

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ. СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ АЛГОРИТМА VBFEM2.0 С АНАЛОГАМИ НА ПРИМЕРЕ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ RUSTON AND HORNSBY 6 VEB-X МК III

Рыбкин Н.Н.

Брянский государственный технический университет, г.Брянск

Ключевые слова: подшипник скольжения, метод конечных элементов, программное обеспечение, Ruston and Hornsby 6 VEB-X Mk III.

Аннотация. Изложены возможности программного обеспечения VBFEM2.0 для моделирования специализированного класса задач подшипников жидкостного трения. Приведены расчеты для шатунного подшипника двигателя Ruston and Hornsby 6 VEB-X Mk III признанного эталоном в области УГД анализа.

Введение. В БГТУ развиваются [1-6] конечно-элементные методы расчета гидродинамики динамически нагруженных подшипников скольжения (ПС) на основе двухмерных уравнений Рейнольдса [7, 8]. В этих статьях изложены основные алгоритмы и варианты их реализации с учетом различных факторов, влияющих на гидродинамику ПС.

В основе разработанного нами алгоритма конечно-элементного моделирования течения жидкости цилиндрического ПС была принята методика, изложенная Генкой (В.К. Goenka) в [8]: реализован алгоритм расчета траектории цапфы вала, давлений и потоков в слое смазки динамически нагруженного подшипника скольжения с применением треугольных конечных элементов.

Комплекс программ VBFEM2.0, состоящий из 12 подпрограмм, имеет современный интерфейс для подготовки исходных данных и представления результатов расчетов. Поддерживается импорт геометрии из внешнего препроцессора Siemens Femap, а также импорт нагружения из Excel. Реализован механизм сравнения нескольких расчетов в режиме “на одном графике”. Выполнены расчеты [1-6] гидродинамических характеристик ПС нескольких машин при статическом и динамическом характере прикладываемой нагрузки. С помощью программного комплекса вычисляются гидродинамические давления, потоки истекающей жидкости, траектория движения вала в подшипнике и пр. На основе этих данных определяются такие критерии работоспособности ПС, как минимальный зазор, максимальное давление, потери мощности и др.

Постановка задачи. Рассмотрим моделирование гидродинамики для шатунного подшипника двигателя Ruston and Hornsby 6 VEB-X Mk III признанного эталоном в области УГД анализа и проведем сравнение полученных результатов расчета с аналогами.

На рис. 1 приведены следующие обозначения: d — диаметр вала; D — диаметр рабочей поверхности подшипника (расточки); x, y, z — декартовы координаты в плоскости, перпендикулярной оси подшипника, и вдоль оси; θ — угловая координата; ω — скорость вращения вала в подшипнике; e_x и e_y — проекции эксцентриситета (удаления центра вала от центра расточки

подшипника) на координатные оси; F_x и F_y — проекции на координатные оси нагрузки, действующей на вал.

