

УДК 621.431.75

РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТА ДЕМПФИРОВАНИЯ УПРУГИХ КОЛЕЦ С РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТЬЮ

© 2015 Д. С. Дилигенский, Д. К. Новиков

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

В статье приведены результаты патентного поиска по теме гидродинамических демпферов и обзор научных статей по той же тематике. Дополнена существующая классификация гидродинамических демпферов. Проведённый анализ показал возрастающее количество работ, связанных с демпфированием и, в частности, с гидродинамическими демпферами, имеющими упругие кольца с выступами. Предложена методика расчёта таких демпферов. Проведён сравнительный анализ результатов расчёта, основанного на ранее известном аналитическом методе, и результатов, полученных в математическом эксперименте. Численный расчёт проведён в программной среде FLUENT. Сравнительный анализ осуществлён для динамических моделей двух типов каналов. Приведены данные по модели сложного канала, образованного упругим кольцом с дроссельными канавками. Движение, заданное в модели, имитирует поведение ротора с заранее установленным дисбалансом.

Гидродинамический демпфер, упругие кольца, дросселирующая канавка, коэффициент демпфирования, целевой демпфер, эксцентриситет, дисбаланс.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-327-335

Введение

На работу авиационного двигателя влияет огромное количество различных факторов. Одним из основных факторов при эксплуатации как авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), так и наземных газотурбинных систем, является вибрация. При высоких значениях амплитуды существует риск не только развития дефектов, но и вывода из рабочего состояния всего ГТД в целом. Большая часть вибрационных дефектов может быть успешно устранена за счёт грамотного применения демпфирования колебаний деталей и узлов двигателей летательных аппаратов (ДЛА). К таким узлам относятся роторы, трубопроводы, лопатки рабочих колёс и направляющих аппаратов компрессоров и турбин, оболочек корпусов и агрегатов. На данный момент наиболее широко применяются демпферы сухого трения и гидродинамические.

Актуальность данной тематики подтверждается возрастающим интересом со стороны наиболее развитых в технологическом отношении стран. Несмотря на широкое применение гидродинамических демпферов, теоретические модели ограничиваются небольшим количеством ва-

риантов геометрий. При этом рассматриваемые варианты каналов относительно простые, то есть используемые в настоящий момент гидродинамические демпферы сложных конструкций анализируются скорее эмпирически, нежели аналитически. Таким образом, необходимость исследования вызвана отсутствием точных аналитических моделей гидродинамических демпферов сложных конструкций, способных увеличить эффективность работы ротора и, как следствие, двигателя в целом.

Целью данной работы является разработка методики расчёта тонкостенного канала смазки в модели гидродинамического демпфера с дросселирующими канавками для определения величины коэффициента демпфирования.

Анализ состояния темы

Гидродинамические демпферы (ГДД) в настоящее время нашли широкое применение в опорах ДЛА как у нас в стране, так и за рубежом. В основе их работы лежит способность смазочного слоя поглощать энергию колебаний ротора. При вращении ротора в демпфирующем слое происходит выдавливание смазки из

зазора вследствие возникающего смещения поверхностей относительно друг друга. Таким образом, энергия колебаний рассеивается, что приводит к уменьшению амплитуды колебаний и вибрации ротора в целом.

Эффективность работы демпфера обеспечивается оптимизацией его параметров в системе «ротор – опоры». В противном случае он может ухудшить вибрационное состояние ротора. Для проведения проектных работ необходимо

иметь соответствующие средства – методологию проектирования, программное обеспечение и базу знаний о демпферах различных типов.

Мировыми лидерами по исследованиям демпферов опор роторов, в том числе гидродинамических, являются Китай (28 %), США (20 %), Индия (14 %), Япония (10 %) и Франция (6 %) – на эти страны приходится наибольшее количество публикаций (SCOPUS) по данной тематике за последние годы (рис. 1).

