

УДК 621.822.1

МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МАСЛЯНЫХ И ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ МЕТОДАМИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ

©2013 А. О. Пугачёв, Ю. А. Равикович, Ю. И. Ермилов,
Д. П. Холобцев, А. А. Матушкин

ФГБОУ ВПО «Московский авиационный институт»
(национальный исследовательский университет)

В статье описана методика численного расчёта гладких подшипников скольжения с газовой и масляной смазкой с применением программного комплекса ANSYS, приводятся настройки кавитационной и турбулентной моделей, а также влияние размера сетки на полученные данные. Приводится сравнение данных, полученных при численном расчёте, с теоретическими данными, а также с данными, полученными при решении уравнения Рейнольдса теории смазки. На основе приведённых результатов проводится анализ адекватности модели.

Подшипники скольжения, газовая смазка, масляная смазка, вычислительная гидродинамика, кавитация, кривая подвижного равновесия.

Подшипники скольжения являются перспективными опорными узлами для высокооборотных турбомашин, в том числе для двигателей летательных аппаратов и их агрегатов [1, 2].

При расчёте подшипников скольжения используются либо справочные данные, либо модели теории смазки различной степени сложности. Классическая теория смазки опирается на уравнение Рейнольдса с различными допущениями в зависимости от приложения (теории короткого и длинного подшипников, добавление уравнения энергий и т.д.). Многочисленные исследования показали, что правильное использование модели на основе уравнения Рейнольдса позволяет получать адекватные результаты для различных типов подшипников скольжения. Однако в ряде случаев допущения классической теории смазки не выполняются, и для расчёта подшипников скольжения должны применяться более общие подходы. В настоящее время ведутся работы по использованию пакетов вычислительной гидродинамики для моделирования процессов в каналах опор скольжения. В работе [3] использовался пакет CFX-TASCflow для моделирования гидродинамических и гидростатических подшипни-

ков скольжения. Сравнение проводилось с несколькими стандартными программами по расчёту подшипников, распространёнными за рубежом. В работе [4] описывается использование некоммерческого пакета с открытым кодом OpenFOAM для расчёта высоконагруженных подшипников скольжения паровых турбин.

В данной работе рассмотрено моделирование подшипниковых узлов с гладкими цилиндрическими опорными поверхностями как на масляной, так и на воздушной смазке. Моделирование подшипниковых узлов проводилось методами вычислительной гидродинамики (ВГД) с использованием пакетов прикладных программ фирмы ANSYS, в частности ANSYS CFX и ANSYS Workbench. Для сравнения различных подходов к моделированию ряд расчётов был выполнен в альтернативном ВГД-пакете ANSYS Fluent, а также с помощью модели на основе уравнения Рейнольдса. Полученные расчётные данные в программном комплексе ANSYS сравнивались с имеющимися экспериментальными данными [5, 6].

Геометрические параметры исследуемых масляного и газового подшипников представлены в табл. 1 и показаны на рис. 1 (все размеры приведены в милли-

метрах). Масляный подшипник имеет один питающий жиклёр. Газовый подшипник представляет собой классическую аэродинамическую опору и имеет намного меньший радиальный зазор по сравнению с масляным подшипником. Конечной целью выполнения расчётов является получение различных характеристик подшипников скольжения, в первую очередь – силовых факторов, а также построение кривой подвижного равновесия шипа.

Таблица 1. Геометрические параметры исследуемых подшипников

Параметр, мм	Подшипник	
	масляный	газовый
Диаметр подшипника D	55,00	50,00
Радиальный зазор C	0,15	0,02
Диаметр выходных областей	68,00	54,00
Длина подшипника L	70,00	50,00
Длина вала	80,00	–
Диаметр жиклёра	7,20	–
Длина жиклёра	18,00	–

