

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГИХ КОЛЕЦ В ОПОРАХ РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ЛЕОНТЬЕВ М.К., д.т.н., профессор МАИ
ТЕРЕШКО А.Г., ведущий конструктор “НТЦ им. А.Люльки” ОАО “САТУРН”

Аннотация

Рассматривается задача определения жесткостных свойств упругих колец, устанавливаемых в опорах газотурбинных двигателей. Аналитические решения определяют податливость кольца путем решения задачи о криволинейной балке опирающейся по краям. Вместе с тем практика показывает наличие следов проскальзываний на различных поверхностях кольца, что говорит о более сложной картине нагружения кольца в условиях прецессионного движения ротора. Подготовлена конечно-элементная модель упругого кольца, работающего в вибропакете из двух колец. Результаты анализа, показывают существенное расхождение податливостей, определенных аналитическим путем и в конечно-элементной постановке с учетом контактного взаимодействия колец, а также зависимость податливости опоры с упругим кольцом от условий сборки и режимов работы двигателя

Общие положения

Одним из наиболее эффективных средств снижения общего уровня вибраций и динамических напряжений в узлах двигателя являются упруго-демпферные опоры. Конструкции таких опор весьма разнообразны, но независимо от этого они выполняют две основные функции:

1. Снижают жесткость опоры ротора, что приводит к изменению свойств упругой динамической системы двигателя. При этом снижаются частоты собственных колебаний системы, устраняются резонансы на рабочих режимах.
2. Поглощают энергию колебаний динамической системы двигателя, превращая ее в тепло, что не позволяет развиваться большим амплитудам колебаний, динамическим нагрузкам и напряжениям во всех деталях двигателя.

В качестве упругих элементов применяются упругие втулки различных конструктивных исполнений (“беличьи колеса”) и тонкостенные упругие кольца (УК). Упругие втулки обладают достаточно стабильными жесткостными характеристиками, и используются для проведения частотной отстройки критических частот вращения роторов из рабочего диапазона. Могут устанавливаться в сочетании с гидродинамическими демпферами. Упругие кольца используются как с целью отстройки, так и для организации демпфирующей полости. В последнем случае они устанавливаются в сочетании с упругими втулками, передающими осевые и радиальные силы со стороны ротора.

Опоры с упругим кольцом применяются, как правило, для двигателей, установленных на самолетах, подвергающихся большим эволюционным перегрузкам. Вариант

конструктивного исполнения упруго-демпферной опоры ротора турбины низкого давления одного из двигателей представлен на рис. 1.

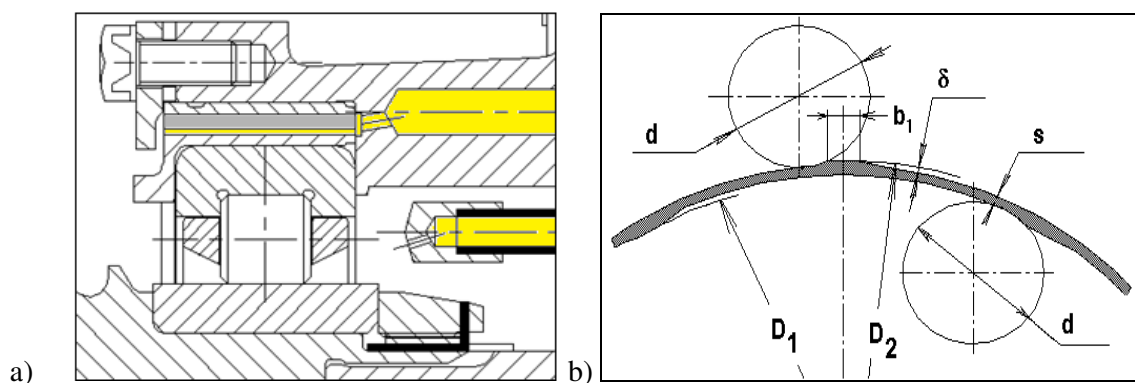


Рис. 1. Демпферная опора с упругим кольцом
а) пример конструкции опоры; б) основные размеры упругого кольца

Основным упругим элементом опоры является тонкостенное кольцо, устанавливаемое в зазор между корпусом и внешним кольцом подшипника. Кольцо имеет выступы, равномерно расположенные по окружности, на наружной и внутренней его поверхностях в шахматном порядке. Выступы вместе с другими деталями опоры образуют гидравлические полости, куда постоянно подается масло. Количество выступов и все геометрические параметры кольца регламентируются стандартом ОСТ 1.10779-72. Высота выступов обычно составляет 0.15...0.3 мм и определяет допустимую по прочности величину прогиба кольца. Ширина кольца определяется расчетным путем.

Под действием радиальных нагрузок упругие участки кольца деформируются, и возникает упругая реакция на подшипник. Масло передавливается из одной полости в другую через торцевые щели и калиброванные отверстия в кольце, в результате чего создается демпфирующий эффект. Кольца устанавливаются в пакете либо по переходным посадкам, либо с натягом по внутреннему кольцу пакета.

