

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ЖЁСТКОСТИ УПРУГИХ КОЛЕЦ ДЕМПФЕРА

© 2021

- Д. С. Дилигенский** ассистент кафедры инженерной графики;
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
- К. В. Бояров** инженер отраслевой научно-исследовательской лаборатории
вибрационной прочности и надёжности авиационных изделий;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
konst90@gmail.com

Описывается метод экспериментальной оценки жёсткости упругого демпферного кольца. В качестве демпферного кольца выступает тонкостенное маложёсткое кольцо с равномерно распределёнными гладкими выступами на внутренней и наружной поверхностях. Несмотря на широкое использование подобной конструкции в отечественном и зарубежном машиностроении, контроль характеристик данного элемента и соответственно опоры в целом остаётся достаточно сложным. Разработана численная модель, достоверность которой подтверждается аналитическими расчётами. Для проверки данных, получаемых численными расчётами, спроектировано специальное приспособление, которое устанавливалось на разрывную машину «galdabini», где была проведена серия измерений. Анализ полученных данных показал значительное различие между численным, аналитическим и экспериментальными данными, которое можно объяснить несоответствием использованного оборудования граничным условиям теоретической модели. Параметры приспособления подобраны таким образом, чтобы его жёсткость была намного выше жёсткости исследуемого упругого кольца. В работе описывается совершенствование как конструкции приспособления, так и методики определения жёсткости упругого кольца демпфера на указанном измерительном оборудовании. После внесения поправок полученные данные разброса величины жёсткости упругого кольца хорошо согласуются с аналитической и численной зависимостью, что позволяет использовать данные последней для уточнения аналитических методов в дальнейшем.

Упругое кольцо; жёсткость; демпфер; гистерезис; тензодатчик; анизотропия

Цитирование: Дилигенский Д.С., Новиков Д.К., Бояров К.В. Определение статической жёсткости упругих колец демпфера // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 69-78. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-69-78

Одним из самых распространённых устройств для борьбы с вибрацией в роторных системах является демпфер, устанавливаемый в опорах. Классификация конструкции и формы данных устройств приведены в статье [1]. В данной работе анализируется вариант демпфера с упругим кольцом. В качестве упругого элемента выступает тонкостенное кольцо с равномерно распределёнными по окружности выступами (рис. 1). Между стенками корпуса и вибратора и упругим кольцом всегда есть зазор, через который может протекать масло (рис. 1, позиция 4). Количество выступов и прочие геометрические параметры регламентируются ОСТ 1.10779-72 [2].

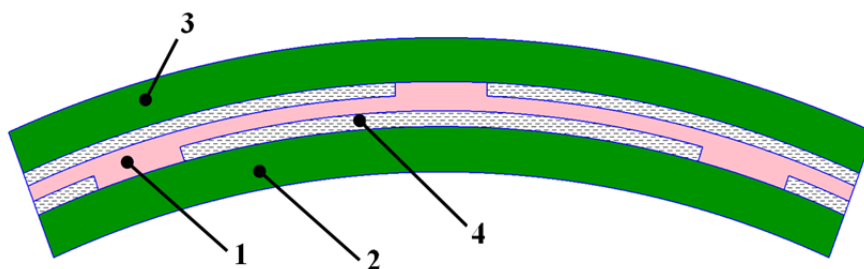


Рис. 1. Демпферная опора с упругим кольцом:
 1 – упругое кольцо с выступами по обеим сторонам (внутри и снаружи);
 2 – жесткое кольцо вибратора; 3 – жесткое кольцо корпуса; 4 – области течения смазки

Высота выступов на внутренней и наружной сторонах может быть различной, однако, как правило, не превышает 0,2...0,3 мм, так как при большем значении не будет возникать гидродинамический эффект демпфирования.

Демпфирование происходит за счёт выдавливания смазки из зазоров, образуемых между упругим кольцом и кольцом корпуса. Подобный тип демпфера получил довольно широкое распространение и имеет множество достоинств, включая компактность, возможность создания упругих колец с заранее заданными характеристиками жесткости, анизотропии, высокие демпфирующие свойства, позволяет производить отстройку от резонансных частот. Вместе с тем у подобного демпфера имеются и недостатки: необходима высокая точность исполнения посадок, конусности и т.д., требуется доводка в реальной конструкции, так как существующий отраслевой стандарт имеет узкий диапазон применения относительно геометрии кольца и не учитывает коэффициент трения и фактические посадки. Очевидно, что демпферы должны оказывать существенное влияние на вибрационное состояние двигателя. На имеющихся в распоряжении виброграммах одного из двигателей с такими кольцами видно, что в процессе эксплуатации машины виброскорость может возрастать до 30 мм/с, что недопустимо. На вибрацию также может оказывать существенное отклонение по посадочным диаметрам упругих колец.