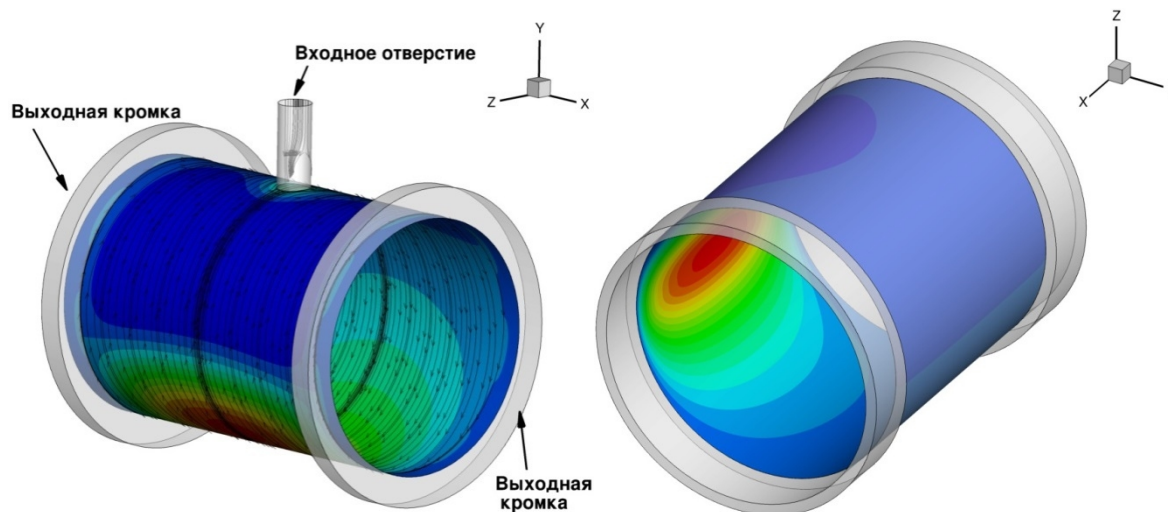


Рис. 1. Схема масляного (слева) и газового (справа) подшипников скольжения с типичным распределением давления по поверхности вала

Моделирование течения в каналах подшипников скольжения проводится с рассмотрением полноохватной, трёхмерной модели с эксцентричным положением вала. Вследствие симметрии геометрии также можно рассматривать лишь половину подшипника. Например, для масляного подшипника разрез выполняется вдоль жиклёра перпендикулярно оси вращения вала.

Геометрические модели подшипников, показанные на рис. 1, включают в себя выходные области большего диаметра. Данные области необходимы для уменьшения нежелательных эффектов от идеализированных граничных условий на кромке при моделировании течения в зазоре подшипника. Выбор размера выходных областей в осевом направлении явля-

ется компромиссным решением с учётом общего числа узлов результирующей расчётной сетки.

В качестве основного средства для моделирования подшипников скольжения используется программный комплекс ANSYS CFX. ANSYS CFX является коммерческим пакетом общего назначения, предназначенным для численного решения различных задач гидро- и аэродинамики [7]. ANSYS CFX используется как консервативный решатель, комбинирующий метод контрольных объёмов и метод конечных элементов. Для решения дискретизированных уравнений используется связанный многосеточный метод.

Модель подшипника скольжения состоит из полной системы уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу.

В качестве модели турбулентности используется инженерная модель SST [7], которая является комбинацией распространённых двухпараметрических моделей (k - ϵ) и (k - ω). В работе используется схема дискретизации второго порядка. В качестве критериев сходимости используются заданные максимальные уровни для невязок уравнений и глобальных законов сохранения, а также постоянство физических характеристик: расход; максимальное давление; максимальное газосодержание (в случае кавитирующего масляного подшипника); силовые факторы, действующие на вал. Для больших эксцентриситетов расчёты проводились с использованием двойной точности для величин с плавающей точкой.

Модель масляного подшипника, построенная в пакете Fluent, использует согласованные с моделью в CFX параметры и граничные условия. Основные отличия с моделью в CFX заключаются в методах

дискретизации и решения системы уравнений Навье-Стокса.

Течение в масляном подшипнике моделируется как течение несжимаемой среды. Для учёта кавитации в зазоре используется двухфазная гомогенная модель, встроенная в пакет CFX. В качестве условия кавитации используется значение давления насыщения. В качестве граничных условий задаётся давление подачи и давление на выходе из подшипника, температура масла, а также скорость вращения вала. Граничные условия и параметры модели масляного подшипника сведены в табл. 2. Параметры газовой фазы взяты из работы [8].

Течение в газовом подшипнике моделируется как течение сжимаемой среды. Свойства воздуха описываются с помощью модели идеального газа. В качестве граничных условий задаётся атмосферное давление на кромках подшипника, температура окружающей среды, а также скорость вращения вала.