Примеры упругих колец, установленных в ГТД различных типов, представлены в таблице 1.

Таблица 1

ГТД	D1, мм	D2, мм	Кол. выступов	Ширина выступов b1, мм	Рабочий ход кольца, мм δ	Диаметр инстру- мента, мм d	Материал
АИ-24	96	93	6	6	0.12	30	Сталь 60С2А
АИ-25	137	134	10	6	0.15	30	Сталь 60С2А
ТВЗ-117	136	133.2	12	5	0.2	30	Сталь 40ХНМА

К достоинствам демпферных опор с упругими кольцами относятся: малые габариты и масса упругой части опоры; линейная жесткостная характеристика; ротор центрирован

относительно оси двигателя; достаточно высокие демпфирующие свойства; наличие отраслевого стандарта на упругие кольца, который позволяет достаточно легко подобрать размеры кольца, и который также включает в себя методики для расчета податливости и прочности колец. Среди недостатков - необходимость обеспечить высокую точность всех размеров и посадочных мест; отсутствие точных математических моделей для расчета демпфирующей способности; необходимость доводки в составе двигателя.

Аналитические решения определяют податливость кольца путем решения задачи о криволинейной балке опирающейся по краям [1]. Вместе с тем, практика показывает наличие следов проскальзывания на различных поверхностях кольца, что говорит о более сложной картине нагружения кольца в условиях прецессионного движения ротора. В работе [2] также отмечается, что кольцо работает с отрывом внутренних и наружных выступов от контактных поверхностей. На рис. 2 показаны поверхности упругого кольца со следами касаний (показаны стрелками).

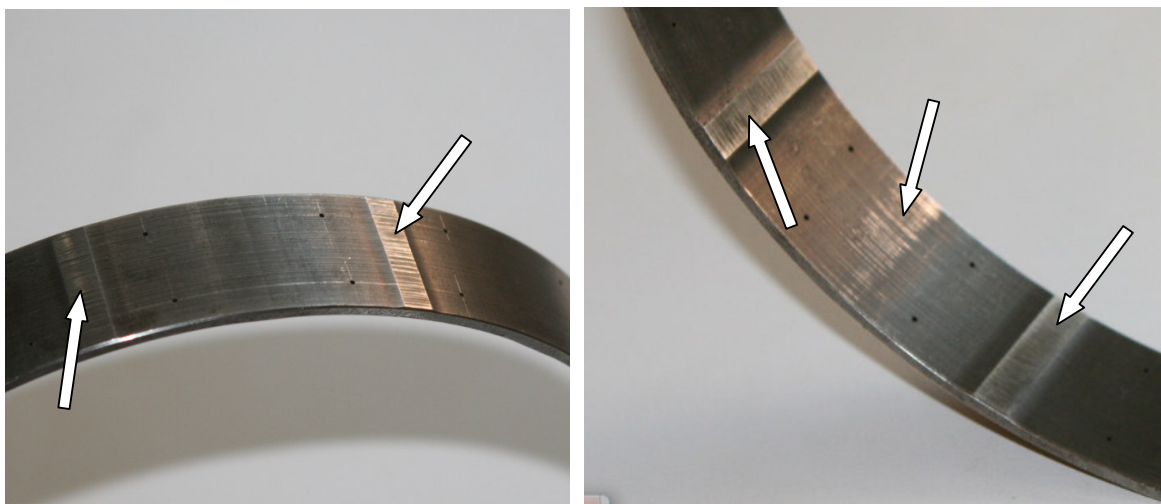


Рис. 2. Упругое кольцо со следами проскальзывания
а) по наружным выступам; б) по внутренним выступам и внутренней поверхности кольца между выступами

Задачей настоящего исследования явилось определение поведения упругих колец в работе, а также определение их жесткостных характеристик в различных условиях сборки и нагружения.

Исходные данные

Исследовались упругие свойства кольца упруго-демпферной опоры компрессора высокого давления перспективного двигателя. Демпфирующий пакет опоры моделируется тремя кольцами - внутренним, наружным и упругим, имеющим следующие характеристики, таблица 2.