Была разработана параметрическая модель, позволяющая провести анализ жесткости упругих колец по основным параметрам геометрии в необходимом диапазоне значений за максимально короткий промежуток времени. В качестве объекта исследования были выбраны два кольца. Одно – обычное (рис. 2, б), другое – фигурное (рис. 2, а), которое нужно для снижения контактного давления при неизменной жесткости кольца. Для экспериментальной проверки модели было спроектировано приспособление (рис. 3), представляющее собой имитацию наружного кольца подшипника и корпуса опоры, между которыми размещается исследуемое кольцо. Параметры приспособления подобраны таким образом, чтобы его жесткость была намного выше жесткости исследуемого упругого кольца. Также была проработана и изготовлена модификация приспособления, уменьшающая монтажные и рабочие люфты. Продольные разрезы представлены на рис. 3, а и рис. 3, б соответственно.

Для получения точных данных по характеристикам упругих колец спроектированное приспособление было установлено на разрывную машину «galdabini» (рис. 3, в). Разрывная машина позволяет прикладывать статическое усилие в вертикальном направлении за счёт перемещения траверсы (рис. 3, в, отмечено стрелкой) вдоль двух вертикальных направляющих. Изготовленное приспособление устанавливается на горизонтальную платформу. Траверса станда оснащена тензодатчиком, через который усилие передается на приспособление. Минимальный шаг траверсы составляет 0,01 мм, тензодатчик имеет точность до 0,125 Н.