Таблица 2. Граничные условия и параметры модели масляного подшипника

Параметр	Значение	
	Масло	Газовая фаза
Давление подачи [МПа]	0,2	
Давление на выходе [МПа]	0,1	
Температура [°C]	30	
Динам. Вязкость μ [Па·с]	$(-0.0008589 \times T + 0.6034) / (T - 282,7)$	$2,0 \times 10^{-5}$
Плотность [кг/м ³]	820	1,2
Средний диаметр [мкм]	–	2,0
Давление насыщения [кПа]	1.0	
Скорость вращения ω [об/мин]	1000	

Для построения расчётной сетки используется коммерческий пакет ANSYS ICEM CFD. Геометрия подшипников строится непосредственно в пакете ICEM CFD. В расчётах используются структурированные сетки. Вследствие необходимости перестройки сетки для различных значений эксцентриситета вала, процесс построения геометрии и генерации сетки полностью автоматизирован для более удобной работы. Автоматизация достигается с помощью скрипта, написанного на

языке tk1/tk, и использования готового файла с блочной моделью. Изменения эксцентричного положения вала задаются в текстовом файле, который считывается скриптом. Так как топология геометрии подшипника остаётся неизменной, то блочная модель строится вручную лишь один раз. Скрипт загружает готовую блочную модель и проводит обновление связей между геометрическими и блочными примитивами. Качество автоматически построенной сетки контролируется

по ряду параметров, которые скрипт сохраняет в отдельный текстовый файл. При использовании скрипта пакет ICEM CFD запускается в пакетном режиме из командной строки.

Так же был опробован альтернативный метод построения сеток без применения пакета ICEM CFD. Вторым вариантом задания геометрии и генерации сетки реализован в пакете ANSYS Workbench с использованием модулей DesignModeler и WorkbenchMesh. Этот метод также поддерживает автоматическое перестроение сетки в зависимости от изменения эксцентриситета вала. Так как сеточный генератор ANSYS Workbench работает только на

основе геометрических моделей, то для расчёта была построена модель зазора и прилегающих областей в модуле DesignModeler. При построении модели изменение эксцентриситета было задано с помощью двух параметров как функция от смещения центра вала по осям x и y (рис. 2).

Перестроение модели автоматически приводит к перестроению сетки, при этом отсутствует необходимость запускать каждый модуль: перестроение модели, сетки и расчёт проходят в автоматическом режиме. Расчётная схема задачи при использовании ANSYS Workbench показана на рис. 3.

