

Лабораторная работа

Анализ форм и частот собственных колебаний коленчатого вала

Введение

Знание параметров собственных колебаний становится важным в условиях динамического нагружения и при моделировании вибраций и переходных процессов в конструкциях. Частотный анализ является линейным и может учитывать эффекты затухания, но игнорирует пластическое течение материала и контактную жесткость.

Расчет параметров собственных колебаний конструкции – первый этап вибрационного исследования конструкции. Его целью является определение степени опасности возможных резонансных режимов. Если опасные гармоники не попадают в рабочий диапазон действующих внешних нагрузок, то конструкция обычно считается удовлетворительной с точки зрения прочности при вибрациях. В противном случае предпринимаются попытки изменить конструкцию таким образом, чтобы вывести ее собственные частоты за рабочий диапазон и (или) производится оценка опасности резонансных колебаний по величине возникающих деформаций и напряжений в конструкции.

При гармоническом анализе оценивается напряженно-деформированное состояние конструкции при вынужденных колебаниях, которые возбуждаются внешними периодически изменяющимися силами. Особенно опасными являются резонансные колебания, возникающие при совпадении собственной частоты конструкции и частоты внешних сил.

Одним из возбудителей резонансных явлений как в трансмиссии автомобиля, так и в его несущей системе, является двигатель внутреннего сгорания с его периодически меняющимся крутящим моментом.

Двигатель внутреннего сгорания имеет два основных возмущающих фактора, определяющих его вибрацию: опрокидывающий момент, возникающий под действием газовых сил в цилиндрах, и неуравновешенная сила,

вызванная возвратно-поступательным движением частей кривошипно-шатунного механизма.

Частота основной гармоника опрокидывающего момента для двигателя с равномерным чередованием рабочих ходов может быть определена по формуле [1]:

$$f_{\text{в}} = \frac{ni}{60\tau}, \quad (1)$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; i – число цилиндров двигателя; $\tau = 1$ для двухтактного двигателя; $\tau = 2$ для четырехтактного двигателя.

Некоторые двухрядные двигатели, например шести- и десятицилиндровые V-образные двигатели с углом развала 90° имеют неравномерное чередование рабочих ходов. Если в пределах каждого ряда цилиндров такого двигателя интервалы между вспышками в цилиндрах одинаковы (как, например, у двигателя ЯМЗ-236), то частота основной гармоника опрокидывающего момента

$$f_{\text{в}} = \frac{0,5ni}{60\tau}. \quad (2)$$

Влияние крутящего момента, создаваемого силами инерции, обычно приходится учитывать в четырехцилиндровых четырехтактных двигателях и двигателях с неравномерным чередованием вспышек, где он вносит вклад в гармоники второго и более высокого порядков.

В данной работе анализ форм и частот собственных колебаний рассматривается для коленчатого вала 6-цилиндрового дизельного двигателя. Для этого двигателя диапазон частот вращения коленчатого вала при холостом ходе лежит в диапазоне 550...2275 об/мин, поэтому частота основной гармоника опрокидывающего момента (см. (1)) лежит в пределах 36,7...151,7 Гц.