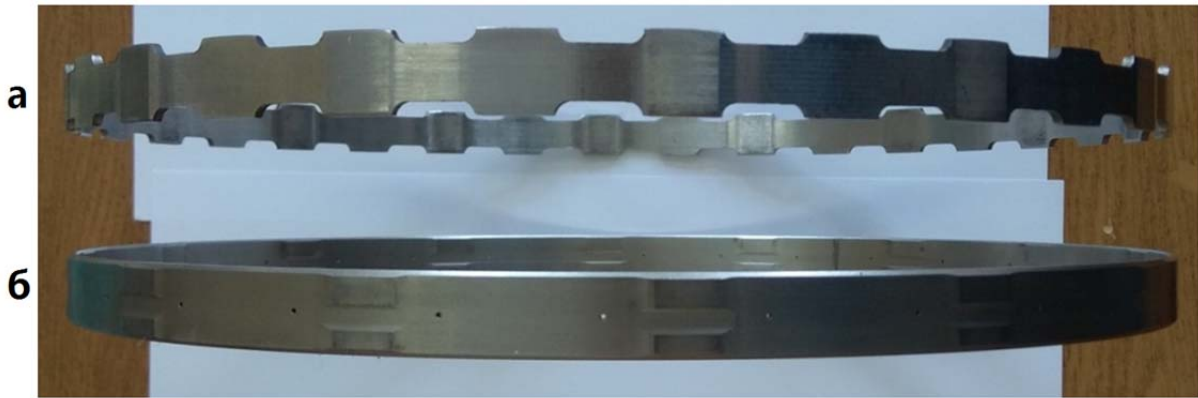


Рис. 2. Упругие кольца: а – фигурное; б – обычное

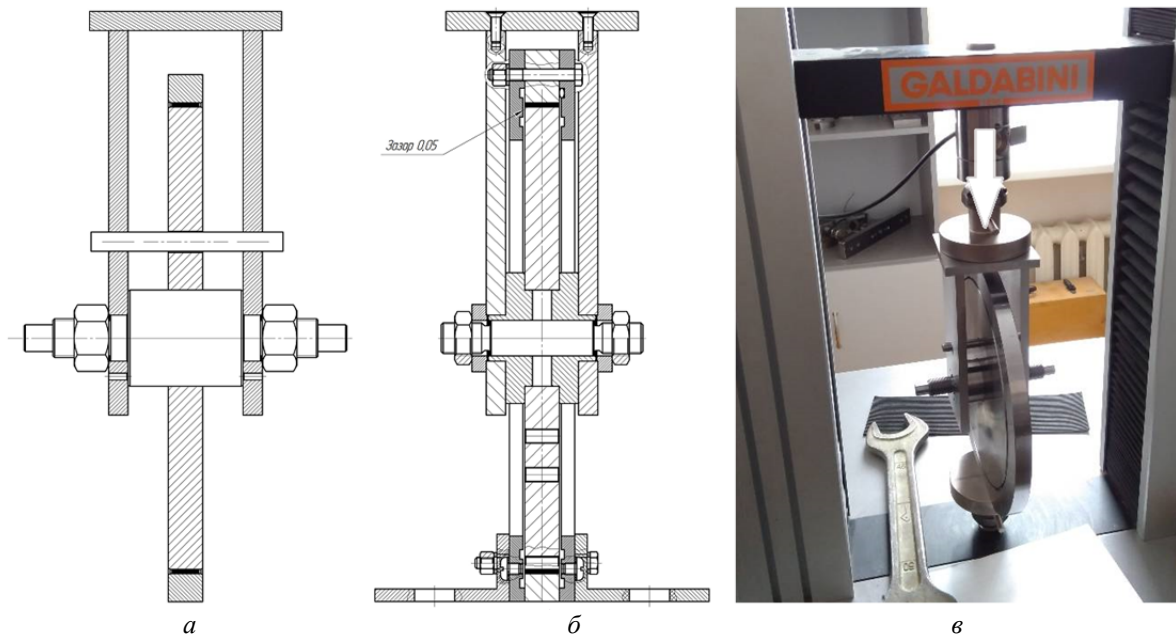


Рис. 3. Приспособление для измерения жёсткости упругих колец:
 а – схема приспособления до модификации; б – схема приспособления после модификации;
 в – приспособление, установленное на стенд

Была проведена серия замеров для каждого выступа на фигурном кольце, то есть кольцо нагружалось при одной ориентации, затем поворачивалось на угол так, чтобы в нижнем положении оказался соседний выступ, и так для всех 30 рабочих секторов, по 15 наружных выступов и внутренних выступов. Фигурное кольцо испытывалось при одинаковой нагрузке в 4000 Н и последующей разгрузке до 0 Н. Таким образом для каждого выступа кольца была получена петля гистерезиса (рис. 4). Жёсткость обычного кольца измерялась последовательной серией нагружения и разгрузки с максимальной величиной в 3000 Н, но по одному выступу (рис. 5). Видно, что визуально форма петли, полученная при измерении жёсткости обычного кольца, не имеет резких перегибов, тогда как петли фигурного кольца имеют характерное место перегиба в районе 1000-2000 Н. Это можно объяснить меньшим количеством монтажных люфтов, так как измерение жёсткости обычного кольца проводилось на модифицированном приспособлении.

При экспериментальных измерениях получены петли гистерезиса для каждого сектора кольца. В петле, представленной на рис. 4, отчётливо видны три характерные зоны: *a*, *б* и *в*. Предполагается, что зона *a* – область выборки люфтов в приспособлении; *б* – зона, где работает упругое кольцо и *в* – область работы приспособления, либо область деформации некоторой части измерительного стенда. По графику также заметно, что только в зоне *в* жёсткость подчиняется линейной зависимости.

Нагружение и определение жёсткости фигурного упругого кольца проводились вдоль одной и той же вертикальной оси в 30 положениях (для каждого выступа на кольце).

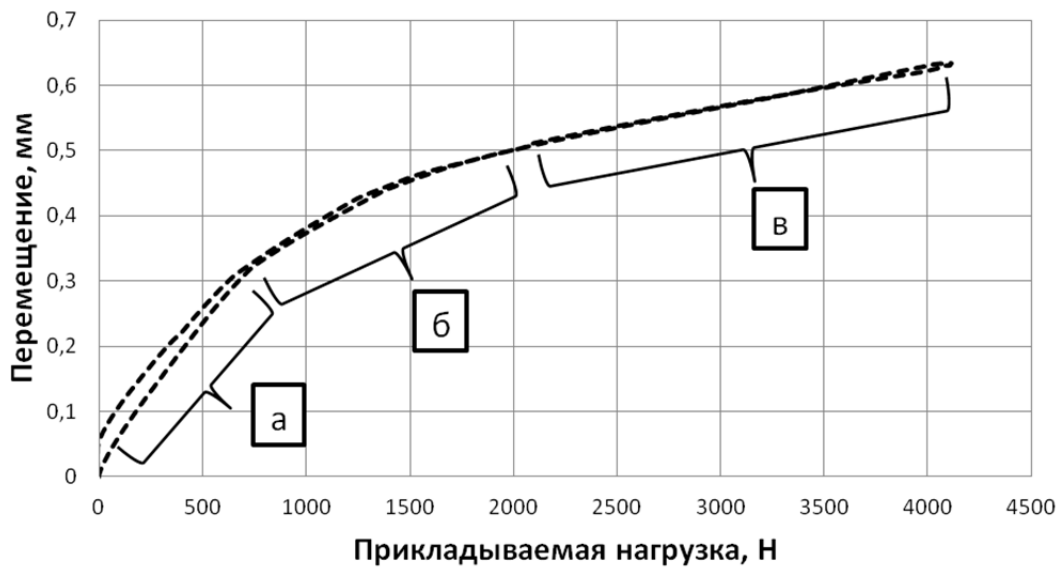


Рис. 4. Измерение жёсткости фигурного упругого кольца, петля гистерезиса для одного сектора измерения