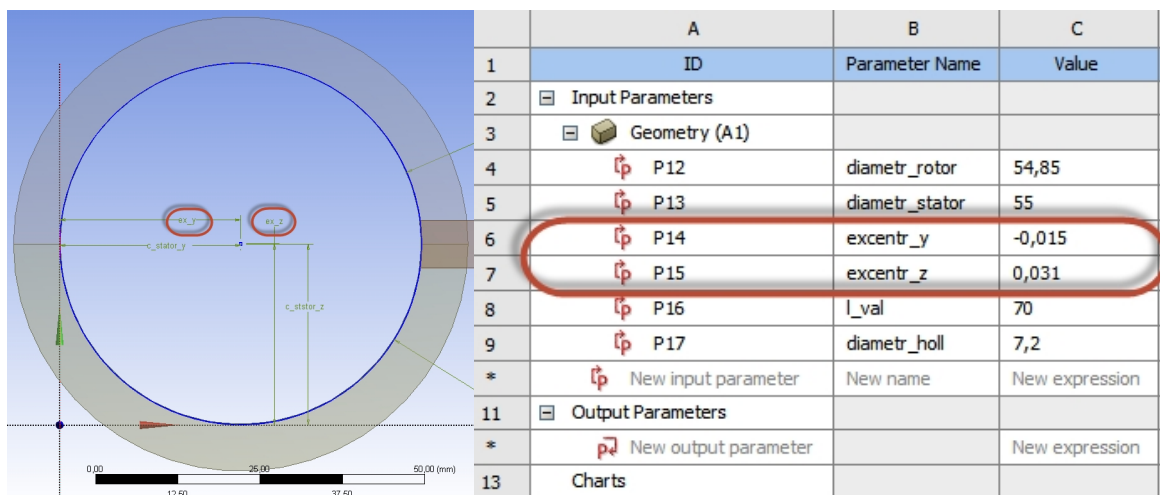


Рис. 2. Задание эксцентриситета в DesignModeler для модели масляного подшипника

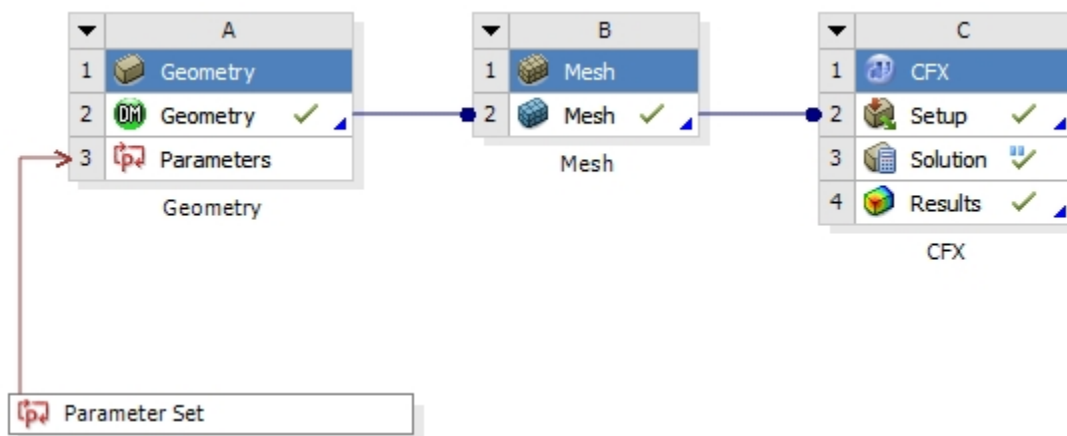


Рис. 3. Расчётная схема задачи при использовании ANSYS Workbench

В работе рассматривалось несколько типов расчётных моделей, различающихся по размеру выходных областей, размерности сетки, использованию условий симметрии. Распределение числа узлов по направлениям в базовой сетке для масляного подшипника приведено в табл. 3. Размер базовой сетки был выбран на основе опыта авторов.

Поскольку результаты, получаемые при численном решении задачи, могут зависеть от используемых сеток, проведено исследование на сеточную сходимость. Параметры сеток, применяемых для исследования на сеточную сходимость для масляного подшипника, приведены в табл. 4.

Таблица 3. Размер базовой сетки для масляного подшипника

Параметр	Количество
Число узлов по толщине зазора	12
Число узлов по длине подшипника	300
Число узлов по окружности	560
Число узлов по толщине выходной области	60
Число узлов по длине выходной области	30
Общее число узлов сетки	4 662 240

Таблица 4. Параметры расчётных сеток для масляного подшипника

Параметр	Базовая сетка	Сетка С-1	Сетка С-2	Сетка С-3	
Число узлов	4 662 240	16 034 452	54 496 592	77 728 744	
Параметр качества сетки	Детерминант (мин)	0,590	0,713	0,799	0,822
	Угол (мин)	24,12°	23,67°	23,4°	23,31°
	Отношение сторон (макс)	154	153	228	150
	Изменение объёма (макс)	9,5	9,74	9,89	9,06

Выполненные расчёты выявили некоторые проблемы с достижением вычислительной сходимости. Причиной здесь является изменение радиальных размеров канала подшипника в широких пределах. Если в малом зазоре подшипника течение смазывающей жидкости характеризуется чёткой картиной, то в выходных областях со значительно большим зазором скорость течения мала, что и приводит к замедлению и ухудшению вычислительной сходимости. Поэтому, наряду с анализом невязок уравнений, в качестве основного критерия для остановки расчёта использовалась физическая сходимость, а именно постоянство максимального давления и сил, действующих на ротор.

Одним из основных результатов при расчёте масляного подшипника является построение кривой подвижного равновесия, т.е. определение эксцентриситетного положения равновесия вала при различных

нагрузках. Алгоритм поиска положения равновесия представляет собой итерационный процесс, основанный на последовательном приближении, и включает в себя следующие шаги:

- 1) установка начальных значений эксцентриситета вала;
- 2) построение геометрии и генерация сетки с помощью ICEM CFD или ANSYS Workbench;
- 3) обновление сетки в модели CFX;
- 4) выполнение расчёта;
- 5) обработка результатов расчёта;
- 6) сравнение сил с заданной нагрузкой (если при заданной погрешности вертикальная компонента равна заданной нагрузке, а горизонтальная равна нулю, то прекращение поиска; если есть различия, то изменение эксцентриситета вала на новое значение и возвращение на шаг 2).