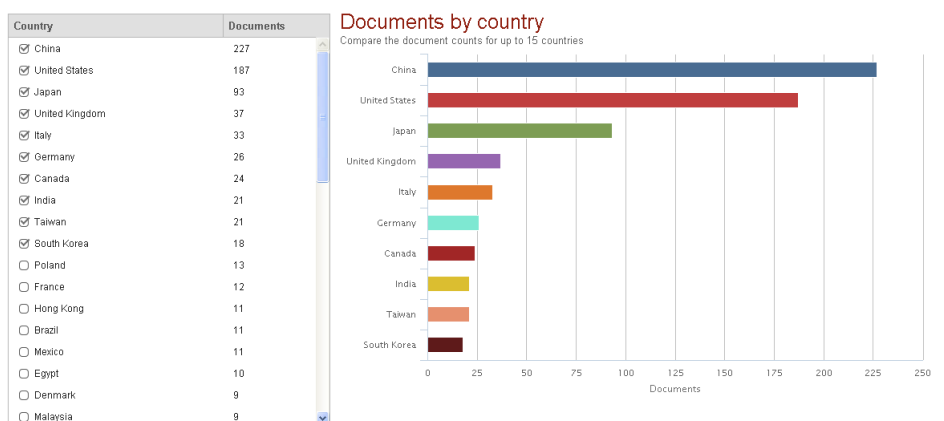


Рис. 1. Количество публикаций по странам

Анализ количества трудов, публикуемых в мире по данной теме, говорит об интересе исследователей к данной теме и её актуальности. Как легко заметить по линиям трендов, за последние 30 лет количество публикаций по теме неуклонно

возрастает. На рис. 2 приведены результаты анализа количества публикаций по годам выпуска для демпферов опор роторов (◆), демпферов сухого трения (■), гидродинамических демпферов (▲).



Рис. 2. Публикации по тематике демпферов опор в SCOPUS

Наибольший вклад в развитие теории, расчёта и проектирования гидродинамических демпферов, близких по направленности исследований к исследованиям СГАУ, принесли работы Луиса Сан Андреаса (США, Техасский А&М университет, факультет машиностроения) и Эрика Хана (Австралия, Университет Нового Южного Уэльса, факультет механики и машиностроения).

При проведении анализа патентной информации за 15 лет было обнаружено около 30 зарубежных патентов. Из фирм, занимающихся разработкой этой тематики, можно выделить General Electric Company (7 патентов), Honeywell International Inc. (4 патента), Rolls-Royce (2 патента), Florida Turbine Technologies (3 патента).

Стоит отметить, что основные направления исследований по ГДД кардинально не изменились (рис. 1), лишь слегка дополнились несколькими новыми подтипами.

Демпферы с пружинными и щёточными уплотнениями расширяют подраздел «наличие уплотнений в зазоре», со ступенчатым зазором и с ограничителем колебаний – направление «вид демпферного зазора», демпфер с тарельчатой пружиной – направление с разгрузочным устройством, демпфер с изменяемой жёсткостью – направление «регулируемые демпферы». Подраздел «с упругими элементами» может быть дополнен патентами, описывающими опоры с упругими кольцами, имеющими выступы различных видов, в том числе вариант, где в качестве упругого кольца предлагается использовать проволочную спираль, что может существенно поднять уровень демпфирования. Кроме того, был замечен высокотемпературный вариант демпфера, использующий в качестве демпферной жидкости жидкий галлий.

При рассмотрении как зарубежных, так и отечественных конструкций двигателей можно заметить большое количество различных вариантов гидродинамических демпферов щелевой конструкции

(демпфер с тонким слоем рабочей жидкости). Но при этом встречаются также гидродинамические демпферы с упругими кольцами.

В отечественных ГТД такие опоры нашли довольно широкое применение. Они использовались, например, в опорах двигателей АИ-25, ТВ2-117, АЛ-31Ф.