Анализ собственных форм колебаний коленчатого вала

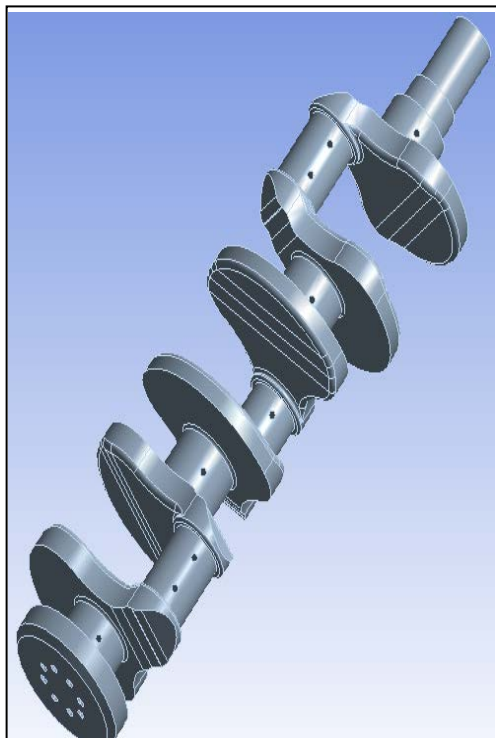


Рис. 1. Твёрдотельная модель коленчатого вала двигателя

Твёрдотельная модель коленвала двигателя, разработанная в пакете трехмерного моделирования SolidWorks (рис. 1), импортируется в Ansys Workbench в нейтральном формате PARASOLID.

Следует отметить, что достаточно часто модели сложных деталей, созданные в пакетах трехмерного моделирования, содержат в себе элементы (грани и ребра) очень малых размеров. Это приводит к тому, что в процессе разбиения на конечные элементы создается большое число мелких элементов в тех местах, где в этом нет необходимости. В результате получаются расчетные модели с необоснованно

большой размерностью, что значительно затрудняет их анализ. Ниже, в разделе, посвященном созданию конечно-элементной сетки, рассмотрены приемы, позволяющие избежать данных проблем.

Анализ форм и частот собственных колебаний коленвала двигателя проводится в программном комплексе ANSYS Workbench в следующей последовательности.

1. Запуск ANSYS Workbench и импортирование геометрии из внешнего файла.

- 1.1. Создать в поле схемы проекта новый расчет – расчет собственных форм колебаний: **Analysis Systems > Modal (ANSYS)**; перетащить мышкой выбранный компонент в поле схемы проекта; задать имя компонента: «Modal_KV_V6».

- 1.2. В новом компоненте из контекстного меню для ячейки **Geometry** (вызывается щелчком правой кнопки мышки) выбрать пункт **Import Geome-**

try > Browse... и указать расположение файла модели коленвала двигателя.

2. Войти в режим редактирования модели: из контекстного меню для ячейки **Model** выбрать пункт **Edit...** В открывшемся окне с левой стороны вверху располагается панель дерева проекта (Outline), содержащая ключевые компоненты расчета. Под нею располагается панель параметров (Details of ...), в которой задаются параметры и опции для выбранного компонента. Справа располагается графическое окно с моделью.

3. Сохранить проект: **File > Save Project...** Задать имя файла.

В ходе работы рекомендуется сохранять проект после каждой трудоемкой операции.

4. Создание конечно-элементной сетки.

4.1. Задать метод разбиения на конечные элементы (сетка с преобладанием шестигранных элементов): из контекстного меню для элемента **Mesh** выбрать **Insert > Method ...**, указать в графическом окне тело коленвала; **Details of “Automatic Method” > Geometry > Apply; Details of “Automatic Method” > Method > Hex Dominant**.

4.2. Задать характерный размер элемента (0,005 м): из контекстного меню для элемента **Mesh** выбрать **Insert > Sizing...**, указать в графическом окне тело коленвала; **Details of “Sizing ” > Geometry > Apply; Details of “Body Sizing ” > Element Size > 0,005**.

4.3. Попытаться провести разбиение коленвала на конечные элементы: из контекстного меню для элемента **Mesh** выбрать **Generate Mesh**. В процессе своей работы генератор сетки выдает сообщение об ошибке из-за присутствия в модели мелких граней и ребер.

Для решения данной проблемы можно воспользоваться инструментом для создания так называемой виртуальной топологии (Virtual Topology). Этот инструмент позволяет объединить в общие грани или ребра, называемые виртуальными ячейками (Virtual Cell), несколько смежных граней или ребер, тем самым удалив из модели мелкие грани и ребра.

4.4. Создать в проекте элемент виртуальной топологии: из контекстного меню для элемента **Model (A4)** выбрать **Insert > Virtual Topology**.