Пункты 3-5 описанного алгоритма автоматизированы. Алгоритм реализован

в виде набора функций для запуска в системах инженерных расчётов Matlab или Octave. Для полной автоматизации процесса поиска положения равновесия перерасчёт значения эксцентриситета вала выполняется с помощью заданного выражения. Также есть возможность изменять эксцентриситет вала вручную.

Для масляного подшипника расчётные результаты представлены для нагрузок в 0,5; 1; 5 и 10 кН.

На рис. 4 в графическом виде показано влияние размера расчётной сетки на результаты расчёта масляного подшипника. Кривые соответствуют давлению, а закрашенные символы соответствуют газосодержанию. Результаты количественного сравнения сведены в табл. 5. Величина максимального давления демонстрирует заметную зависимость от числа узлов в расчётной сетке. В связи с этим наблю-

даются расхождения в силовых компонентах. Базовая (стандартная) сетка приводит к наименьшему значению максимального давления. При увеличении числа узлов сетки отличия в результатах уменьшаются и использование сеток С-2 и С-3 приводит практически к одинаковым значениям. С другой стороны, точка максимального давления и положение зоны кавитации не зависят от используемой сетки. Основываясь на полученных данных, было положено, что базовая сетка приводит к удовлетворительным результатам. Результаты, приведённые ниже для масляного подшипника, получены с использованием базовой сетки. Размер расчётной сетки для газового подшипника выбирался с учётом сделанных выводов, а также опыта авторов. Базовая сетка газового подшипника состоит примерно из 6 500 000 узлов.

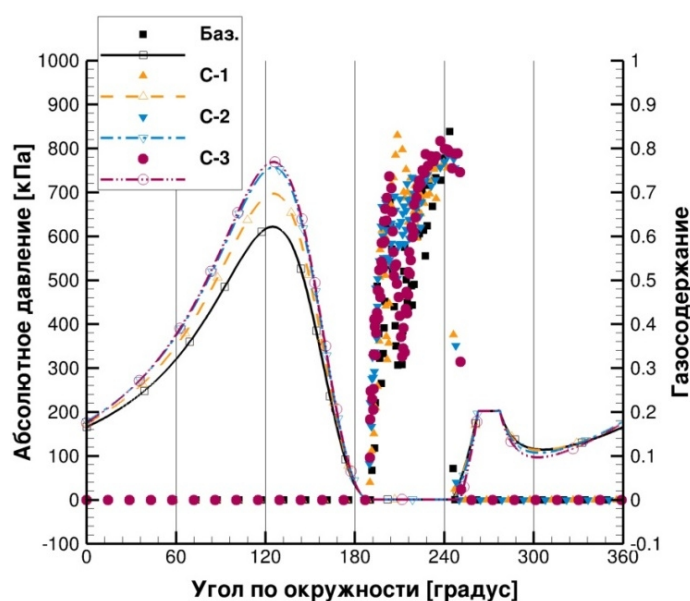


Рис. 4. Влияние размера сетки на расчётные параметры (масляный подшипник)

Таблица 5. Сравнение результатов, полученных на разных расчётных сетках (масляный подшипник)

Параметр		Базовая сетка	Сетка С-1	Сетка С-2	Сетка С-3
Расход (г/с)	Вход	3.29	2.99	2.99	3.36
	Выход	3.08	3.13	2.94	2.4
Давление (макс, кПа)		622	697	757	769
Сила (Н)	Y	998	1127	1242	1285
	Z	-2	-34	-67	-87

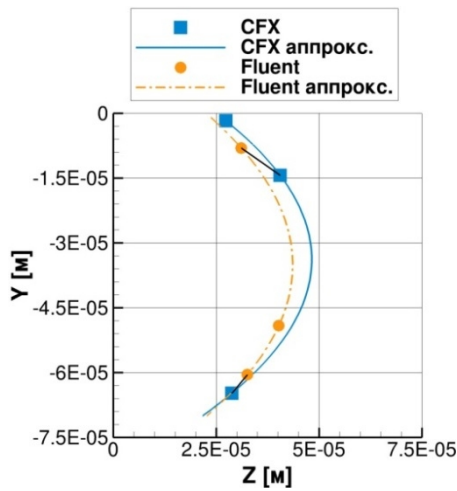


Рис. 5. Кривая подвижного равновесия для масляного подшипника

На рис. 5 показана расчётная кривая подвижного равновесия масляного подшипника. Дополнительно приведены результаты, полученные с помощью пакета Fluent. Видно, что метод решения (CFX и Fluent) может оказывать влияние на конечные результаты. Однако обе кривые подвижного равновесия демонстрируют согласованный характер.

