

УДК 629.7.036

Д.К. НОВИКОВ, Д.С. ДИЛИГЕНСКИЙ

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)*

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА С ДРОССЕЛИРУЮЩИМИ КАНАВКАМИ

Гидродинамические демпферные устройства широко применяются в системах опор авиационных двигателей. Эффективность подобных устройств определяется многими факторами, зависящими как от используемых материалов и типа смазки, так и от конструкции и геометрии устройства. В свою очередь ряд выше описанных свойств напрямую зависит от работы демпфера. В статье приводится последовательность построения расчётной модели гидродинамического демпфера с дросселирующими канавками на выступах упругих колец, создание работоспособной сетки для построения модели, описано использование функции перемещения подвижной части гидродинамического демпфера а так же приведены результаты расчётов динамической модели для отдельно взятой конструкции. Определённые расчётные значения согласуются с имеющимися теоретическими моделями.

Ключевые слова: гидродинамический демпфер, дросселирующая канавка, кольцо упругое, выступы, коэффициент демпфирования.

Введение

Демпфирование во многом определяет работоспособность ротора и двигателя в целом, позволяя проходить резонансные частоты [1]. Необходимость использования демпфирующих устройств в современном двигателестроении не вызывает вопросов. На настоящий момент существует широкий класс устройств подобного типа, призванных улучшать работоспособность современных ГТД. Гидродинамические демпферы (ГДД) могут иметь различную конструкцию. Они отличаются по направлению воспринимаемой силы, наличию или отсутствию регулирования, виду зазора, а так же по отсутствию или наличию упругого элемента.

В данной работе был исследован гидродинамический демпфер с упругим кольцом, имеющим выступы на наружной поверхности и дросселирующими канавками на выступах. Такие демпферы нашли применение на ряде двигателей «ОАО Кузнецов», однако методы расчета их в настоящее время отсутствуют. Всё это приводит к необходимости построения математической модели системы: упругая тонкостенная конструкция – жидкость – твердое тело и исследования на ее основе динамических задач гидроупругости и демпфирования.

Расчётная модель

Конструкция опоры с гидродинамическим демпфером и геометрическая модель показаны на

рис. 1. Смазка подводится с наружной части демпфера через полость в опоре в ресивер, откуда через ряд отверстий подаётся в зазор между вибратором, где расположено упругое кольцо, и наружной стенкой демпфера. Уплотнительные кольца по торцам отсутствуют, что обеспечивает выход смазки через зазор в обе стороны относительно оси подшипника.

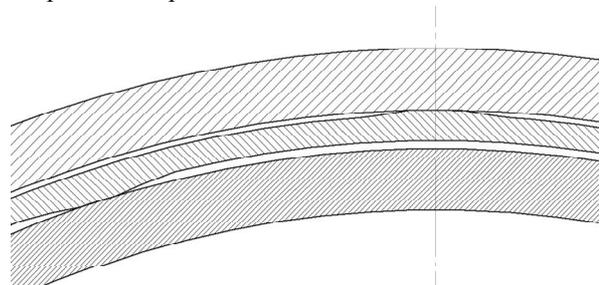


Рис. 1. Геометрическая модель внешнего демпферного кольца

Приведенные на рис. 2, 3 значения толщины масляного канала «с» и величина радиального зазора «р4» использовались при создании расчетных моделей для определения величин возникающих в системе изменений давления и, как следствие, коэффициента демпфирования и расхода через торцевые зазоры.

Для анализа необходимо произвести два этапа расчётов. Первая задача – стационарный расчёт, то есть расчёт, не предусматривающий каких-либо перемещений сетки модели. Вторая задача – динамический расчёт, где предусматривается имитация неуравновешенного вращения ротора на высокой

частоте, то есть перемещение сетки («remeshing», «smoothing»).

Для оценки демпфирования системы тонкостенный канал - конструкция необходимо создать правильную конечно-элементную модель и задать реалистичные с точки зрения известных опытных данных параметры нагрузок и движения внутренней стенки вибратора. Для проведения динамического анализа необходимо создать правильную сетку ещё на этапе стационарного расчёта.