Следует отметить, что демпфер с канавками по выступам упругих колец, описанный в патенте US 2006/0083448 [1] (рис. 3), аналогичен отечественным разработкам, патент SU 860566 [2]. При колебаниях ротора энергия дополнительно переходит в потери на трение при перетекании через канавки, которые играют роль дросселей (рис. 4, а). Поэтому такой демпфер можно отнести к классу дроссельных.

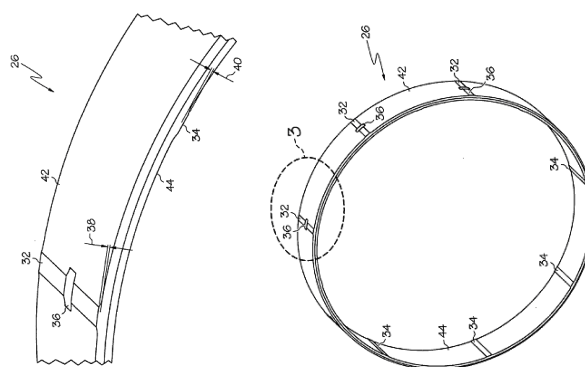


Рис. 3. Демпфер с упругими кольцами и канавками на выступах

Описание расчётной модели

Расчёт подобных демпферов до сих пор не описан ни в отечественной, ни в зарубежной технической литературе. Поэтому настоящая работа посвящена созданию расчётной модели такого демпфера. Схема дроссельного демпфера представлена на рис. 4. Для работы демпфера с дросселирующими канавками необходимо, чтобы выступы располагались с обеих сторон (внутренняя поверхность и внешняя) в шахматном порядке, соблюдая периодичность либо не соблюдая, в зависимости от постановки задачи. В общем виде демпфер может содержать два кольца, расположенных одно внутри другого,

так что полости, где располагается смазка, соединены рядами отверстий (рис. 4, а). Для получения работоспособной модели произведём ряд упрощений.

Упрощение модели производится в несколько шагов. Обобщённая модель (рис. 5, а) состоит из трёх масляных каналов, расположенных между стенками корпуса и вибратора, и двух упругих втулок. Каналы соединяются друг с другом радиальными отверстиями, которые на рис. 5, б указаны стрелками.

Схема упругого кольца с выступами показана на рис. 5, в.

На первом этапе необходимо оставить из трёх каналов один. Это делается

для простоты анализа модели и интерпретации получаемых после расчёта данных. Для этого оставляем в конструкции только одну втулку с односторонним расположением выступов (рис. 5, з). Для простоты сравнения с аналитической моделью было создано два варианта модели с различными способами подачи масла. Первый вариант – с подачей через прямоугольный ресивер, имитирующий реальную конструкцию (точечная подача), (рис. 4, в). Второй вариант – с подачей смазки через торцевой зазор (рис. 4, б). Площади входных областей подобраны равными суммарной площади ряда отверстий подачи в реальной конструкции.

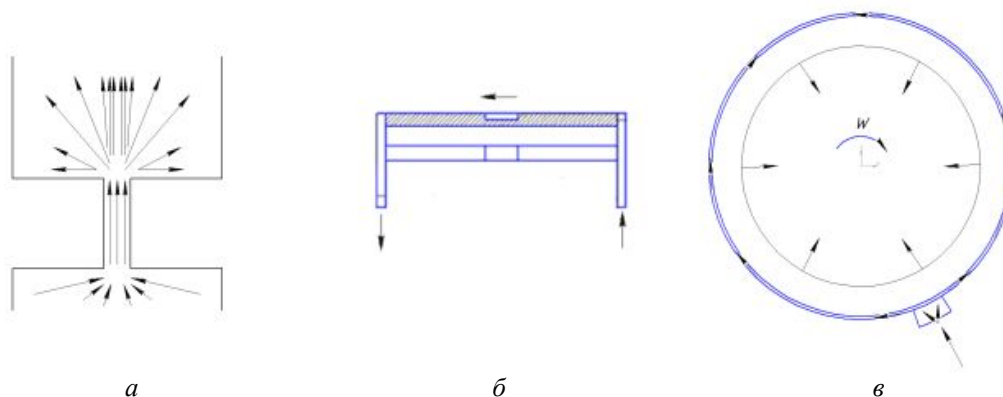


Рис. 4. Различные схемы течения смазки в конструкции дроссельного демпфера:
а – схематическое движение смазки через дроссельный канал;
б – окружной подвод; в – точечный подвод