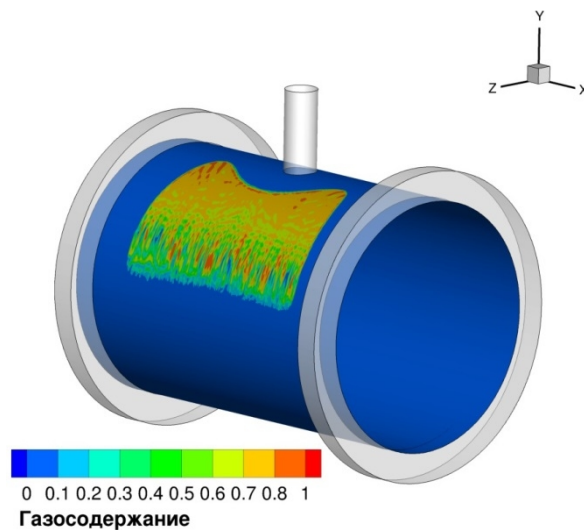
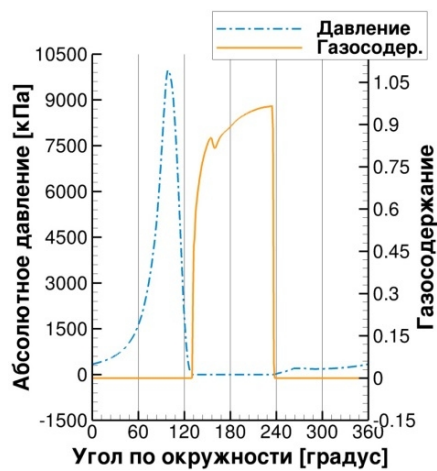
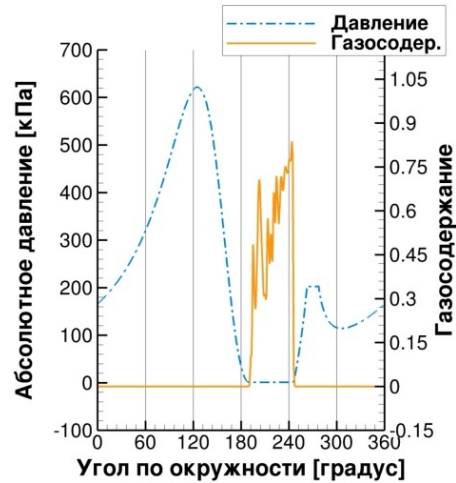
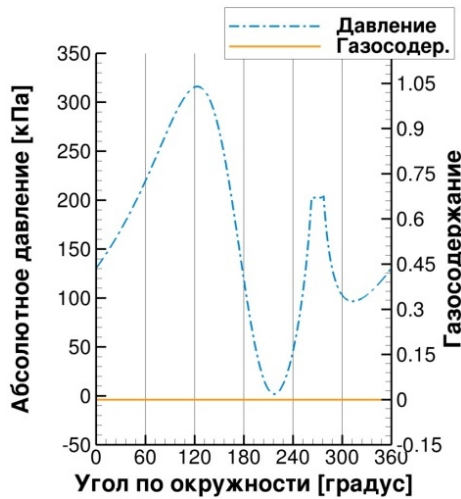


Рис. 6. Сравнение распределения давления в окружном направлении при различных нагрузках (масляный подшипник)

На рис. 6 приведено распределение давления и газосодержания по окружности масляного подшипника при различных нагрузках: 0,5; 1 и 10 кН соответственно. Также на рис. 6 показана доля газовой фазы на поверхности вала. При большой нагрузке на кривой давления становится невидна питающая камера, положение которой соответствует значению 265 градусов угловой координаты, а распределение газосодержания принимает гладкий характер. При средней нагрузке концентрация газосодержания имеет нерегулярную структуру. При увеличении нагрузки происходит сужение зоны высокого давления и расширение зоны кавитации. Большое значение эксцентриситета при высокой нагрузке обуславливает сдвиг пикового значения давления в направлении минимального зазора. Приведённые численные результаты находятся в соответствии с принципами функционирования подшипников скольжения.