Параметр	Значение
Внутренний диаметр D1, мм	149,6 ^(+0,04)
Наружный диаметр кольца D2, мм	155,6 ^(-0,04)
Ширина кольца b, мм	23,8 ^(-0,0033)
Ширина выступа кольца b1, мм	5±1
Толщина кольца s, мм,	1,25±0,03
Высота наружного выступа δ ₁ , мм	0,47±0,03
Высота внутреннего выступа δ ₂ , мм	1,23
Число выступов n, шт	16
Диаметр фрезы для внутренних выступов d ₂ , мм	16±2
Диаметр фрезы для внешних выступов d ₁ , мм	6±1
Материал колец	сталь
Модуль упругости E, Н/м ²	1,93·10 ¹¹
Коэффициент Пуассона, μ	0,3
Плотность материала ρ, кг/м ³	7750

Аналитическая модель

Податливость упругих колец определялась по формуле [1]:

$$\Pi = \frac{(D_{cp} - 0,3b_1n)^3}{0,129bEn^4S^3} \left[1 - \left(1 - \frac{S^3}{S_{выст}^3} \right) (1,45A - 0,9A^2 + 0,2A^3) \right]$$

где $\delta = (\delta_1 + \delta_2)/2$ – ход упругого кольца;

$$D_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{2} \quad \text{– средний диаметр упругого кольца;}$$

$$S = \frac{D_1 - D_2}{2} - 2\delta \quad \text{– толщина упругого кольца;}$$

$$S_{выст} = S + \delta \quad \text{– толщина выступа упругого кольца;}$$

$$A = \frac{(b_1 + \sqrt{d\delta})n}{D_{cp}} \quad \text{– поправочный коэффициент для случая с одинаковым диаметром}$$

фрез – d, которыми обрабатываются выступы упругого кольца, рис.2.

$$A = \frac{(b_1 + \sqrt{d_{cp}\delta})n}{D_{cp}} \quad \text{– поправочный коэффициент, для случая с разными диаметрами}$$

фрез (d₁, d₂); $d_{cp} = (d_1 + d_2)/2$ – средний диаметр двух фрез.

Расчетная податливость упругого кольца по аналитическим формулам составила 1,62·10⁻⁸ м/Н. При этом разброс расчетной величины податливости в пределах чертежных допусков составляет 1,38...1,95·10⁻⁸ м/Н.

Конечно-элементная модель упругого кольца

Моделирование и исследование поведения упругого кольца проводилось в программе ANSYS. Конечно-элементная модель упругого кольца показана на рис. 3.

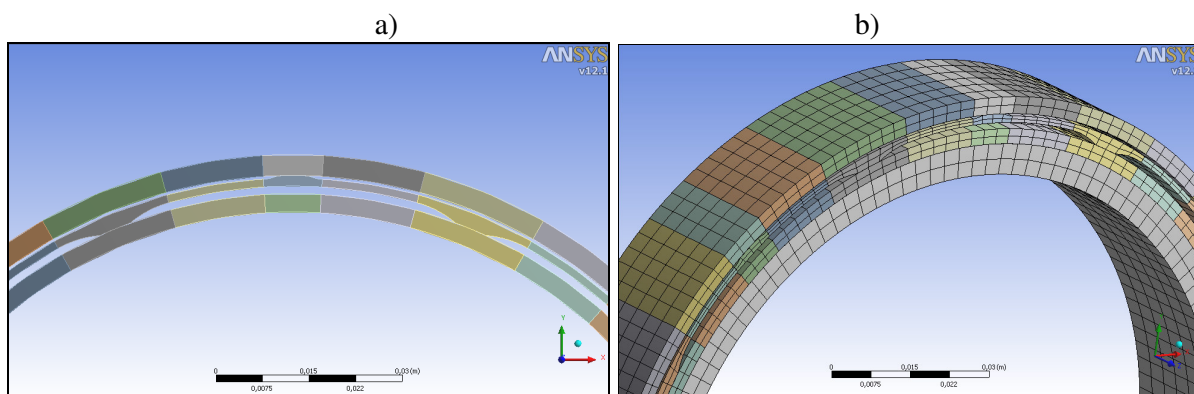


Рис. 3 МКЭ модель упругого кольца

В общем случае модель создавалась для решения контактной задачи о поведении упругого кольца в случае прецессионного движения ротора, нагружающего кольцо неуравновешенной силой, т.е. рассматривалась возможность проскальзывания и отрыва выступов внутреннего упругого кольца вибропакета от поверхностей внешних колец. Для удобства представления результатов выступы кольца пронумерованы, рис.4.

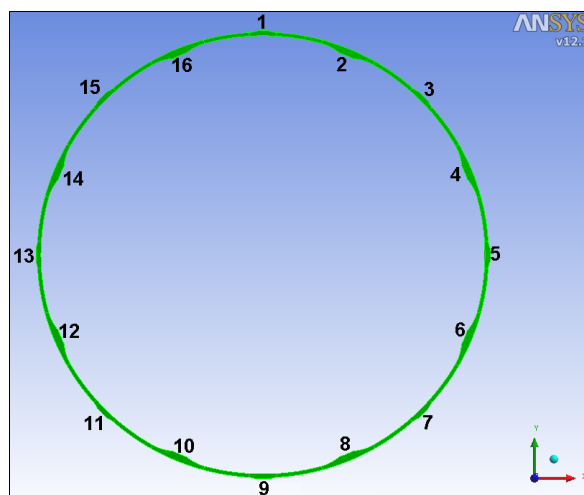


Рис. 4 Нумерация выступов в упругом кольце

При создании КЭ модели использовались восьми-узловые HEX элементы. Перед построением КЭ-модели исходные объемы были разбиты на сектора, число которых равняется числу контактных пар (по 16 секторов на кольцо, Рис. 3), т.е. задание контактирующих поверхностей происходит между поверхностями секторов, а не колец целиком. Точность построения геометрии в UNIGRAPHICS составила $1 \cdot 10^{-17}$ м, что, однако недостаточно для ANSYS – желательно иметь нулевое расхождение между геометрией колец.