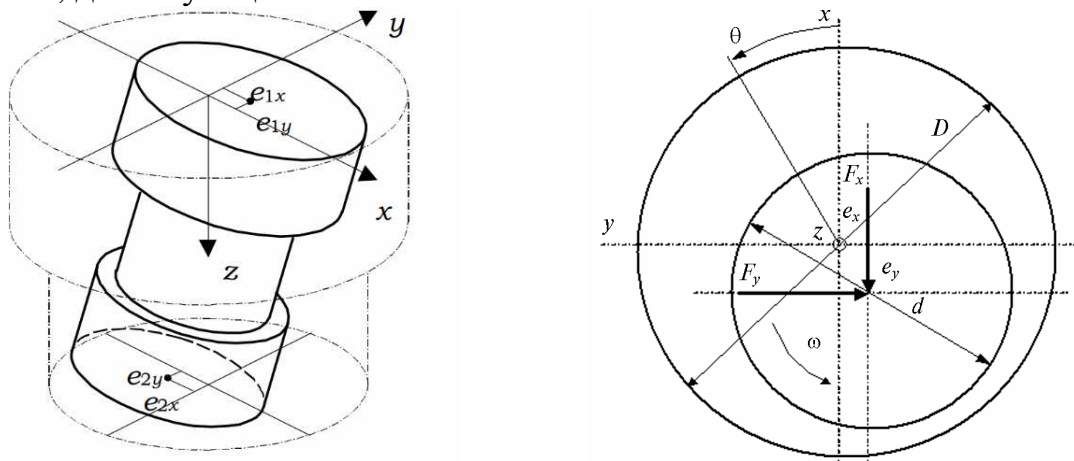


Рис. 1. Система координат подшипника скольжения

Параметры Ruston and Hornsby 6 VEB-X Mk III. Ширина подшипника – 0,057 м; диаметр втулки – 0,2032 м; радиальный зазор – 82,55 мкм; динамическая вязкость смазочного материала – 0,015 Па·с; радиус кривошипа – 0,184 м; длина шатуна – 0,782 м; угловая скорость – 20π рад/с. Динамическая нагрузка на ПС, состоящая из двух тактов, представлена на рис. 2.

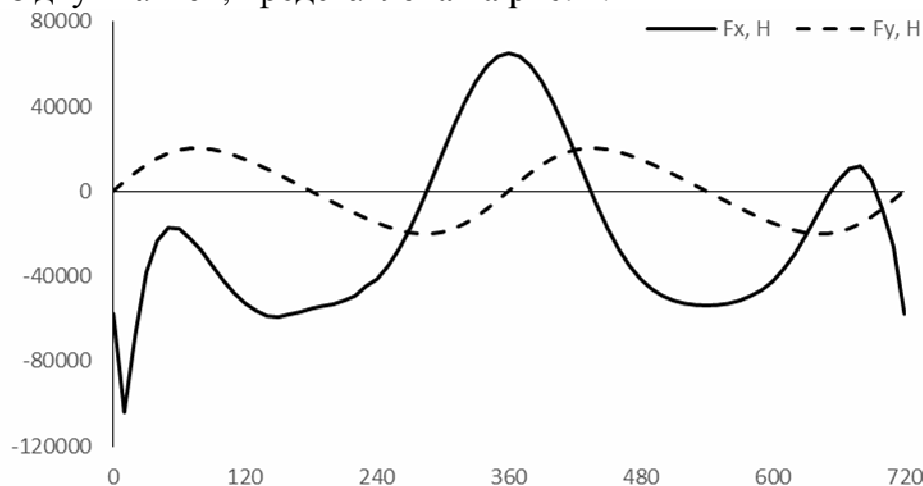


Рис. 2. Диаграмма нагружения

Дискретизация гидродинамических задач построением нерегулярных сеток КЭ на современных ЭВМ позволяет описать различные геометрические особенности ПС. При оценке эффективности конечноэлементных моделей течения жидкости в цилиндрических ПС, в работе [3] показана предпочтительность простейших треугольных КЭ первого порядка с использованием соответствующих зависимостей, приведённых, в частности, в статье Д. Букера и К. Хюбнера [7].

Многие программы для расчёта гидродинамических параметров ПС основаны на методе конечных разностей, менее трудоёмком в сравнении с МКЭ. Метод конечных разностей целесообразно применять для идеально цилиндрических поверхностей, когда сетка может быть регулярной. Вместе с тем, МКЭ имеет преимущества при необходимости учёта отклонений от цилиндричности, позволяя измельчать сетку КЭ вблизи таких конструктивных

особенностей, как масляные канавки, выходное отверстие канала для подвода смазки или при наличии поверхностных дефектов. Формулировка подобных задач дополняется граничными условиями, которые можно подразделить на геометрические (геометрия зазора), кинематические (скорости относительного движения поверхностей), силовые (уравнения равновесия) и условия разделения области определения задачи на область давлений и область отсутствия давлений (зона кавитации). Кроме того, граничными условиями являются заданные потоки и давления в точках подвода и стока жидкости.