4.5. Создать виртуальные ячейки: из контекстного меню для элемента **Virtual Topology** выбрать **Generate Virtual Cells**. В результате будет создано 37 виртуальных граней и 18 виртуальных ребер.

4.6. Провести повторное разбиение на конечные элементы: из контекстного меню для элемента **Mesh** выбрать **Generate Mesh**. Если полученная сетка имеет проблемные участки с сильно вытянутыми элементами, необходимо удалить автоматически созданную на этом участке виртуальную ячейку (Virtual Face #) и вернуться к первоначальной геометрии.

4.7. При необходимости, удалите виртуальную ячейку: из контекстного меню выбрать нужную грань, затем **Delete Selected Virtual Entities (And Dependents)**.

4.8. Затем провести повторное разбиение на конечные элементы: из контекстного меню для элемента **Mesh** выбрать **Generate Mesh**. Полученная в результате конечно-элементная модель (рис. 2) может быть использована для дальнейшего расчета. Данные о количестве созданных узлов и элементов можно посмотреть в панели параметров: **Details of «Mesh» > Statictics**.

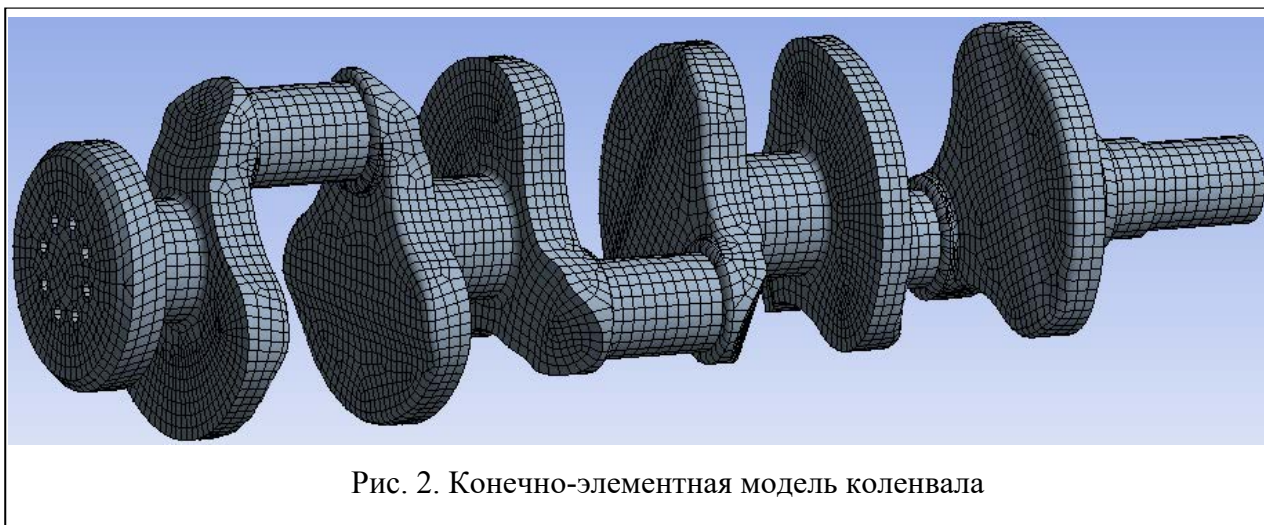
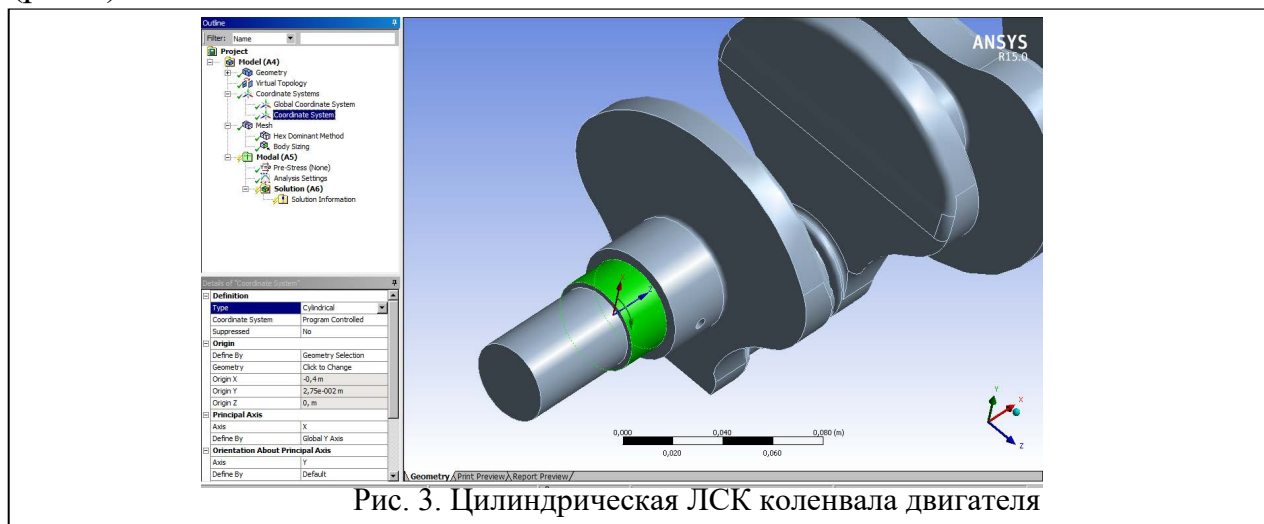