Для получения корректных результатов при решении контактных задач в ANSYS варьировались следующие параметры:

- normal stiffness factor – по умолчанию 1,0 (с этим значением модель работает только при идеальной геометрии), при наличии отклонений параметр необходимо уменьшить до 0.1, чтобы получить сходимость;

- тип контакта – при гарантированной неразрывности контакта можно поменять “frictional” контакт на “no separation” – в этом случае также будет использоваться коэффициент трения, но разрыва контакта не подразумевается – только скольжение. Это также повышает сходимость расчета. При отсутствии зазора контакт можно моделировать используя параметр “symmetric”, когда «target» и «contact» поверхности равнозначны. При наличии геометрического зазора (в нашем случае в контактных парах в пролетах между выступами) контакт необходимо моделировать с параметром «asymmetric» и использовать тип расчета “adjust to tough”. Такой контакт работает только после появления деформаций, приводящих к выборке зазора.

- pinball region – параметр работает между “program controlled” и “automatic detection value”. В различных расчетах сходимость к результату может меняться от значения этого параметра.

Взаимодействие колец смоделировано 25 контактными парами, рис.5. Восемь контактов моделируют взаимодействие наружных выступов упругого кольца с внутренней поверхностью наружного кольца (белые стрелки), другие восемь контактов моделируют взаимодействие внутренних выступов упругого кольца с наружной поверхностью внутреннего кольца (темные стрелки) и одна контактная пара моделирует взаимодействие внутреннего кольца с обоймой подшипника. Добавлены также восемь контактных пар для моделирования контакта по внутренней и внешней сторонам упругого кольца между выступами.

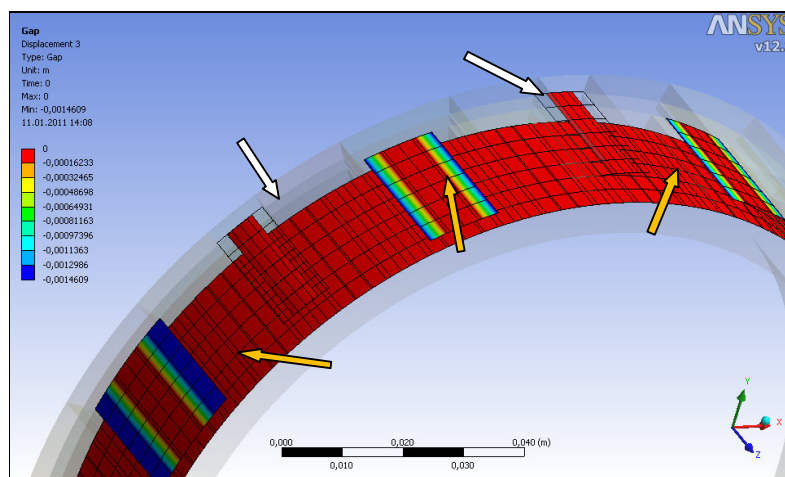


Рис. 5 Контактные пары модели вибропакета

Контакты моделировались типом Frictional с коэффициентом трения 0,15 (сталь по стали). Для контактов по выступам упругого кольца был выбран нулевой натяг, т.к. все

контакты имеют по чертежу посадку с зазором. Для контакта наружного кольца подшипника с внутренним кольцом вибропакета промоделирован натяг, равный 0,01 мм.

Расчет податливости сектора кольца

В предположении отсутствия проскальзывания внутреннего кольца был проведен расчет податливости сектора упругого кольца между двумя выступами, рис.6 а). Эта задача соответствует постановке задачи с аналитическим решением [1] в предположении, что в случае прецессионного движения ротора работает только один сектор упругого кольца. В соответствии с этой постановкой сектор кольца нагружался единичной силой, действующей по радиусу. Наружное и внутренние кольца вибропакета закреплены жестко по внешним поверхностям и не деформируются в процессе нагружения кольца. Проскальзывание и отрыв выступов упругого кольца от внешних колец не моделировались. Результаты перемещений от действия силы в 9.81 Н показаны на рис.4 б).