На рис. 5, д, е приведена геометрическая модель демпферной щели, образованной дросселирующей канавкой глубиной, обозначенной «с», и торцевым зазором, обозначенным «р4». Такая модель позволяет определить величины возникающих в системе динамических давлений и, как следствие, коэффициента демпфирования и расхода через торцевые зазоры. Глубина канавки обычно принимается равной высоте выступа упругого кольца.

Расчёт и анализ результатов

Задача решалась численно – методом конечных элементов с помощью программного пакета Fluent. Движение вибратора задаётся в виде прямой синхронной прецессии, характерной для демпферов опор роторов авиационных ГТД. Такая прецес-

сия представляет собой нестационарное движение, для которого в пакете Fluent предусмотрен расчёт типа transient. Для проведения расчёта необходимо использовать функцию birth/death. Это позволит перестраивать сетку при достижении указанного качества элементов. Для обеспечения работы указанной функции необходимо иметь сетку из тетраэдров или призм. Сетка должна иметь достаточно высокое качество. Чем меньше размер элементов, тем меньший шаг требуется для анализа. Но при этом также растёт и время анализа. В данной модели с помощью метода sweep и дополнительной цилиндрической системы была создана призматическая сетка в 25 слоёв с достаточно высоким качеством – 0.38 (рис. 6).

