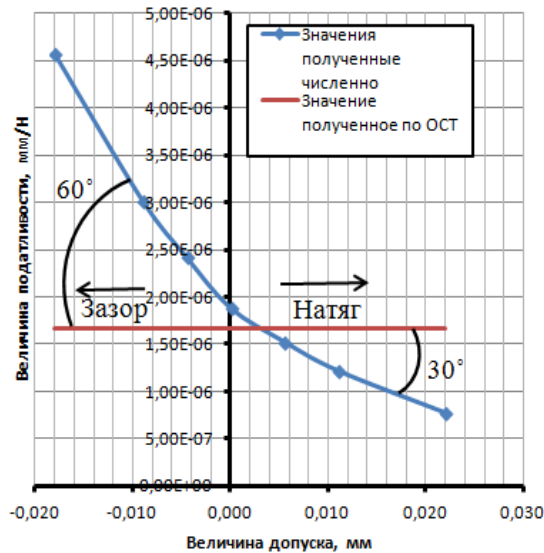


Рис. 11. Зависимость податливости от величины допуска

Расчёт податливости пакета из двух упругих колец

Пакет колец используется для создания излома в упругой характеристике опоры при прохождении резонанса и поэтому внутреннее кольцо обычно имеет значительно большую жёсткость, чем внешнее.

Параметры геометрии берутся из табл. 1. Расчёт проводился только для номинального допуска. Сравнение с ОСТ не представляется возможным, так как в нём не предусмотрено использование пакета.

Перемещение в модели задаётся так же, как и в случае с одним кольцом – через внешнюю стенку корпуса. Полученные значения можно выводить как для отдельных колец, так и для всего пакета (рис. 12). Все рассчитанные величины приведены в табл. 5.

Из табл. 5 видно, что внутреннее кольцо смещается в 2,5 раза меньше, чем внешнее, так как жёсткость внутреннего кольца всегда выше жёсткости внешнего. Напряжения в нём в 2 раза меньше.

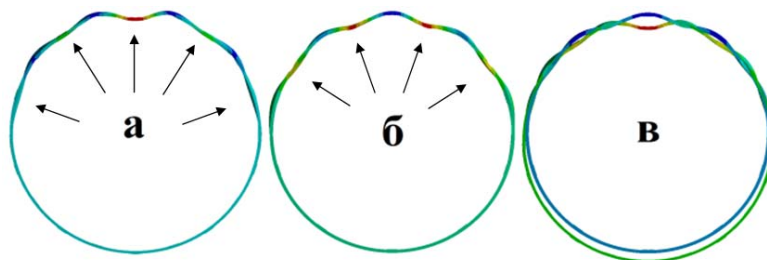


Рис. 12. Количество работающих участков сдвоенного кольца для случая: наружного (а), внутреннего (б) и двух колец одновременно (в)

Таблица 5. Результаты анализа пакета из двух упругих колец

Кольцо	Наружное	Внутреннее
Напряжение, МПа	2121,3	1044,5
Перемещение пластины, мм	0,0511	0,0191
Рабочие участки, шт	5 из 10	4 из 10
Податливость, мм/Н	2,7E-06	1,3E-06

При сравнении поведения сдвоенного кольца (рис. 12) и одинарного кольца (рис. 10) можно заметить, что наружный элемент у сдвоенного кольца имеет такое же количество работающих участков (отмечено пятью стрелками на рис. 12, а), как и одинарное кольцо при посадке без зазора и без натяга. Однако внутренний элемент сдвоенного кольца имеет на один работающий участок меньше (отмечены четырьмя стрелками на рис. 12, б). Как отмечалось выше, в численной модели сдвоенного кольца принималось, что все кольца устанавливались без зазора. Однако согласно результатам анализа одинарного упругого кольца (табл. 4) внутренний элемент сдвоенного упругого кольца ведёт себя аналогично одинарному кольцу с зазором.

Заключение

1. Модель ОСТ наиболее близка по полученным значениям податливости к КЭ модели. Для одинарного кольца без технологических отклонений погрешность не превышает 8%.