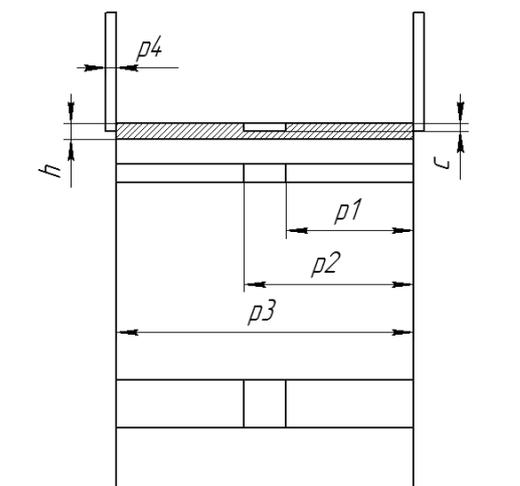


Рис. 2. Поперечный вид внешнего демпферного кольца

Порядок решения в упрощённом варианте представляется следующим образом:

1. Упрощение существующей конструкции.
2. Создание параметрической модели.
3. Создание правильной призматической сетки с 15 и более слоями и высоким качеством Skewness < 0,7 (~2600000 элементов в каждой из моделей).
4. Проведение статического расчёта.
5. Создание функции эксцентрического движения внутренней поверхности (UDF).
6. Проведение динамического расчёта.

Упрощённая модель не включает внутренние выступы на демпферном кольце и показана на рис. 3, то есть рассматривается масляная полость только с наружной стороны демпферного кольца с выступами. Так же не рассматривается незначительный клиновидный участок, образующийся в местах округления радиусом R (рис. 3) выступов на демпферных кольцах. Если включить данный элемент в модель, то значительно усложнится построение сетки, а из-за необходимости учёта вихрей будет необходимо значительное сгущение сетки в месте образования клина, что сделает проблематичным динамический анализ. Упрощённый вариант геометрической модели представлен на рис. 4, где выступы имеют простую прямоугольную форму.

Параметризация выполняется по нескольким размерам ($p1$, $p2$, $p3$, $p4$) регулирующим ширину дросселирующей канавки и величины торцевых зазоров (рис. 2).

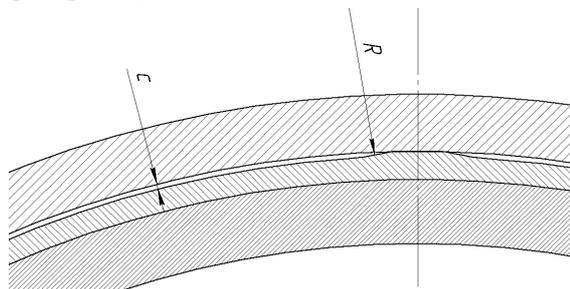


Рис. 3. Модель внешнего демпферного кольца с выступами только по внешней стороне

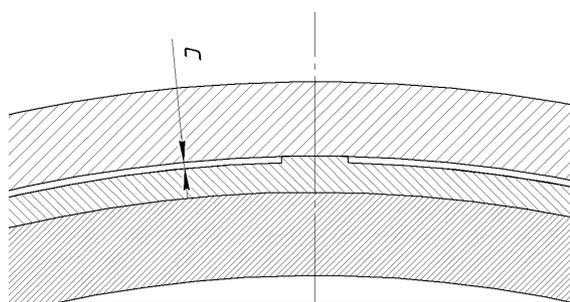


Рис. 4. Упрощённый вариант выступа на демпферном кольце

Динамическая модель предполагает использование перестройки сетки со «смертью и рождением» элементов через определённый (заданный) временной шаг – «remeshing», а так же деформацию сетки «smoothing». В данном случае необходима тетраэдральная сетка, так как функция «remeshing» не работоспособна с правильной гексагональной. Количество слоёв, приходящихся на толщину модели необходимо делать как можно более большим для обеспечения правильного моделирования турбулентных потоков, но в этом случае при росте количества слоёв происходит значительное усложнение расчёта (в данной модели использовалось 25 слоёв, рис 5). Чем меньше размер элементов, тем меньший шаг требуется для анализа.

Динамическая модель представляет собой множество отдельных стационарных расчётов, связанных по параметрам, то есть для осуществления поворота на определённый угол происходит разбиение движения на множество шагов. Чем большее количество слоёв включено в модель, тем меньшее смещение будет необходимо для деформации ячеек сетки до состояния перестройки «remeshing» (то есть Skewness > выбранного), что приводит к необходимости уменьшения времени единичного шага смещения.