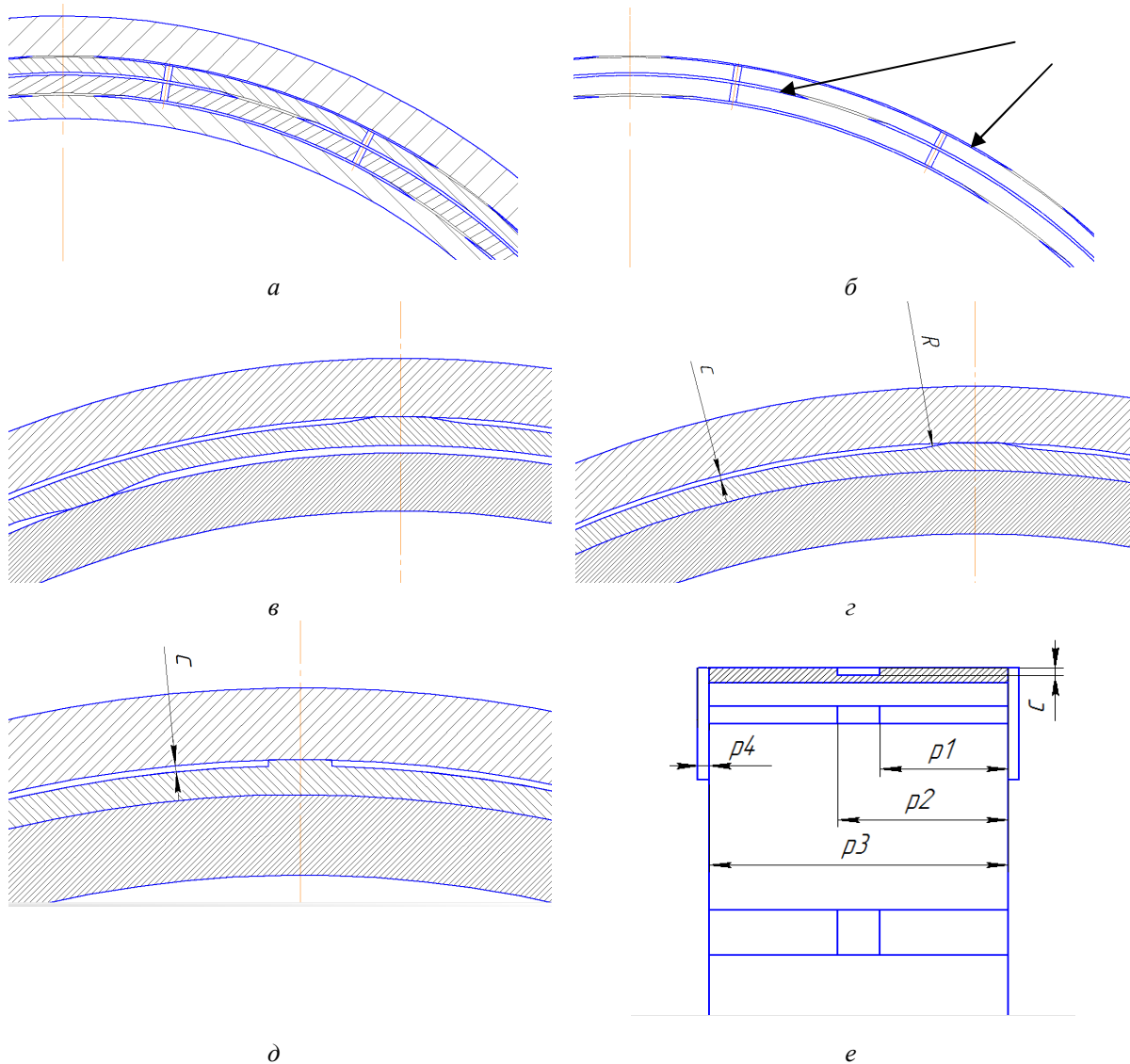


Рис. 5. Этапы упрощения модели

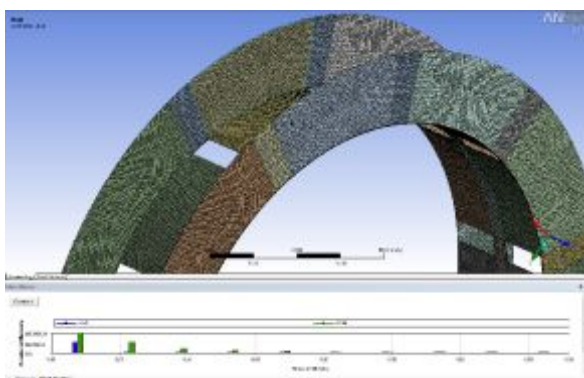


Рис. 6. Сетка рассматриваемой модели

Зададимся функцией движения эксцентриситета. Пакет Ansys Fluent позволяет использовать такую возможность с помощью функции UDF (функция, определяемая пользователем). В данном варианте прецессионное движение внутренней

поверхности (втулка вибратора) задаётся двумя уравнениями вида:

$$\begin{cases} x = \omega e \cos(\omega t) \\ y = \omega e \sin(\omega t), \end{cases}$$

где x, y – величина смещения указанной области; ω – угловая скорость; e – величина эксцентриситета; t – время.

Для обеспечения возможности верификации сначала рассчитывался целевой демпфер, который имеет известное аналитическое решение [3]. Как результат расчёта, на рис. 7 представлено распределение гидродинамического давления в зазоре по окружности втулки вибратора для срединного сечения по оси демпфера.