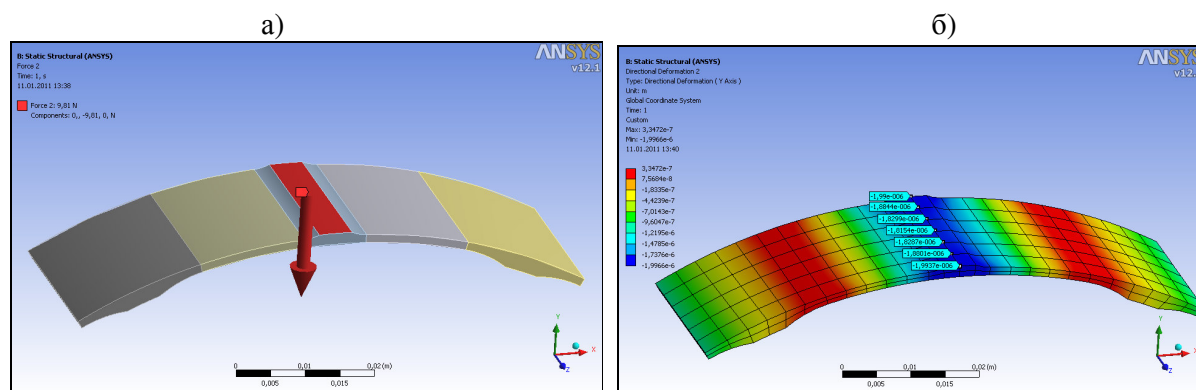


Рис.4 Модель и результаты расчета податливости сектора кольца между двумя выступами при отсутствии проскальзывания
а) нагружение сектора упругого кольца силой в 10 Н;б) перемещения упругого кольца, м

Перемещение кольца составило 0,0018...0,002 мм, что соответствует податливости $\sim 1,93 \cdot 10^{-8}$ м/Н. Расхождение с аналитическим расчетом составляет $\sim 15\%$, но при этом полученная величина укладывается в разброс, обусловленный чертежными допусками.

Анализ поведения кольца от веса ротора

В процессе расчета моделировалось поведение упругого кольца, находящегося между двумя недеформируемыми кольцами, от действия силы веса ротора. Вес ротора составил 1099 Н. Упругое и внутреннее кольца закреплены по оси Y (от поворота). Упругое кольцо между внешним и внутренним кольцами установлено по переходной посадке. В расчете зазор принимался равным 0.

Расчеты показали, что контактные пары кольца находятся в различном состоянии, рис. 6. Семь верхних выступов образовали зазор с внутренней поверхностью внешнего

кольца. Девять нижних выступов находятся в состоянии проскальзывания по внутреннему кольцу, и один выступ находится в состоянии неподвижного контакта.

Для удобства дальнейшего анализа введены следующие обозначения состояния контактных пар: **near** – раскрытый контакт, **sticking** – неподвижный контакт, **sliding** – скольжение без раскрытия контакта.

Рис. 7 демонстрирует состояние контактных пар от действия веса ротора, при этом максимальные перемещения в вибропакете составляют 0,0273 мм, что соответствует податливости $2.44 \cdot 10^{-8}$ м/Н.

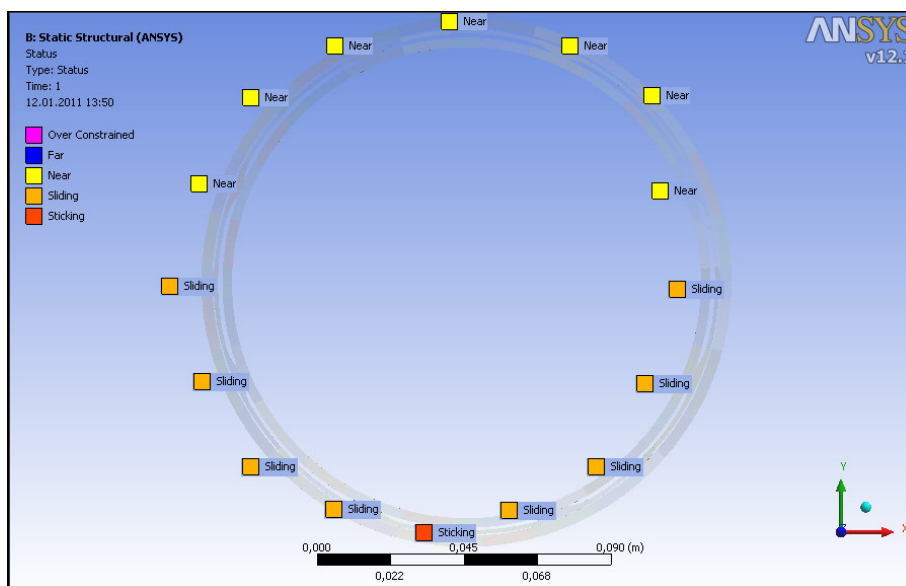


Рис.7 Состояние контактных пар упругого кольца от действия нагрузки, моделирующей вес ротора

Определение жесткостной характеристики упругого кольца

Из предыдущих результатов следует, что жесткостная характеристика кольца является нелинейной. Этот вывод важен, так как в процессе эволюционных нагрузок на опоры ротора действует значительный гироскопический момент, вызывающий большие перемещения. Кроме того, возможно появление на роторе термического дисбаланса, величина которого может быть достаточно высокой. Нагрузка, приложенная по оси Y, менялась в диапазоне от 0 до 12000 Н. Картина перемещений вибропакета от действия **статической силы** показана на рис. 8. Зависимость податливости кольца от перемещений представлена на рис. 9.