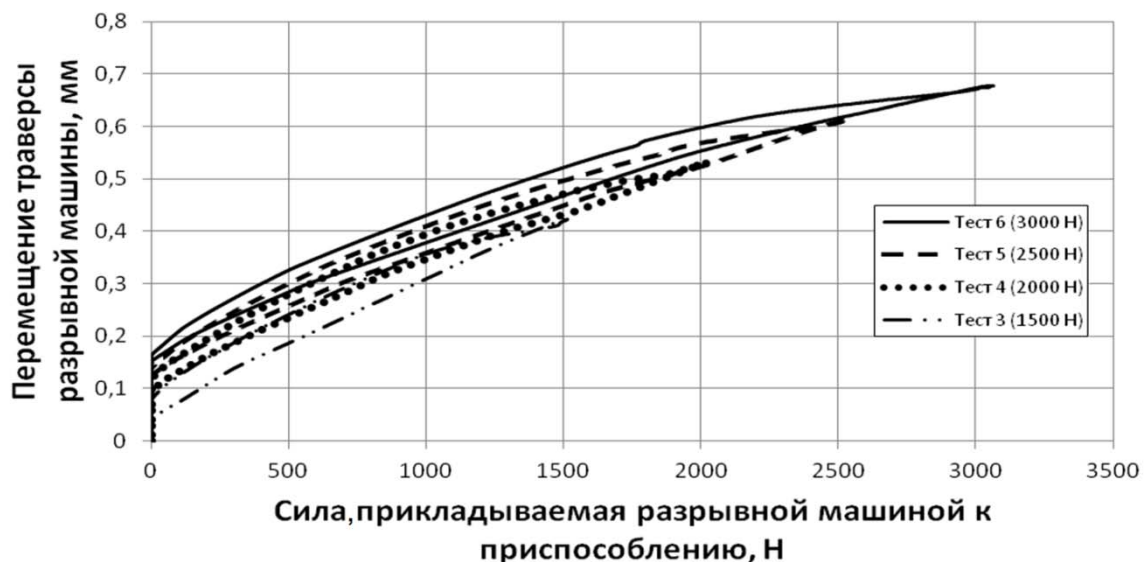


Рис. 5. Измерение жёсткости обычного упругого кольца при разной величине прикладываемого усилия

На основе этих измерений получен график (рис. 6), который отражает анизотропию жёсткости упругого кольца, вызванную наличием различных величин посадок для каждого выступа кольца, овальностью и прочими погрешностями [9].

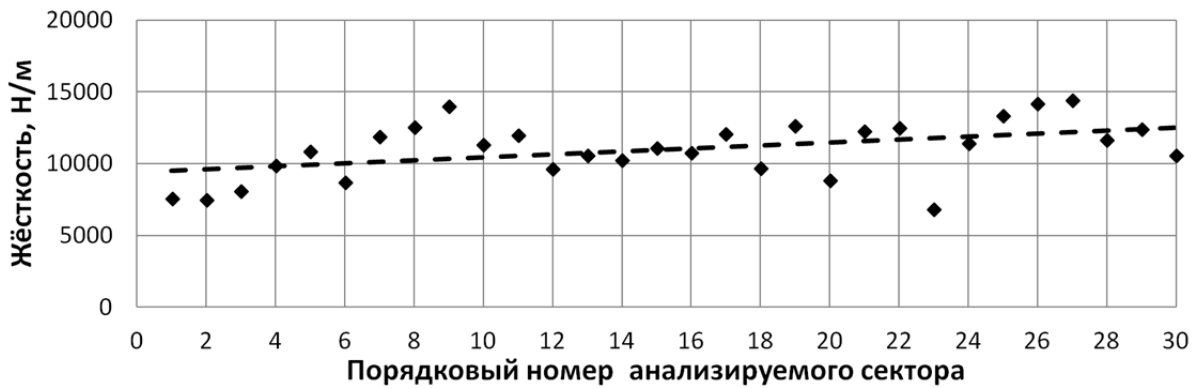


Рис. 6. Жёсткость упругого кольца по выступам (нагрузка 1800 Н)

Для оценки анизотропии была рассчитана средняя квадратичная экспериментальная величина S_0 жёсткости упругого кольца по формуле:

$$S_0 = \sqrt{\frac{n}{n-1} S^2} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (1)$$

где n – объём выборки; x_i – i -й элемент выборки.