Геометрические и кинематические граничные условия определяются зависимостями, описывающими изменение геометрии (толщины) зазора h . Если в них присутствует время, можно выделить компоненты скоростей и ускорений относительного движения противоположащих точек рабочих поверхностей. Выделяются также компоненты зазора, обусловленные радиальным смещением (эксцентриситетом) и угловым смещением (перекосом) осей вала и подшипника; упругими и термоупругими деформациями вала и подшипника; износом и другими факторами.

Кратко опишем основные факторы, влияющие на трудоёмкость решения нелинейной задачи механики жидкости. При статическом нагружении ПС нелинейность задачи обусловлена определением границ смазочного слоя и эксцентриситета e . При известном эксцентриситете каждой конфигурации зазора соответствует единственное очертание границ масляного клина. Внутри этого замкнутого контура давления не равны нулю, а на границе — равны нулю, но при ненулевых значениях потоков истекающей жидкости q . При достаточно мелкой сетке конечных элементов (рис. 3) эффективен алгоритм К. Мурти [9] поиска границ масляного клина, когда вначале принимается, что все узлы входят в зону масляного клина. Последовательное исключение крайних узлов из зоны в ходе итерационного решения позволяет найти реальную форму границы с точностью, определяемой размерами КЭ.

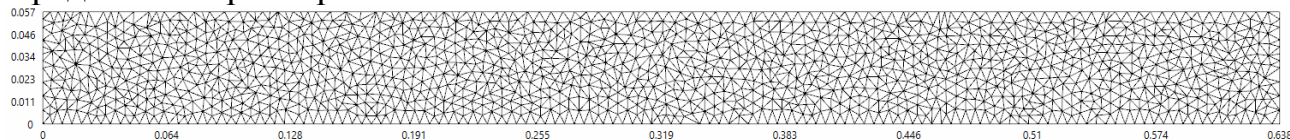
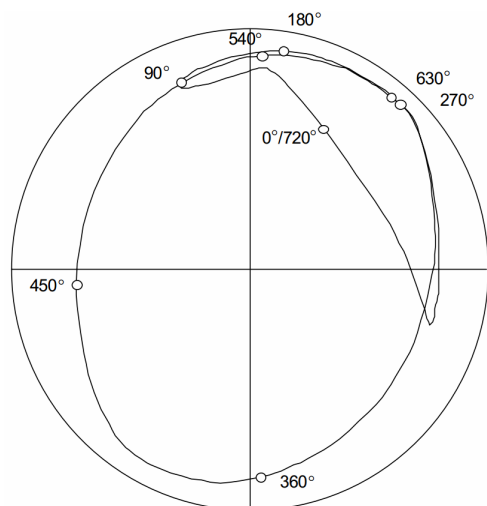


Рис. 3. Дискретизация развёртки смазочного слоя ПС Ruston and Hornsby 6 VEB-X Mk III треугольными конечными элементами

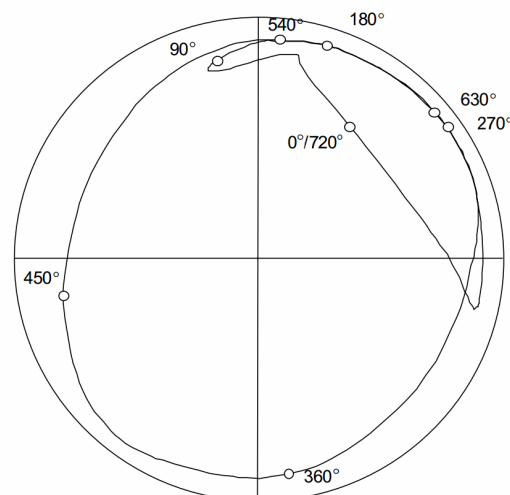
Результаты и обсуждение. Как видно из приведенных сравнений (рис 4), можно констатировать, что траектория вала, полученная с помощью программного комплекса VBFEM2.0 хорошо соотносится с экспериментальными и теоретическими расчетами, выполненными другими исследователями.