III. Участок «скольжения» выступов (перемещения 0,14-0,62 мм) – при увеличении нагрузки (в нашем случае >4000 Н) происходит скольжение боковых выступов упругого кольца, так как приложенная нагрузка превосходит силу трения по выступам.

IV. Участок, на котором при значительном усилии (>10000 Н) вступают в контакт «пролеты» упругого кольца между его выступами (перемещения 0,62 мм и более). Происходит «выжимание» упругого кольца и возникают новые контактные пары.

В качестве важного вывода можно отметить, податливость упругого кольца в зависимости от статической нагрузки может увеличиться почти в 2 раза.

Влияние зазоров на податливость кольца

Предыдущие расчеты были проведены в отсутствии зазора в вибропакете. По чертежу зазоры по внутренним выступам могут составлять до 0,05 мм, по внешним – 0,043 мм. Анализ поведения кольца при его нагружении силой веса ротора (1099 Н) показал, что состояние контактных пар практически не изменилось, однако максимальные перемещения выросли и составили 0,327 м, что соответствует податливости $2,98 \cdot 10^{-8}$ м/Н. То есть при установке кольца в опору с зазорами податливость кольца растет.

Податливость кольца установленного с натягом

Расчет проведен с натягом 0,05 мм по всем выступам упругого кольца. Статическая нагрузка, приложенная по оси Y, менялась в диапазоне от 0 до 17000 Н. Зависимость жесткости кольца от перемещений представлена на рис. 10.

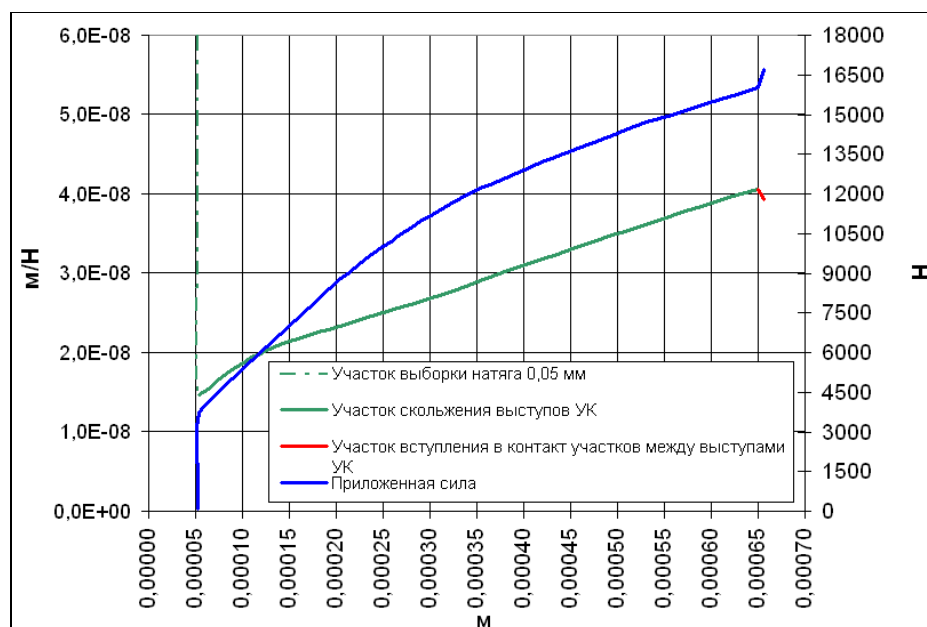


Рис.10 Жесткостная характеристика упругого кольца, установленного с натягом 0,05 мм

В таблице 3 показано состояние контактных пар в зависимости от статической нагрузки.

Таблица 3

Сила, Н	Перемещение, мм	Номер выступа															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
2000	0,00	+	+	+	+	С	+	+	+	+	+	+	С	С	+	С	+
4000	0,01	С	+	С	С	С	С	+	+	+	+	+	С	С	С	С	+
6000	0,07	-	С	С	С	С	С	+	+	+	+	С	С	С	С	С	С
8000	0,13	-	С	С	С	С	С	С	С	+	С	С	С	С	С	С	С
10000	0,20	-	-	С	С	С	С	С	С	+	С	С	С	С	С	С	-
12000	0,29	-	-	С	С	С	С	С	+	+	+	С	С	С	С	С	-
14000	0,43	-	-	С	+	С	С	+	+	+	+	+	+	С	+	С	-
16000	0,60	-	-	С	+	С	С	С	+	+	+	С	+	+	+	+	-
17000	0,62	-	-	-	+	С	+	С	+	+	+	+	+	+	+	+	-

Введены следующие обозначения: - - зазор; С - проскальзывание; + - полный контакт.