Жёсткость S_0 определялась при нескольких величинах нагрузки: 750 Н, 1000 Н и 1800 Н (рис. 6) и составила 16% при нагрузке в 750 Н, 8% при нагрузке в 1000 Н и 18% при нагрузке в 1800 Н. Средняя величина измеренной жёсткости составила 5940 Н/мм, 8858 Н/мм, 11012 Н/мм для нагрузки в 750 Н, 1000 Н и 1800 Н соответственно. При этом численная модель, верифицированная по ОСТ, показала значения в 2 раза выше.

В случае анализа обычного кольца рассматривалась жёсткость при нагрузке и разгрузке в 3000 Н, которая составила соответственно 8692 Н/мм и 14645 Н/мм. С целью исключения возможной анизотропии, вызываемой, по-видимому, монтажными условиями, испытания обычного кольца проводились на модифицированном приспособлении (рис. 4, б). Модификация включает в себя изменение фиксации оси, установку платформы для обеспечения устойчивости при приложении нагрузки, добавление боковых пластин для минимизации осевых люфтов между корпусом, вибратором и упругим кольцом. Одной из причин возможной нестыковки численного и экспериментальных значений предполагалось наличие в системе большого количества зазоров, в особенности между упругим кольцом и соседними деталями. Проведённые численные измерения для модели демпфера, описанной в ОСТ [2], показали, что наличие как зазора, так и натяга способно значительно изменить величину жёсткости упругого кольца [8]. К значительному уменьшению жёсткости способен привести зазор.

Другой возможной причиной низкой величины жёсткости может являться наличие большого числа неучтённых составляющих в измеренной величине.

При существующей компоновке приспособления измеряемая податливость (величина, обратная жёсткости) вычисляется суммой составляющих систему податливостей и определяется уравнением:

$$\frac{1}{C_{изм}} = \frac{1}{C_m} + \frac{1}{C_{ук}} + \frac{1}{C_{к1}} + \frac{1}{C_{к2}} + \dots + \frac{1}{C_{ну}}, \quad (2)$$

где $C_{изм}$ – измеренная величина жёсткости; $C_{ук}$ – жёсткость упругого кольца; $C_{к1}, C_{к2}$ – контактные жёсткости; $C_{ну}$ – неучтённые величины; C_m – жёсткость тензодатчика.

Пренебрегая неучтёнными величинами, путём преобразования выражения (2) получим:

$$C_{ук} = \frac{C_{изм}}{1 - C_{изм} \left(\frac{1}{C_m} + \frac{1}{C_{к1}} + \frac{1}{C_{к2}} \right)}. \quad (3)$$

Как видно из формулы (3), на жёсткость упругого кольца влияет жёсткость измерительного прибора, особенно если их жёсткости сравнимы, а также контактные жёсткости составных частей приспособления и резьбовых соединений датчика и траверсы разрывной машины.

Для устранения люфтов и исключения влияния контактов была проведена модификация приспособления (см. рис.4, б). В предложенном варианте минимизированы любые осевые или радиальные люфты. Все пластины жёстко стянуты друг с другом болтовыми и винтовыми соединениями. Дополнительно с боков установлены торцевые фланцы с зазором в 0,05 мм к вибратору.

Экспериментально определённая жёсткость фигурного кольца с учётом экспериментально полученной величины жёсткости тензодатчика согласно (3) будет иметь следующие значения:

Фигурное кольцо: $C_{ук} = 19306$ Н/мм при нагрузке в 1800 Н, $C_{ук} = 8858$ Н/мм при нагрузке в 1000 Н, $C_{ук} = 7732$ Н/мм при нагрузке в 750 Н.

Обычное кольцо: $C_{ук} = 13151$ Н/мм при нагружении до 2500 Н, $C_{ук} = 34151$ Н/мм при последующей разгрузке с 3000 Н до 2500 Н, $C_{ук} = 21414$ Н/мм.

Расчётное значение жёсткости по ОСТ [2] для обычного кольца составляет 19550 Н/мм. Расчётное значение фигурного кольца по ОСТ [2] составляет 17965 Н/мм. Таким образом, отклонение экспериментальных данных относительно аналитического расчёта составляет 9,5% для обычного кольца для среднеквадратичной величины жёсткости, и 7,5% – для фигурного кольца. Завышение экспериментальных данных в обоих случаях может объясняться наличием посадки с натягом упругих колец по корпусу [9].