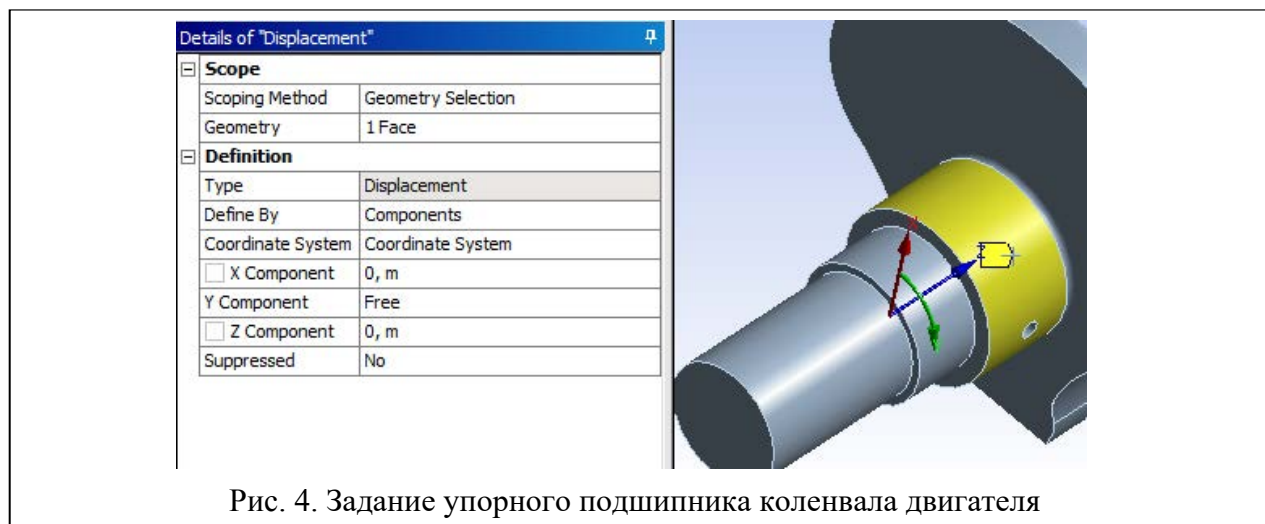
Рис. 2. Конечно-элементная модель коленвала

5.1. Создать на носке коленвала ЛСК. Для этого через контекстное меню Modal (A5) – Coordinate System выбрать Insert > Coordinate System. Далее выбрать поверхность коренной шейки в районе носка коленвала. Ось Z сориентировать вдоль оси коленвала. Тип координатной системы - Cylindrical (рис.3).