По аналогии с предыдущим анализом характеристика упругого кольца, установленного с натягом, имеет три выраженных участка:

- I. Участок малых деформаций (перемещения до 0,05 мм) – на этом участке происходит снятие монтажного натяга по выступам кольца – в нашем случае это 0,05 мм. Усилие, необходимое для снятия монтажного натяга составило ~3700 Н.
- II. Участок «скольжения» выступов (перемещения 0,05-0,63 мм) – при увеличении нагрузки (в нашем случае >3700 Н) происходит скольжение боковых выступов упругого кольца, так как приложенная нагрузка превосходит силу трения по выступам. При этом следует отметить, что изначальный наклон кривой больше, т.к. он соответствует моменту снятия натяга и, как следствие, резкому росту перемещений.
- III. Участок, на котором при значительном усилии (>16000 Н) вступают в контакт «пролеты» упругого кольца между его выступами (перемещения 0,63 мм и более). Происходит «выжимание» упругого кольца и возникают новые контактные пары.

Податливость упругого кольца, установленного с натягом, может увеличиться в зависимости от действующей в опоре реакции более чем 2.5 раза.

Анализируя жесткостные характеристики колец, установленных с зазором и с натягом, можно отметить, - что податливость кольца установленного с натягом примерно в два раза ниже податливости кольца установленного с зазором во всем диапазоне нагрузок.

Анализ свойств кольца с учетом веса и дисбалансов ротора

Рассмотрим свойства кольца при действии на него силы веса и неуравновешенной силы от остаточного дисбаланса ротора 25 гсм (по техническим требованиям чертежа) на

рабочей частоте вращения ротора 10000 об/мин. Результаты расчета при различной фазе неуравновешенной силы по отношению к вектору силы тяжести представлены в таблице 3.

Таблица 3

Фазовый угол	Максимальные перемещения, мм	№№ контактов															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0°	0,2672	-	-	-	-	C	C	C	C	+	+	C	C	C	-	-	-
45°	0,2692	-	-	-	-	+	+	+	+	+	C	C	C	C	-	-	-
90°	0,2737	-	-	-	-	C	+	+	+	+	C	C	C	C	-	-	-
135°	0,2774	-	-	-	-	C	C	C	+	+	+	+	+	C	-	-	-
180°	0,2788	-	-	-	-	C	C	C	+	+	+	+	+	+	-	-	-
225°	0,2783	-	-	-	-	C	C	C	+	+	+	+	+	+	-	-	-
247,5°	0,2774	-	-	-	-	C	C	C	C	+	+	+	+	+	-	-	-
270°	0,2755	-	-	-	-	+	+	+	C	+	C	+	+	+	-	-	-
315°	0,2731	-	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-	-

Как видно из таблицы, верхние выступы упругого кольца (1, 2, 3, 4, 14, 15 и 16) не находятся в контакте при любом направлении неуравновешенной силы, выступ № 9, расположенный в нижней точке, всегда зажат, что обусловлено направлением силы веса ротора, а контакты по прочим выступам меняют свое состояние от открытого до зажатого в зависимости от направления вектора неуравновешенной силы. Изменение суммарного усилия и максимальных перемещений по Y в зависимости от фазового угла неуравновешенной силы показано на рис. 11

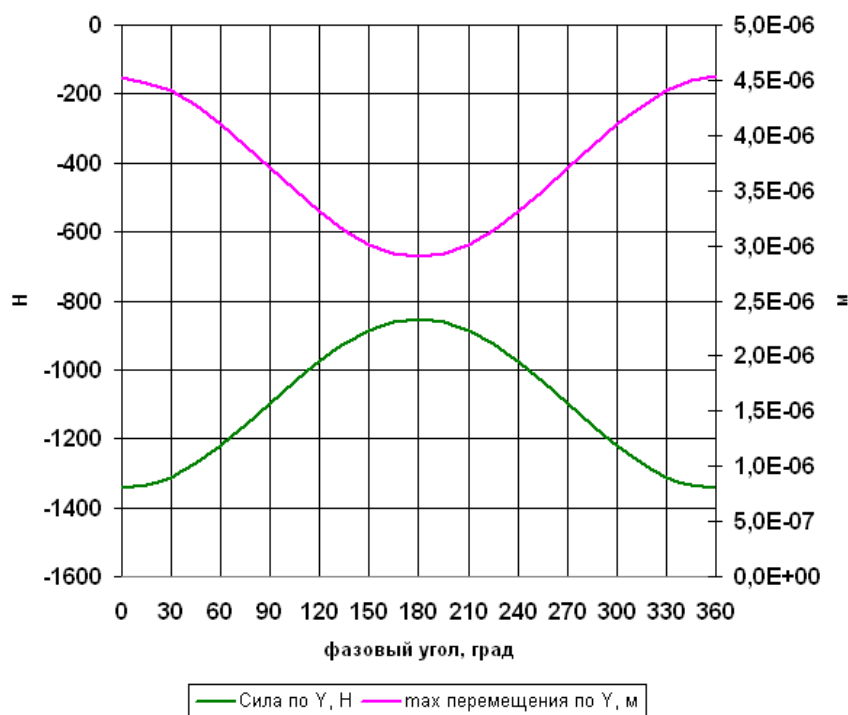


Рис. 11 Изменение суммарного усилия и максимальных перемещений по Y

Можно отметить, что неуравновешенная сила от дисбаланса 25 гсм в данном случае практически не меняет среднее значение жесткости кольца. Определяющим фактором