Данные, полученные с Galdabini, представляют собой базу данных в среднем на 7000-10000 точек. Разрешающая способность датчика и дискретность траверсы достаточно высоки (0,125 Н и 0,01 мм соответственно), однако проведённый дополнительный анализ отдельных графиков показал, что принципиально важно учитывать количество точек опроса, по которому определяется жёсткость кольца. Жёсткость оценивается по паре точек перемещения и усилия по следующему известному выражению:

$$C_{изм} = \frac{\Delta F}{\Delta \delta}, \quad (4)$$

где ΔF – значение интервала величины усилия; $\Delta \delta$ – значение интервала величины перемещения траверсы разрывной машины.

Была определена закономерность изменения величины жёсткости $C_{изм}$ при различных интервалах для фигурного кольца для 8-го сектора (выступа) (рис. 7, 8). Также была определена аналогичная закономерность для обычного упругого кольца. Видно, что при малых интервалах приращения силы и перемещения траверсы график расщепляется на несколько отдельных кривых, однако с ростом интервала точек опроса (>30) разброс сжимается до единственной кривой.

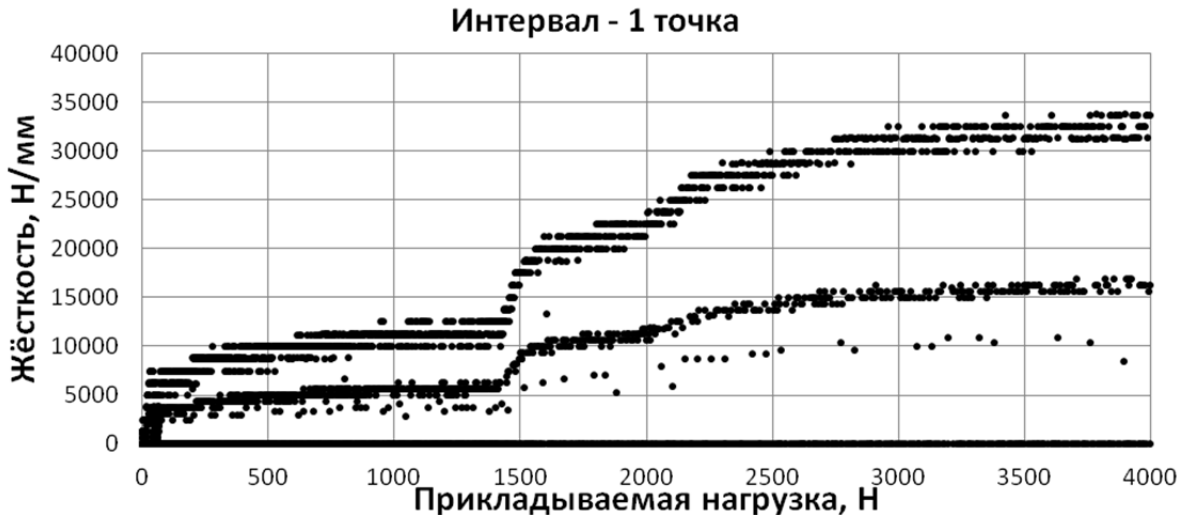


Рис. 7. Зависимость жёсткости упругого кольца от нагрузки



Рис. 8. Зависимость жёсткости упругого кольца от нагрузки

Вне зависимости от интервала опроса или типа кольца чётко прослеживаются три зоны (а, б, в) с постоянной величиной жёсткости (рис. 8). Причина появления данных зон предполагается аналогичной, описанной для рис. 5. Данный анализ позволяет точнее определить участок данных, в котором нагрузка не превышает расчётных значений и следовательно максимально достоверна. Именно в данном диапазоне следует искать расчётное значение измеренной жёсткости $C_{изм}$.