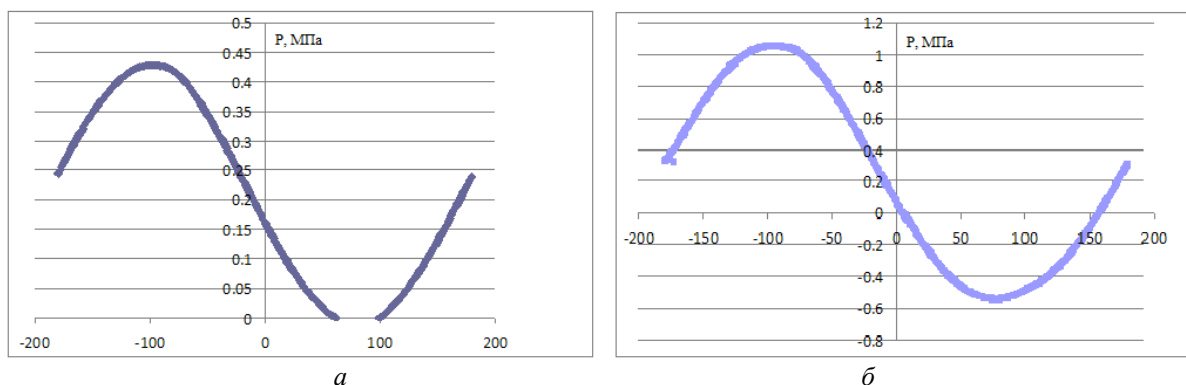


Рис. 7. Распределение давления по окружности целевого демпфера:
 а – полный охват, окружная подача; б – половинный охват, точечная подача

При движении втулки вибратора на неё действует гидродинамическая сила F , которую раскладывают на два направления: радиальное направление вдоль линии центров и тангенциальное, нормальное к ней. Сила, действующая в радиальном направлении, называется динамической жёсткостью и обозначается F_R , а нормальная к ней сила называется силой демпфирования и обозначается F_τ . Для определения радиальной и тангенциальной силы необходимо определить двойной интеграл согласно выражениям:

$$\begin{cases} F_R = -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \cdot \cos \varphi d\varphi dz, \\ F_\tau = -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \cdot \sin \varphi d\varphi dz, \end{cases} \quad (1)$$

где D – диаметр вибратора; L – длина вибратора; P – давление в смазке, z и φ – осевая и угловая координаты, соответственно.

Как уже отмечалось, тангенциальная составляющая реакции жидкостного слоя равна силе демпфирования, поскольку она пропорциональна скорости прецессии и направлена против неё. Для неё имеем выражение

$$F_\tau = dV, \quad (2)$$

где V – скорость колебаний; d – коэффициент демпфирования.

Для скорости колебаний имеем очевидное соотношение

$$V = e\omega. \quad (3)$$

Подставляя в формулу (2) выражение для скорости (3), получим следующее выражение для определения коэффициента демпфирования:

$$d = \frac{F_\tau}{e\omega}. \quad (4)$$

Таким образом, для численного расчёта коэффициента демпфирования необходимо определить тангенциальную силу как двойной интеграл от динамического давления согласно выражению (1).

Для аналитического выражения коэффициента демпфирования d_y , согласно работе [3] имеем следующую формулу:

$$d_y = 12\pi\mu_0 L(R / \delta_0)^3, \quad (5)$$

где μ_0 – динамическая вязкость смазки; δ_0 – радиальный зазор в демпфере.

В табл. 1 приведены результаты сравнительного расчёта коэффициентов демпфирования, выполненные по аналитической и численной моделям.

Таблица 1. Сравнительный анализ коэффициентов демпфирования

μ , Па·с	0,003
δ , м	0,00019
R , м	0,073
L , м	0,035
$d_{\text{аналит}}$, кг/с	$2,14 \cdot 10^5$
$d_{\text{числ}}$, кг/с	$2,31 \cdot 10^5$
Δ , %	7,33

Как видно из полученных результатов, численная модель даёт отклонение (7%) от результатов аналитического расчёта по методу, описанному в [3].

Будем считать, что полученная погрешность является удовлетворительной, и поэтому применим данный метод для определения демпфирования ГДД с дроссельными канавками.