является сила веса ротора, приходящаяся на опору. Однако реальные неуравновешенные силы могут быть значительно выше. Так, например:

- после наработки в несколько сотен часов, остаточный дисбаланс ротора может увеличиться в 2-3 раза;
- вследствие крутильных и изгибных деформаций корпусов двигателя в работе дисбалансы могут превысить 1000 гсм.
- термические дисбалансы также могут составить от 1000 гсм и более.

При таких дисбалансах инерционные силы становятся больше силы веса, и ротор в зазорах подшипников и упругих колец выходит на обкатку. Этот эффект уже достигается при дисбалансе порядка 100 гсм. Податливость кольца будет определяться в основном дисбалансной нагрузкой с минимальным влиянием силы веса. В этом случае для оценки податливости кольца можно пользоваться характеристиками, полученными от действия статической нагрузки, такими, как показаны на рис.9 или рис. 10.

Методика определения характеристик упругого кольца

Окончательно полученные результаты по податливости кольца в различных сочетаниях статической нагрузки, посадочных размеров и дисбаланса показаны в таблице 6.

Таблица 6

Податливость кольца, м/Н						
Расчет по аналитической формуле [2]	МКЭ расчеты					
	Податливость сектора кольца между двумя выступами	Податливость кольца (зазор 0)	Податливость кольца (установлено с зазором)	Податливость кольца в диапазоне статической нагрузки от 1000 Н до 12000 Н (зазор 0)	Податливость кольца в диапазоне статической нагрузки от 1000 до 17000 Н установлено с натягом)	Податливость кольца от действия силы веса и дисбаланса 25 гсм (зазор 0, рабочая частота вращения)
$(1.36...1.93) \cdot 10^{-8}$	$1.93 \cdot 10^{-8}$	$2.48 \cdot 10^{-8}$	$2.97 \cdot 10^{-8}$	$(3.3...6.2) \cdot 10^{-8}$	$(1.5...4.1) \cdot 10^{-8}$	$(3.35...3.4) \cdot 10^{-8}$

На основании проведенных расчетов и анализа полученных результатов можно предложить методику подготовки данных по податливости упругого кольца для дальнейшего их использования в нелинейном нестационарном анализе полной роторной системы.

Следующие задачи являются составными этапами предлагаемой методики:

1. Определение возможных нагрузок, действующих на опорный узел – силы веса ротора, эволюционных нагрузок от летательного аппарата, неуравновешенных сил (от остаточных дисбалансов, рабочих дисбалансов, термических дисбалансов) и диапазона из возможного изменения.

2. Определение нелинейной характеристики кольца (податливость – перемещение) с учетом силы веса, рабочих и термических дисбалансов, деформации корпусов, зазоров в зависимости от режимов работы двигателя. Неуравновешенная сила приводится к опоре с упругим кольцом.
3. Оценка динамических свойств роторной системы с учетом нелинейных характеристик опорных узлов с упругими кольцами и оценка влияния вышеуказанных факторов на динамические свойства роторной системы.

Выводы

1. Разработана математическая модель в программной среде ANSYS, решена упруго-контактная задача по определению жесткостных характеристик кольца, разработана методика подготовки модели и анализа упругих свойств колец в упруго-демпферных опорах.
2. Жесткостные характеристики упругих колец, установленных в упруго-демпферных опорах, нелинейные, и зависят от посадок упругого кольца, допусков на размеры, а также от величины сил, действующих в опорах и передаваемых через упругие кольца. Величина податливости кольца может меняться в 2-3 раза по сравнению с полученной по аналитическим формулам. В процессе работы возможны проскальзывания выступов кольца относительно корпусов.
3. При проектировании роторных систем с упругими кольцами в опорах следует учитывать нелинейный характер их жесткостной характеристики, т.е. анализ роторной системы необходимо вести в нелинейной и нестационарной постановке с учетом всех факторов, отмеченных выше и меняющихся по режимам.

Список использованных источников

1. Леонтьев М.К. Конструкция и расчет демпферных опор роторов ГТД: Учебное пособие. - М.: Изд-во МАИ, 1998. – 44 с.:ил.
2. Лобанов В.К., Хрусталева А.Б. Оценка демпфирующих свойств одного типа упругих опор ГТД, Сб. "Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов". КуАИ, 1977 г., с.91-96.