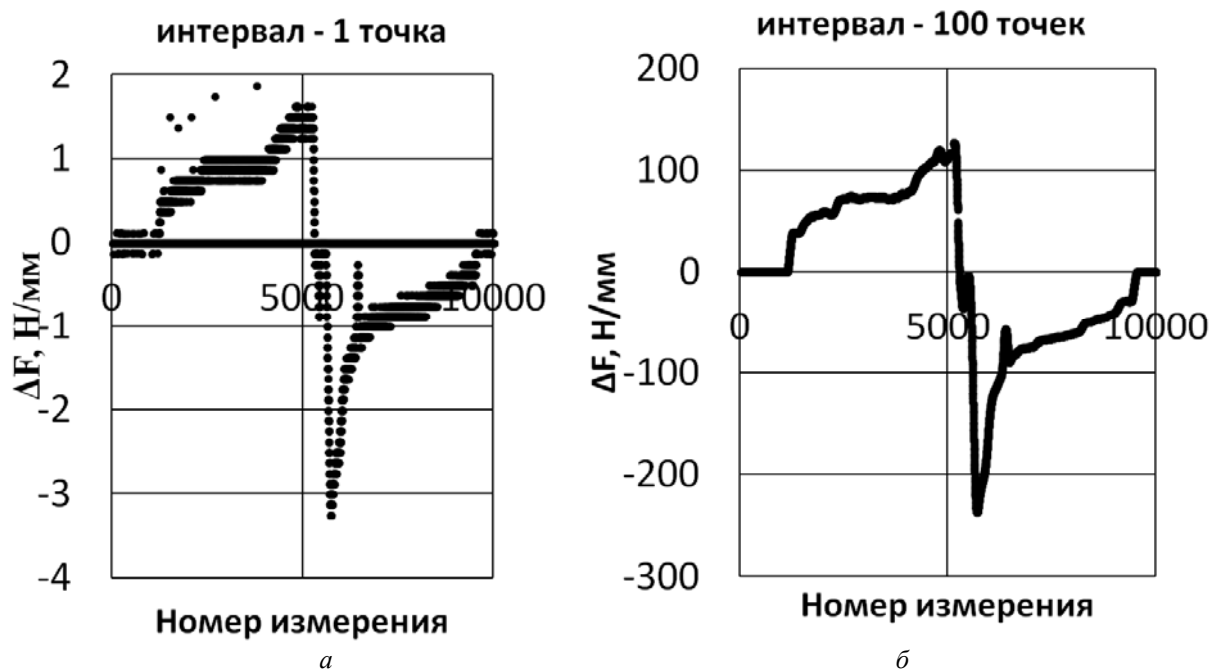


Рис. 9. Изменение величины интервала усилия регистрируемого тензодатчиком:
 а – интервал 1 точка; б – интервал 100 точек

Отличие в поведении зависимости вызвано плавающей дискретностью ΔF тензодатчика и $\Delta \delta$ траверсы. Для наглядности представлена зависимость величины ΔF (рис. 9, а, б) от порядкового номера экспериментальной точки измерения реакции. Видно, что при малом количестве точек опроса величина ΔF может принимать значения в некотором дискретном диапазоне, при этом по абсолютной величине их значения близки к разрешающей способности стенда (0,125 Н), однако при увеличении количества точек опроса значение жёсткости становится более однородным.

Важно отметить наличие нулевых значений ΔF и $\Delta \delta$ при малом интервале (<30). Это вызвано недостаточной разрешающей способностью стенда в данном эксперименте, так как анализируемые кольца в составе приспособления имеют жёсткости выше стандартных образцов, испытываемых на данном стенде.

По результатам проведённых исследований сделаны следующие выводы:

1. При анализе демпферных упругих колец следует учитывать жёсткость тензометрического оборудования.

2. При анализе жёсткости упругого кольца следует учитывать количество точек опроса. Так, при большом количестве точек характеристика исследуемого образца становится неопределённой. Однако слишком малое их количество также может привести к снижению качества анализа, так как уменьшит разрешение снимаемой характеристики и затруднит определение рабочей зоны упругого кольца, полностью разгладив снятую характеристику жёсткости до линейного вида.

3. Анализ анизотропии показал достаточно высокое значение среднеквадратичного отклонения жёсткости упругого кольца – до 18%. Была проведена серия модификаций оборудования, снижающая эффекты, связанные с монтажными люфтами. Требуется дальнейшее исследование влияния геометрии кольца (качества изготовления) на величину анизотропии.

4. Погрешность экспериментальных данных относительно аналитического расчёта составляет 9,5% для обычного кольца для среднеквадратичной величины жёсткости и 7,5% – для фигурного кольца. Необходим дальнейший анализ степени влияния посадки

и отклонений формы на жёсткость упругого демпферного кольца, так как завышение экспериментальных данных в обоих случаях может объясняться наличием посадки с натягом упругих колец по корпусу.