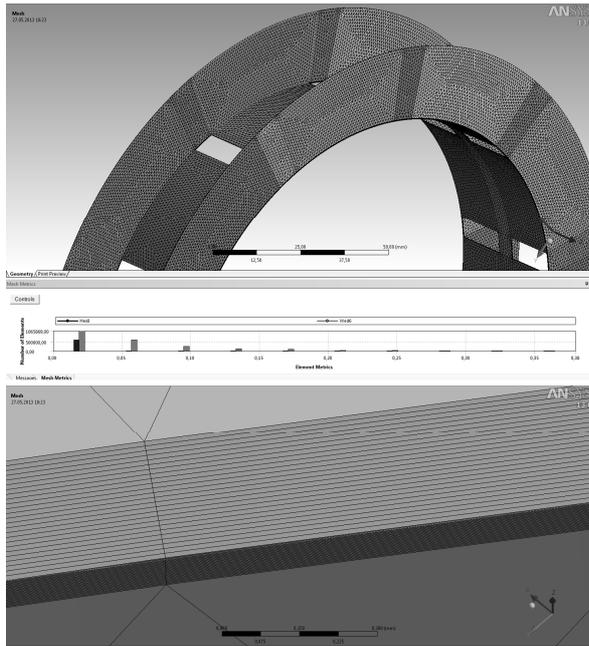


Рис. 5. Изображение расчётной сетки (сверху) и увеличенное изображение толщины тела демпфирующего слоя (снизу)

Задание движения

После получения решения задачи для стационарного расчёта базовой конструкции задаются условия динамической модели. Результаты расчетов показаны на рис. 6.

Движение модели осуществляется на внутренней стенке масляного канала толщиной 0,17 мм таким образом, чтобы поверхности канала не соприкасались. Движение представляет собой колебательное круговое движение с эксцентриситетом «e», равным 0,06 мм. Движение имитирует дисбаланс при вращении вала на скорости 350 об/с. Для правильной работы перестраиваемой сетки «remeshing» необходимо задаться правильным значением единичного шага движения (временем шага, иначе «timestep»).

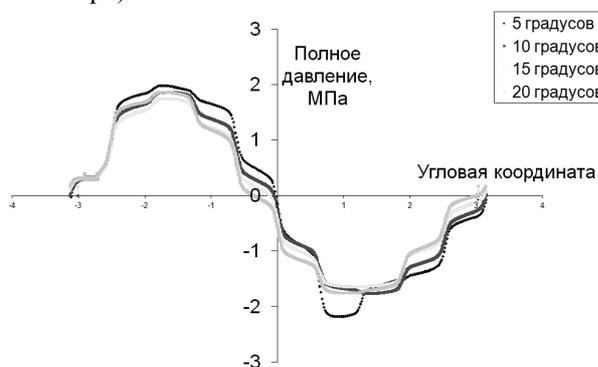


Рис.6. Диаграмма распределения полного давления динамической модели по окружности

При взятых оборотах было выбрано приближительное значение времени, за которое происходит поворот внутренней поверхности на 1/10 градуса – timestep = 5e-06 секунды.

Движение представлено в следующем виде:

$$\begin{aligned} cg_vel &= \omega \cdot e \cdot \cos(\omega \cdot t), \\ cg_vel &= -\omega \cdot e \cdot \sin(\omega \cdot t). \end{aligned} \tag{1}$$

Анализ результатов

В результате выполнения расчетов получены распределения давления, температуры и скорости, а также величины массового расхода на базовом варианте конструкции (размеры с существующей конструкцией).

Был проведен статический расчет демпфера при изменениях размеров ширины канавки на 18% в сторону увеличения и на 18% в сторону уменьшения, а так же вариант статического анализа для канала равного профиля, то есть без канавок и получены графические зависимости величин давления по окружности (развёртка). Определены коэффициенты демпфирования, радиальные силы, действующие со стороны масла на опору и распределение температуры масла в демпфере. На основании стационарного расчёта была создана динамическая модель основного варианта масляного канала и проведён анализ параметров смазки. Полученные распределение давления позволяет определить значение демпфирования.