На рис. 7 приведено сравнение результатов, полученных различными методами для масляного и газового подшипников. Показаны зависимости безразмерной нагрузки от относительного эксцентриситета, полученные из решения полной системы уравнений Навье-Стокса, решения уравнения Рейнольдса из теории смазки, и классических источников ([6] для масляного подшипника, [5] для газо-

вого подшипника). Решение уравнения Рейнольдса проводилось численно с использованием написанных авторами программ.

Для масляного подшипника приведён безразмерный коэффициент нагрузки $\Phi p = \frac{\psi^2 N}{LD\mu\omega}$, где $\psi = 2C/D$ – относительный зазор, N – грузоподъёмность подшипника.

Показаны также результаты, полученные на подробных расчётных сетках. Все методы демонстрируют хорошее согласие. Лишь в зоне больших эксцентриситетов упрощённые методики выдают более высокие значения грузоподъёмности.

Для газового подшипника приведена удельная подъёмная сила

$$K_n = \frac{N}{p_a DL},$$

где p_a – атмосферное давление. Результаты показаны для двух значений числа сжимаемости подшипника χ . Результаты, полученные при решении уравнения Рейнольдса, приведены только для малого значения числа подшипника χ . При высоком значении числа подшипника χ значительно возрастает скорость вращения вала и при решении уравнения Рейнольдса должно быть использовано уравнение энергии.

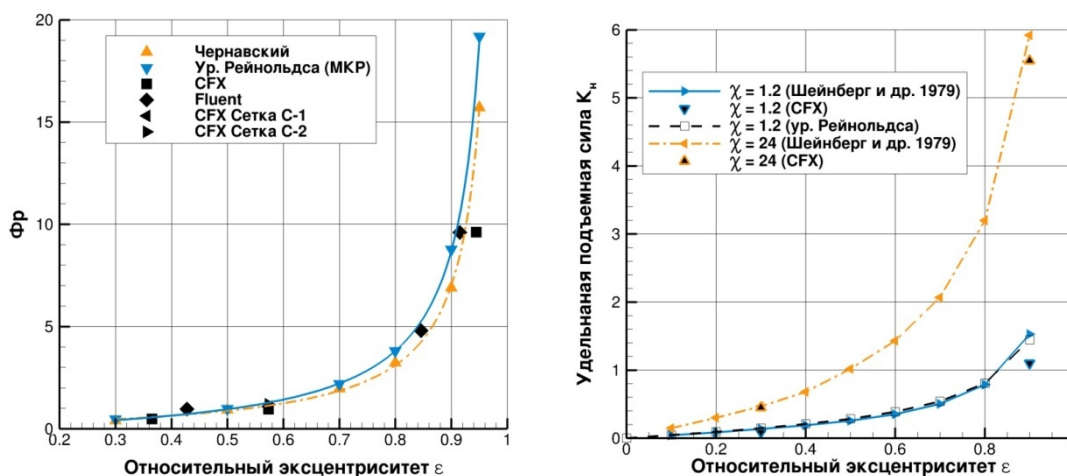


Рис.7. Сравнение результатов, полученных различными методами для масляного (слева) и газового (справа) подшипников

По работе следует сделать следующие выводы.

1. Приведённый алгоритм расчёта позволяет строить характеристики подшипников различных типов, в том числе кривую подвижного равновесия.

2. Изначально выбранная размерность сетки приводит к приемлемым результатам. Последующее увеличение числа элементов сетки возможно, но поведёт за собой значительное увеличение вычислительных ресурсов и времени, необходимых для проведения расчёта. Приведённое исследование влияния размера сетки на решение предоставило важную информацию, которая должна быть использована при моделировании подшипников скольжения.

3. Приведённые в статье методики создания сетки, автоматизации расчёта и задания моделей турбулентности и кавитации можно применить к гладким подшипникам скольжения произвольных размеров. В особенности в тех случаях, когда стандартные методики не могут быть применены.

4. Данные, получаемые при расчёте, позволяют оценивать работу подшипника в трёхмерной постановке, а использование уравнений Навье-Стокса для решения уравнений – получать полную информацию о процессах, происходящих при работе подшипника.

5. Использование программного комплекса ANSYS позволяет в дальнейшем осуществлять связанные расчёты с учётом податливости подшипников и изменения их геометрии в процессе работы, что, в свою очередь, позволит проводить расчёты конструктивно более сложных подшипников, в том числе лепестковых.

Работа выполнена при поддержке Минобрнауки, программа «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 в рамках соглашения №14.В37.21.1981.