Библиографический список

1. Новиков Д.К., Дилигенский Д.С. Анализ конструкции гидродинамических демпферов // Сборник трудов Международного научно-технического форума, посвящённого 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ (5-7 сентября 2012 г., Самара). Т. 2. Международная научно-техническая конференция с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин». Самара: СГАУ, 2012. С. 47-48.
2. ОСТ 1 10778-72, ОСТ 1 10779-72. Кольца упругие опор роторов газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры. 1972. 11 с.
3. Хронин Д.В., Леонтьев М.К., Борздыко Е.В. Конструкция и проектирование упругодемпферных опор роторов ВРД: учеб. пособие. М.: МАИ, 1988. 37 с.
4. Артемов Е.А. Экспериментальное и расчётное определение податливости упругих опор турбомашин // Известия вузов. Авиационная техника. 1965. № 2. С. 48-55.
5. Лобанов В.К., Хрусталева А.Б. Оценка демпфирующих свойств одного типа упругих опор ГТД // В сб.: «Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов». Вып. 4. Куйбышев: Куйбышевский авиационный институт, 1977.
6. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М.: Физматгиз, 1959. 408 с.
7. 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.
8. 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
9. Diligenskii D.S., Novikov D.K., Pechenin V.A., Bolotov M.A. Designing a technique for estimating press fit parameters of elastic rings for a rotor bearing damper // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2020. V. 49, Iss. 7. P. 618-623. DOI: 10.3103/S1052618820070067

DETERMINING STATIC STIFFNESS OF DAMPER ELASTIC RINGS

© 2021

- | | |
|-------------------------|---|
| D. S. Diligensky | Assistant Lecturer, Department of Engineering Graphics;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
diligen@mail.ru |
| D. K. Novikov | Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Aircraft
Engine Construction and Design;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
novikovdk_ssau@mail.ru |
| K. V. Boyarov | Engineer of the Industrial Research Laboratory of Vibration Strength
and Reliability of Aviation Products;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
konst90@gmail.com |

The article describes a method for experimental evaluation of the stiffness of an elastic damper ring. A thin-walled low-stiffness ring with uniformly distributed smooth protrusions on the inner and outer surfaces acts as a damper ring. Despite the widespread use of such a design in domestic and foreign mechanical engineering, control of the characteristics of this element and, accordingly, of the support as a whole remains quite difficult. A numerical model was developed, the reliability of which is confirmed by analytical calculations. To check the data obtained by numerical calculations, a special device was designed, which was installed on the "galdabini" tensile testing machine, where a series of measurements was carried out. Analysis of the data obtained showed a significant difference between the numerical, analytical and experimental data, which can be explained by the discrepancy between the equipment used and the boundary conditions of the theoretical model. The parameters of the device were selected in such a way that its rigidity was much higher than the rigidity of the elastic ring under study. The paper describes the improvement of both the design of the device and the method for determining the stiffness of the elastic ring of the damper using the specified measuring equipment. After making corrections, the obtained data on the scatter of the stiffness of the elastic ring are in good agreement with the analytical and numerical dependence, which makes it possible to use the data of the latter to refine the analytical methods in the future

Elastic ring; stiffness; damper; hysteresis; load cell; anisotropy

Citation: Diligensky D.S., Novikov D.K., Boyarov K.V. Determining static stiffness of damper elastic rings. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 69-78. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-69-78

References

1. Novikov D.K., Diligensky D.S. Hydrodynamic damper design analysis. *Sbornik trudov Mezhdunarodnogo nauchno-tekhnicheskogo foruma, posvyashchennogo 100-letiyu OAO «Kuznetsov» i 70-letiyu SGAU (September, 5-7, 2012, Samara)*. V. 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, OST 1 10779-72. Elastic rings of gas turbine engine supports. Design and sizes. 1972. 11 p. (In Russ.)
3. Khronin D.V., Leont'ev M.K., Borzdyko E.V. *Konstruktsiya i proektirovanie uprugodempfernykh opor rotorov VRD: ucheb. posobie* [Construction and design of GTE rotor elastic-damping supports: textbook]. 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. (In Russ.)
5. Lobanov V.K., Khrustalev A.B. Otsenka dempfirmuyushchikh svoystv odnogo tipa uprugikh opor GTD. *V sb.: «Vibratsionnaya Prochnost' i Nadezhnost' Dvigatelay i Sistem Letatel'nykh Apparatov»*. Vyp. 4. Kuybyshev: Kuybyshev Aviation Institute Publ., 1977. (In Russ.)
6. Sergeev S.I. *Dempfirovaniye mekhanicheskikh kolebaniy* [Damping of mechanical vibrations]. Moscow: Fizmatgiz Publ., 1959. 408 p.
7. Leontiev M.K., Tereshko A.G. Investigation of characteristics of elastic rings mounted in rotor bearings of gas-turbine engines. *Aerospace MAI Journal*. 2011. V. 18, no. 3. P. 135-146. (In Russ.)
8. 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. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-87-100
9. Diligenskii D.S., Novikov D.K., Pechenin V.A., Bolotov M.A. Designing a technique for estimating press fit parameters of elastic rings for a rotor bearing damper. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2020. V. 49, Iss. 7. P. 618-623. DOI: 10.3103/S1052618820070067