5.2 Задать граничные условия.

С помощью граничного условия типа Displacement смоделировать упорный подшипник, зафиксировать первую коренную шейку коленвала в осевом и радиальном направлениях, позволив свободное вращение вокруг оси (рис. 4). В качестве координатной системы выбрать созданную ЛСК.



Далее также с помощью граничного условия типа Displacement смоделировать коренные подшипники на второй, третьей и четвёртой шейках коленвала, ограничив перемещение вдоль X (рис. 5). В качестве координатной системы также выбрать ЛСК.

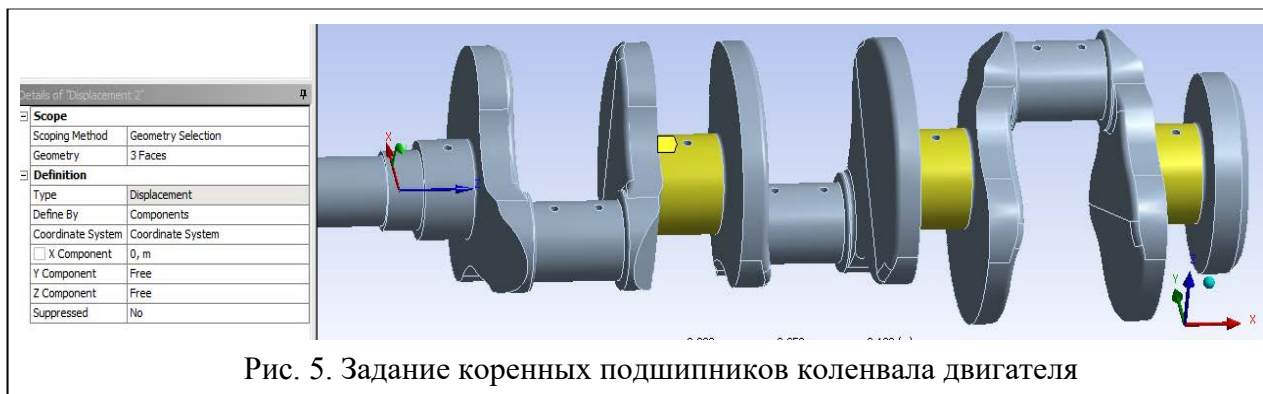


Рис. 5. Задание коренных подшипников коленвала двигателя

6. Задать требуемое для отыскания максимального числа форм и частот собственных колебаний (десять): выбрать в дереве проекта **Modal (A5) > Analysis Settings**, а в панели параметров **Details of "Analysis Settings"** указать **Max Modes to Find > 10**.

7. Выполнить расчет форм и частот собственных колебаний коленвала: из контекстного меню для элемента **Modal (A5)** выбрать **Solve**. После успешного завершения расчета в дереве проекта около элемента **Solution (A6)** появится зеленая «галочка».

8. Проанализировать результаты расчета и определить формы и частоты собственных колебаний коленвала двигателя: выделить в таблице раздела Tabular Data все найденные собственные частоты (второй столбец таблицы). Далее ПКМ > Create Mode Shape Results. В результате этих действий в **Solution (A6)** появятся 10 пунктов Total Deformation, соответствующие той или иной форме собственных колебаний из частотной таблицы. Для удобства анализа необходимо выделить их, затем ПКМ > Rename Based on Definition.

Также для просмотра форм собственных колебаний удобно использовать средства анимации, встроенные в комплекс. Значения всех найденных собственных частот коленвала приведены в панели табличных данных.

Отметим, что первые десять найденных собственных частот коленвала лежат в диапазоне от 676,86 Гц до 3550,4 Гц, что значительно превышает частоту основной гармоник опрокидывающего момента (см. п. 1). Поэтому можно считать, что с точки зрения выбора частот собственных колебания, коленвал двигателя спроектирован правильно.