Библиографический список

1. Равикович, Ю.А. Конструкция и проектирование подшипников скольжения агрегатов ДЛА. [Текст] / Ю.А. Равикович.– М.: МАИ, 1995 – 58 с.

2. Равикович, Ю.А. Конструкция и проектирование подшипников скольжения с газовой смазкой агрегатов ДЛА и ЭУ [Текст]. – М.: МАИ, 1998. – 52 с.

3. Guo Z., Hirano T., Kirk R.G. Application of CFD Analysis for Rotating Machinery – Part I: Hydrodynamic, Hydrostatic Bearings and Squeeze Film Damper // ASME J. Eng. Gas Turb. Power. – 2005. – Vol. 127. – P. 445 – 451.

4. Uhkoetter S., aus der Wiesche S., Kursch M., Beck C. Development and Validation of a Three-Dimensional Multiphase Flow Computational Fluid Dynamics Analysis for Journal Bearings in Steam and Heavy Duty Gas Turbines // ASME J. Eng. Gas Turb. Power. – 2012. – Vol. 134. – P. 102504 – 8.

5. Опоры скольжения с газовой смазкой [Текст] / [Шейнберг С.А. и др.] М.: Машиностроение, 1979. – 336 с.

6. Чернавский, С.А. Подшипники скольжения [Текст] / М.: Машгиз, 1963. – 244 с.

7. ANSYS, Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide / ANSYS, Inc. // Release 14.5. – 2012 (www.ansys.com)

8. Tucker P.G., Keogh P.S. On the Dynamic Thermal State in a Hydrodynamic Bearing With a Whirling Journal Using CFD Techniques // ASME J. Tribology. – 1996. – Vol. 118. – P. 356-363.

CFD-BASED MODELING OF OIL AND GAS JOURNAL BEARINGS USING COMMERCIAL SOFTWARE PACKAGES

© 2013 A. O. Pugachev, Y. A. Ravikovich, Y. I. Ermilov,
D. P. Kholobtsev, A. A. Matushkin

Moscow Aviation Institute (National Research University)

The paper presents a methodology of modeling fixed geometry journal bearings with gas and oil lubrication. The general CFD package ANSYS is employed to simulate cavitated and turbulent flows. A grid independence study is performed for the oil-lubricated bearing. The CFD predictions are compared with the results obtained by traditional methods (reference books and using the Reynolds equation of lubrication). The discussion of the adequacy of the model is provided.

Journal bearings, gas lubrication, oil lubrication, computational fluid dynamics, cavitation, attitude curve.

Информация об авторах

Пугачёв Александр Олегович, кандидат технических наук, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). E-mail: pugachev@tum.de. Область научных интересов: динамика роторов, опорные и уплотнительные узлы турбомашин, вычислительная механика.

Равикович Юрий Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). E-mail: yurav@mai.ru. Область научных интересов: проектирование роторных систем высокооборотных турбомашин.

Ермилов Юрий Иванович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). E-mail: yurer@yandex.ru. Область научных интересов: проектирование роторных систем высокооборотных турбомашин.

Холобцев Дмитрий Петрович, начальник НИО, старший преподаватель, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). E-mail: dima67@list.ru. Область научных интересов: проектирование роторных систем высокооборотных турбомашин.

Матушкин Антон Алексеевич, кандидат технических наук, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). E-mail: radon@inbox.ru. Область научных интересов: вычислительная газовая динамика, турбомашин, прочность турбомашин.

Pugachev Alexander Olegovich, candidate of technical science, Moscow Aviation Institute (National Research University). E-mail: pugachev@tum.de. Area of research: rotor dynamics, bearing and seal units of turbomachinery, computational mechanics.

Ravikovich Yury Aleksandrovich, doctor of technical science, Moscow Aviation Institute (National Research University). E-mail: yurav@mai.ru. Area of research: design of high-speed turbomachinery rotor systems.

Ermilov Yury Ivanovich, candidate of technical science, assistant professor, Moscow Aviation Institute (National Research University). E-mail: yurer@yandex.ru. Area of research: the design of high-speed turbomachinery rotor systems.

Kholobtsev Dmitry Petrovich, senior lecturer, Moscow Aviation Institute (National Research University). E-mail: dima67@list.ru. Area of research: design of high-speed turbomachinery rotor systems.

Matushkin Anton Alekseevich, candidate of technical science, Moscow Aviation Institute (National Research University). E-mail: radon@inbox.ru. Area of research: CFD, turbomachinery, strength of turbomachinery.