Также, приводим график (рис. 5) распределения давления для угла поворота вала при котором давление смазочного слоя максимально.

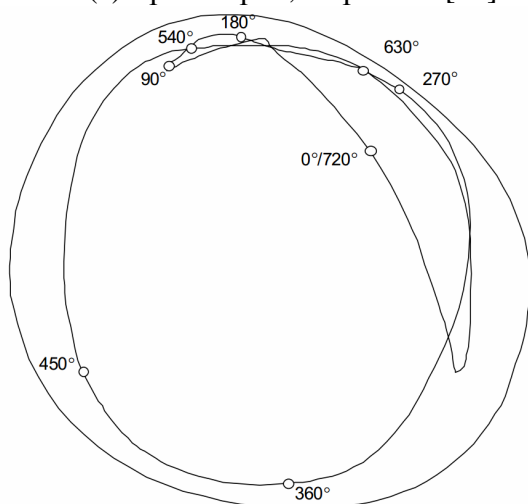
Исходя из вышеизложенных результатов, можно сделать вывод, что нами освоена конечноэлементная методика расчета течения жидкости в зазоре, которую можно эффективно применять для подшипников скольжения многих машин.



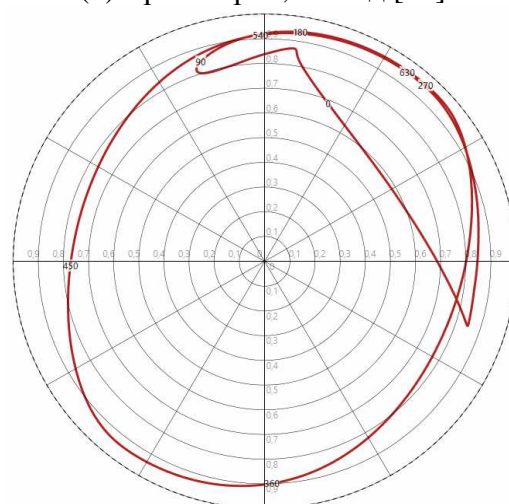
(а) Траектория, Хорселл [10]



(б) Траектория, Ллойд [10]



(в) Траектория, измеренная в динамической симуляционной машине Glacier Metal Co Ltd [10]



(г) Траектория, полученная в настоящей работе с помощью программного комплекса BVFEM2.0

Рис. 4. Траектории вала в относительных координатах подшипника Ruston and Hornsby 6 VEB-X Mk III

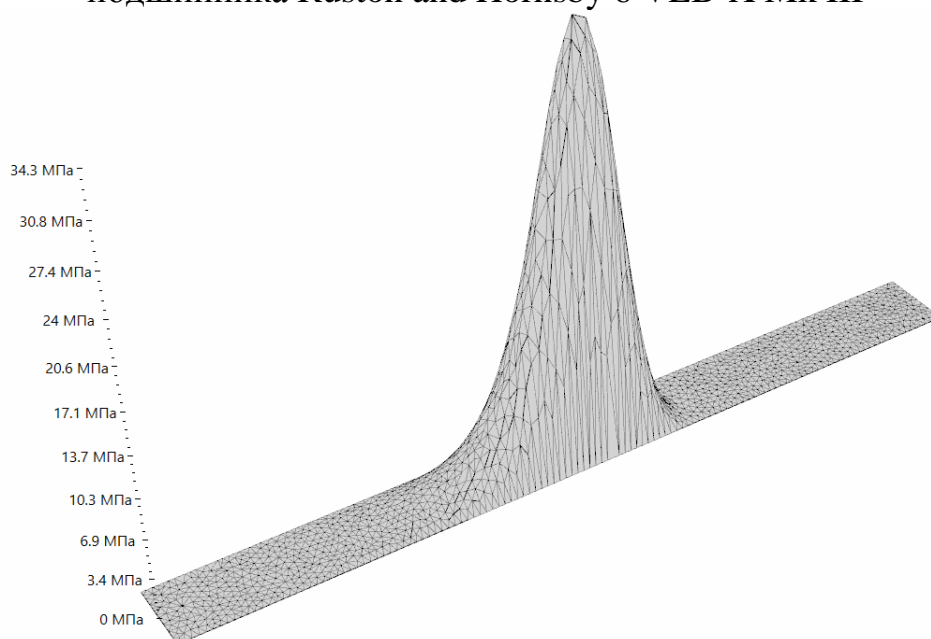


Рис. 5. Распределение давлений шатунного ПС Ruston and Hornsby 6 VEB-X Mk III при угле поворота вала 11°