На рис. 8 представлено распределение давления в дроссельном демпфере по основным зонам, так как, в отличие от щелевого, дроссельный демпфер разделён выступами упругого кольца на отдельные камеры, соединяющиеся канавками.

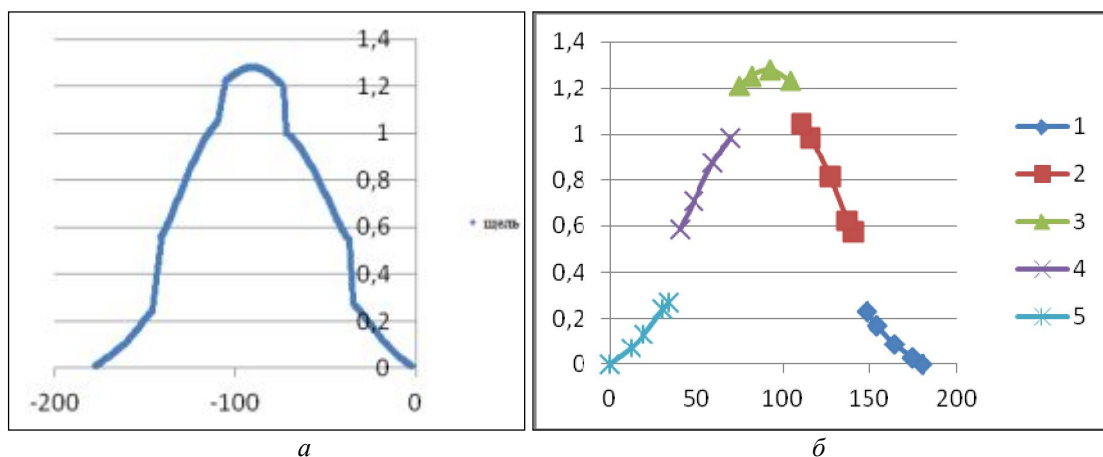


Рис. 8. Распределение давления в среднем сечении щели (а) и участках между выступами (б) ГДД с дроссельной канавкой

Оценку силы и коэффициента демпфирования будем считать как сумму реакций на отдельных участках рабочих областей, заполненных смазкой (рис. 9). Значения сил демпфирования на отдельных участках сведены в табл. 2, где зоны 1-5 и щель соответствуют участкам на рис. 8, а, б.

Сравним полученные значения со значением демпфирования простого щелевого демпфера, рассчитанным ранее. Отметим, что высота канала, диаметр и ширина кольца остаются неизменными:

$$\Delta = \frac{d_{ч.дроссельная}}{d_{ч.щелевого}} \cdot 100\% = \frac{3,38 \cdot 10^5}{2,31 \cdot 10^5} = 146\%.$$

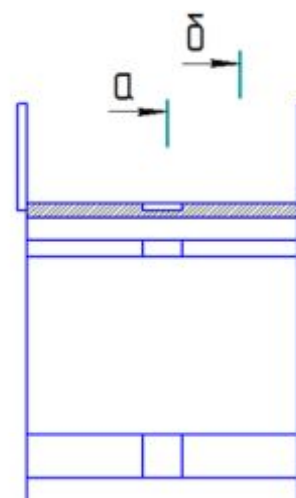


Рис. 9. Схема расположения рабочих зон демпфера с дросселирующими канавками: а – щель, б – рабочие участки между выступами

Таблица 2. Величины демпфирования на различных участках дроссельного демпфера

Зона	1	2	3	4	5	Щель	Сумма
Сила демпфирования, (Н)	2,42 10 ²	1,90 10 ³	2,84 10 ³	1,77 10 ³	3,07 10 ³	4,04 10 ³	7,10 10 ³
Коэффициент демпфирования, кг/с	1,15 10 ⁴	9,03 10 ⁴	1,35 10 ⁵	8,44 10 ⁴	1,46 10 ⁴	1,92 10 ³	3,38 10 ⁵

Из полученных данных видно, что при использовании упругого кольца с дросселирующей канавкой, при прочих равных условиях, коэффициент демпфирования возрастает почти в 1.5 раза по сравнению с простым щелевым демпфером.