Гидродинамическая сила в демпфере определяется интегрированием распределения давления по поверхности вибратора, охваченной жидкостным слоем. Гидродинамическую силу раскладывают на две составляющие: F_r , действующую вдоль линии центров, и тангенциальную F_t , направленную перпендикулярно ей:

$$\begin{cases} F_r = -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \cdot \cos \varphi d\varphi dz, \\ F_t = -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \cdot \sin \varphi d\varphi dz, \end{cases} \tag{2}$$

где: D – диаметр вибратора, P – величина давления, $(\varphi_1 - \varphi_2)$ – границы смазочного слоя.

Тангенциальная составляющая реакции жидкостного слоя равна силе демпфирования, поскольку она пропорциональна скорости прецессии и направлена против неё, а радиальная составляющая - динамической упругой силе, так как она действует против смещения. Среднее значение температуры составляет 350 – 370 К. Значения максимального полного давления колеблются около значения 1,9e+06 Па (19 атм.). Давление на входе составляет 3 атм. Температура на входе составляет 350 К. Суммарный массовый расход

через два торцевых зазора на выходе составляет 0,0177 кг/с. Разница между максимальным и минимальным давлением составляет 16 атм. Для статического расчёта при увеличении размеров торцевого зазора среднее значение давления падает, при уменьшении растёт. В тоже время для канавки при уменьшении ширины давление уменьшается, а при увеличении - растёт. При этом процентное изменение размера торцевого зазора влияет на величину полного давления значительно больше изменения размера канавки (ширина дроссельной канавки).

Выводы

1. Получена конечно-элементная динамическая модель масляного канала гидродинамического демпфера с дросселирующими канавками на выступами.
2. Показано, что модель позволяет анализировать возникающее в подобной системе динамическое давление.

Поступила в редакцию 30.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой основ конструирования машин В.Б. Балякин, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия.

РОЗРОБКА МОДЕЛІ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ДЕМПФЕРА З ДРОСЕЛЮЮЧИМИ КАНАВКАМИ

Д.К. Новіков, Д.С. Ділігенській

Гідродинамічні демпферні пристрої широко застосовуються в системах опор авіаційних двигунів. Ефективність подібних пристроїв визначається багатьма факторами, залежними як від використовуваних матеріалів і типу мастила, так і від геометрії пристрою. У свою чергу низка описаних вище властивостей безпосередньо залежить від роботи демпфера. У статті наводиться послідовність побудови розрахункової моделі гідродинамічного демпфера, створення працездатної сітки для побудови динамічної моделі гідродинамічного демпфування, використання функції переміщення рухомої частини гідродинамічного демпфера а також наведено результати розрахунків динамічної моделі для окремої конструкції. Визначені розрахункові значення узгоджуються з наявними теоретичними моделями.

Ключові слова: гідродинамічний демпфер, дроселююча канавка, кільце пружне, виступи, коефіцієнт демпфування.

DEVELOPMENT OF MODEL OF SQUEEZE-FILM DAMPER WITH METERING GROOVES

D.K. Novikov, D.S. Diligenskiy

Squeeze-film dampers are widely used in support systems of modern aircraft engines. The efficiency of this type of devices are depend on many factors which are to be reliant on materials, lubricant type or geometry of device itself. In its turn a range of features described above will change during an operating time of engine. This article provides a sequence of forming up a computer model of a squeeze-film damper, creation of a working grid for a transient model, creation of used UDF (user-defined functions) and results of calculations. Calculated values are in keeping with available abstract model.

Key words: squeeze-film damper, metering groove, lugged sealing ring with, damping factor.

Новиков Дмитрий Константинович – д-р техн. наук, проф. каф. конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: novikovdk_ssau@mail.ru.

Дилигенский Дмитрий Сергеевич - магистрант факультета двигателей летательных аппаратов (ДЛА) Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: diligen@mail.ru.

3. Необходимо дальнейшее проведение структурно-жидкостного взаимодействия (2 way FSI) для анализа демпфирования и многоплановой оптимизации конструкции и параметров ГДД, что позволит успешно внедрить их в существующие системы опор и в конечном счете во многом решить задачу увеличения ресурса всего двигателя.

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

Литература

- 1 Новиков, Д.К. Проектирование гидродинамических демпферов опор роторов двигателей летательных аппаратов [Текст]: моногр. / Д.К. Новиков. – Самара: Изд-во Самарского науч. центра РАН, 2000. – 165 с.