Список литературы

1. Зернин М.В., Мишин А.В., Баншиков Ф.В. Гидродинамический расчет различных вариантов исполнения шатунных подшипников скольжения насосной установки УНП55-250 // Вестник БГТУ. – 2007. – №4 (16). – С. 73-79.
2. Мишин А.В., Зернин М.В. Конечноэлементная методика расчета динамически нагруженных подшипников скольжения с учетом отклонений формы рабочей поверхности от цилиндрической // Сборка в машиностроении и приборостроении – 2008. – №2. – С. 43-54.
3. Зернин М.В., Мишин А.В., Рыбкин Н.Н. Методика расчетной оценки предельных размеров дефектов поверхностей подшипников скольжения по критерию влияния их на параметры гидродинамики // Вестник БГТУ. – 2013. – №3. – С.14-23.
4. Рыбкин Н.Н., Зернин М.В. Реализация методики расчетной оценки на параметры гидродинамики подшипников скольжения с учетом радиальной податливости поверхностей // Вестник БГТУ. – 2013. – №4. – С.59-65.
5. Зернин М.В., Мишин А.В., Рыбкин Н.Н., Шилько С.В. Гидродинамический анализ подшипников скольжения. Часть 1: Учет нецилиндричности рабочих поверхностей // Трение и износ. – 2014. – Т. 35, № 5. – С. 584- 595.
6. Зернин М.В., Мишин А.В., Рыбкин Н.Н., Шилько С.В., Рябченко Т.В. Учет многозонного гидродинамического трения, перекоса осей и контактной податливости вала и втулки подшипников скольжения // Трение и износ. – 2017. – Т. 38, № 3. – С. 269- 279.
7. Букер Д.Ф. Применение метода конечных элементов в теории смазки: инженерный подход / Д.Ф.Букер, К.Х.Хюбнер // ТАОИМ. Проблемы трения и смазки. – 1972. – № 4. – С. 22-33.
8. Генка П.К. Динамически нагруженные радиальные подшипники. Расчет методом конечных элементов // ТАОИМ. Проблемы трения и смазки. – 1984. – № 4. – С. 10-20.
9. Murti K.G. Note on a Bard-Type Scheme for Solving the Complementarity Problem // Opsearch. – 1974 (11), 123-130.
10. Campbell J., Love P.P., Martin F.A., Rafique S.O. 1967, Bearings for Reciprocating Machinery: A Review of the Present State of Theoretical, Experimental and Service Knowledge, Proc. Inst. of Mech. Engrs., vol. 182 Pt 3A, pp. 51-74.

Сведения об авторе:

Рыбкин Николай Николаевич – аспирант БШТУ, г.Брянск.

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF HYDRODYNAMIC PROBLEMS FOR CYLINDRICAL JOURNAL BEARINGS. COMPARISON OF RESULTS OF BBFEM2.0 WITH ANALOGS ON THE EXAMPLE OF RUSTON AND HORNSBY 6 VEB-X MK III

Rybkin N.N.

Keywords: cylindrical friction bearing, hydrodynamic friction, finite elements method, software products, Ruston and Hornsby 6 VEB-X Mk III

Abstract. The article presents the functional of BBFEM2.0 software for modeling a specialized class of problems of friction bearings. There were performed several tests including some comparisons with available results found in the literature for the connecting rod big end of a Ruston and Hornsby 6 VEB-X Mk III Diesel engine.