Заключение

Показано, что появились конструкции демпферов, имеющих упругие кольца с дросселирующими канавками. Создана

методика определения коэффициентов демпфирования упругих колец с дросселирующей канавкой. Показано, что наличие дросселирующей канавки увеличивает демпфирование в 1.5 раза в сравнении с щелевым демпфером.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Alam M., Spencer D., Charleston Sh., Talbert P., Jankowich E., Johnson M. Compact compliant centering support for squeeze film damper. Pat. US 2006/0083448 A1. Int. CL F16C 27/00; US CL 384/99. Honeywell International, Inc., Morristown, NJ. № 10/967,979. Publ. 20.4.2006.

2. Эскин И.Д., Белоусов А.И., Новиков Д.К., Вильнер П.Д., Емельянов М.А. Сни-

гирёв В.Н. Гидродинамический демпфер: патент РФ № 860566; опубл. 20.03.2001.

3. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов. Самара: Самарский научный центр РАН, 2002. 335 с.

Информация об авторах

Дилигенский Дмитрий Сергеевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: diligen@mail.ru. Область научных интересов: колебания, гидродинамика, демпфирование.

Новиков Дмитрий Константинович, доктор технических наук, профессор

кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: novikovdk_ssau@mail.ru. Область научных интересов: колебания, гидродинамика, демпфирование.

CALCULATION OF THE DAMPING COEFFICIENT OF FLEXIBLE RINGS WITH WORKING FLUID

© 2015 D. S. Diligensky, D. K. Novikov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper presents the results of patent search on the subject of squeeze film dampers and a survey of scientific papers on the same subject. The existing classification of squeeze film dampers has been complemented. The analysis carried out shows an increase in the amount of studies associated with damping and, in particular, squeeze film dampers with elastic rings. The paper introduces a procedure of calculating the parameters of a squeeze film damper with elastic rings. Comparative analysis of the results of calculation based on the previously known analytical method and the results obtained in a mathematical experiment has been carried out. Numeri-

cal calculation is carried out in the FLUENT software environment. Comparative analysis is made for dynamic models of two path types. Data on a complex path_model formed by an elastic ring with metering grooves are presented. The motion prescribed in the model simulates the behavior of a rotor with predetermined disbalance.

Squeeze film damper, flexible rings, metering groove, damping coefficient, slot-type squeeze film damper, eccentricity, disbalance.

References

1. Alam M., Spencer D., Charleston Sh., Talbert P., Jankowich E., Johnson M. Compact compliant centering support for squeeze film damper. Pat. US 2006/0083448 A1. Int. CL F16C 27/00; US CL 384/99. Honeywell International, Inc., Morristown, NJ. № 10/967.979. Publ. 20.4.2006.
2. Eskin I.D., Belousov A.I., Novikov D.K., Vil'ner P.D., Emel'yanov M.A., Snigirev V.N. *Gidrodinamicheskiy dempfer* [Squeeze film damper]. Patent RF no. 860566, 2001. (Publ. 20.03.2001)
3. Belousov A.I., Balyakin V.B., Novikov D.K. *Teoriya i proektirovanie gidrodina-micheskikh dempferov opor rotorov* [Theory and design of rotor support squeeze film dampers]. Samara: Samarskiy nauchnyy tsentr RAN Publ., 2002. 335 c.

About the authors

Дилигенский Дмитрий Сергеевич, postgraduate student, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: diligen@mail.ru. Area of Research: vibration, hydrodynamics, damping.

Novikov Dmitry Konstantinovich, Doctor of Science (Engineering), Professor

of the Department of Aircraft Engine Design, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: novikovdk_ssau@mail.ru. Area of Research: vibration, hydrodynamics, damping.