2. Упрощённая модель спрямлённого сектора хорошо согласуется с моделями Артемова и Хронина-Леонтьева, но существенно отличается от модели ОСТ. Для модели ОСТ получена степенная закономерность отклонения при изменении диаметра кольца.

3. Влияние монтажа колец оценивается по их посадке в корпус. Изменение посадки в пределах принятого поля допусков способно изменить значение величины подат-

ливости кольца в два и более раз. Абсолютная величина зазора изменяет податливость кольца в три раза сильнее, чем натяг.

4. Определена жёсткость рассмотренной модели сдвоенной упругой пары. Анализируемые кольца имеют разное число работающих участков: 5 из 10 – на внешнем кольце и 4 из 10 – на внутреннем. Внутреннее кольцо сдвоенного пакета работает аналогично кольцу с зазором.

Библиографический список

1. Новиков Д.К., Дилигенский Д.С. Анализ конструкции гидродинамических демпферов // Сб. трудов международного научно-технического форума, посвящённого 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ. Т. 2. Международная научно-техническая конференция с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин». Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2012. С. 47-48.

2. ОСТ 1 10778-72, ОСТ 1 10779-72. Кольца упругие опор роторов газотурбинных двигателей, конструкция и размеры. М., 1972. 11 с.

3. Хронин Д.В., Леонтьев М.К., Борздыко Е.В. Конструкция и проектирование упругодемпферных опор роторов ВРД: уч. пособие. М.: Московский авиационный институт, 1988. 37 с.

4. Артемов Е.А. Экспериментальное и расчётное определение податливости упругих опор турбомашин // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 1965. № 2. С. 48-55.

5. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Исследование характеристик упругих колец в опорах роторов газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18, № 3. С. 135-146.

INFLUENCE OF ASSEMBLY CONDITIONS ON THE STRESSED-STAINED STATE OF DAMPER SUPPORT ELASTIC RINGS

© 2017

D. S. Diligensky Postgraduate Student of the Department of Aircraft Engine Design; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; diligen@mail.ru

D. K. Novikov Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Engine Design; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; novikovdk_ssau@mail.ru

The article considers the influence of different tolerance values on the stiffness of elastic rings in squeeze film dampers. This type of damper is widely used in gas turbine engine supports. The available analytical solutions have a number of limitations. A parametric finite-element model of an elastic ring, a set of two interconnected elastic rings and a simplified segment is presented. The results obtained show the discrepancy between values of compliance for different numerical models as compared to analytical approaches. The effect of assembly tolerances on the value of compliance is shown.

Damper; elastic rings; support; compliance; stiffness; tolerance range; interference; clearance; elastic zone; sliding; nib points.

Citation: Diligensky D.S., Novikov D.K. Influence of assembly conditions on the stressed-stained state of damper support elastic rings. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 87-100. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-87-100

References

1. Novikov D.K., Dilighensky D.S. Hydrodynamic damper design analysis. *Sb. trudov mezhdunarodnogo nauchno-tekhnicheskogo foruma, posvyashchennogo 100-letiyu OAO «Kuznetsov» i 70-letiyu SGAU. T. 2. Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya s uchastiem molodykh uchenykh «Dinamika i vibroakustika mashin»*. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2012. P. 47-48. (In Russ.)
2. OST 1 10778-72, 1 10779-72. Elastic rings of gas turbine engine rotor supports. Design and dimensions. Moscow, 1972. 11 p.
3. Khronin D.V., Leont'ev M.K., Borzdyko E.V. *Konstruktsiya i proektirovanie uprugodempfernykh opor rotorov VRD: uch. posobie* [Design and construction of gas turbine engine rotor support elastic rings]. Moscow: Moscow Aviation Institute Publ., 1988. 37 p.
4. Artemov E.A. Experimental and calculation defining of turbomachinery elastic supports flexibility. *Soviet Aeronautics*. 1965. No. 2. P. 48-55.
5. Leontiev M.K., Tereshko A.G. Investigation of characteristics of elastic rings mounted in rotor bearings of gas-turbine engines. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*. 2011. V. 18, no. 3. P. 135-146.