References

1. Zernin M.V., Mishin A.V., Banshikov F.V. Hydrodynamic calculations of some variants of conrod journal bearings in UNP55-250 pumping unit // Vestnik BSTU. 2007. №4 (16). –P. 73-79.
2. Mishin A.V., Zernin M.V. Finite-Element Methods of Calculation of Dynamically Loaded Sliding Bearings Taking Into Account Shape Deviations of the Working Surface from the Cylindrical Surface // Assembly in Mechanical and Instrument Engineering. 2 (2008) 43–54.
3. Zernin M.V., Mishin A.V., Rybkin N.N. Method of journal bearing surface defects' limit size calculation by criterion of their influence on hydrodynamic characteristics // Vestnik BSTU. 2013. - №3. - P. 14-23.

4. Rybkin N.N., Zernin M.V. Techniques of estimation of hydrodynamics parameters of sliding bearings with the influence of the radial surface suppleness. // Vestnik BSTU. - 2013. - №4. - p.59-65.
5. Zernin M.V., Mishin A.V., Rybkin N.N., Shilko S.V. Hydrodynamic Analysis of Friction Bearings. Part 1: Consideration of Noncylindrical Working Surfaces// Journal of Friction and Wear 35(5):396.
6. Zernin M.V., Mishin A.V., Rybkin N.N., Shilko S.V., Ryabchenko T.V. Consideration of Multizone Hydrodynamic Friction, the Misalignment of Axes, and Contact Compliance of a Shaft and a Bush of Sliding Bearings Journal of Friction and Wear 38(3):242–251 June 2017.
7. Booker J. F, Huebner K. H. Application of Finite Element Methods to Lubrication: An Engineering Approach.// J. of Lubrication Tech 94(4), 313-323 (Oct 01, 1972).
8. Goenka P. K. Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis.// J. Tribol 106(4), 429-437 (Oct 01, 1984).
9. Murti K. G. Note on a Bard-Type Scheme for Solving the Complementarity Problem // Opsearch. – 1974 (11), 123-130.
10. Campbell J., Love P.P., Martin F.A., Rafique S.O. 1967, Bearings for Reciprocating Machinery: A Review of the Present State of Theoretical, Experimental and Service Knowledge. //Proc. Inst. of Mech. Engrs., vol. 182 Pt 3A, pp. 51-74.

УДК 621.9.048.6.04

<https://doi.org/10.26160/2618-6810-2019-2-83-86>

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Саханов Р.Л., Султанов В.А., Махмутов М.М.

*Казанский государственный архитектурно-строительный университет,
г.Казань*

Ключевые слова: вибрационные машины, станина, винтовой ротор, электродвигатель, моделирование, отделочно-зачистная обработка.

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы конструкции вибрационных машин, обосновывается утверждение об обработке вибрацией в диапазоне амплитуд перемещений от 10 до 500 мм и больше. Предложена технология и устройство на базе винтового ротора для увеличения надёжности деталей машин, позволяющая не только совмещать транспортно и технологические операции, но также обеспечивать обработку вибрацией **большой** амплитуды (от 10 до 500 мм и больше). Автор приходит к выводу, что двоякая кривизна поверхности обеспечивает усиление технологического и транспортного эффекта благодаря наличию разнонаправленных векторов в каждой точке.

Развитие вибротехники обусловлено ее преимуществами, это прежде всего конструктивная простота вибрационных машин (рис. 1), основными узлами которых является электродвигатель 1, совершающий вращательное движение, вибровозбудитель 2, преобразующий вращательное движение электродвигателя 1 в колебательное движение, закрепленная на станине система упругих сил 3, рабочий орган 4 (контейнер, сито, лоток и т.п.), которая своими стенками или дном сообщает колебательное движение массам загрузки 5, напитываемым деталям и т.п. продуктам обработки.

В известной схеме (рис. 1) массы загрузки вместе с массой рабочих органов достаточно велики, и поэтому большинство современных конструкций вибрационных машин работают в диапазоне амплитуд перемещений от 3 до 10