

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

С. А. ГЛИНКИН

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебное пособие



Владимир 2013

УДК 621.01
ББК 31.365я73
Г54

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор
Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
А. Р. Кульчицкий

Кандидат технических наук, доцент
Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
ведущий инженер-конструктор ОАО «НИПТИЭМ»
С. А. Журавлев

Кандидат технических наук, профессор
зав. кафедрой «Тракторы и автомобили» Нижегородской
государственной сельскохозяйственной академии
Л. А. Жолобов

Печатается по решению редакционно-издательского совета ВлГУ

Глинкин, С. А. Расчет деталей поршневых двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / С. А. Глинкин ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2013. – 107 с. – ISBN 978-5-9984-0379-8.

Рассмотрены основные приемы работы в программной среде Ansys Workbench. Приведены примеры расчетов ответственных элементов двигателя внутреннего сгорания, испытывающих тепловое и механическое нестационарное нагружение.

Предназначено для студентов дневной и заочной форм обучения специальности 140501 – Двигатели внутреннего сгорания, направлений 140500 – Энергомашиностроение, 140100 – Теплоэнергетика и теплотехника; специальностей 190601 – Автомобили и автомобильное хозяйство, 190603 – Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (по отраслям). Соответствует требованиям государственных образовательных стандартов указанных специальностей и направлений.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС 3-го поколения.

Табл. 7. Ил. 100. Библиогр.: 16 назв.

УДК 621.01
ББК 31.365я73

ISBN 978-5-9984-0379-8

© ВлГУ, 2013

Список используемых сокращений

вуз – высшее учебное заведение;

ГУ – граничные условия;

КВ – коленчатый вал;

КС – камера сгорания;

КШМ – кривошипно-шатунный механизм;

КЭ – конечный элемент;

КЭМ – конечно-элементная модель;

ЛКМ – левая кнопка мыши;

МКЭ – метод конечных элементов;

НДС – напряженно-деформированное состояние;

ПКМ – правая кнопка мыши;

САПР – система автоматизированного проектирования;

СКМ – средняя кнопка мыши;

ТНДС – тепловое напряженно-деформированное состояние;

САЕ – компьютерная система проведения инженерных расчетов (*от англ. Computer-aided Engineering*);

CAD – система компьютерного моделирования (*от англ. CAD, Computer-Aided Design*);

ЦПГ – цилиндропоршневая группа.

ВВЕДЕНИЕ

Современный этап развития науки и техники предопределяет огромный поток информации, а с тем и огромные возможности самосовершенствования для каждого инженера-выпускника вуза. Сегодня выпускник должен уметь мыслить многомерно и творчески. Стало уже недостаточно, а в большей степени практически невозможно строить свои умозаключения, основываясь только на традиционных методах расчета. Все более престижным и значимым считается умение использовать современные компьютерные методы расчета. Ни одна современная разработка не обходится без компьютерного моделирования и численных исследований, поэтому инженер, владеющий современным инструментарием, выглядит более достойно.

В данной работе приводятся практические примеры использования компьютерных методов расчета применительно к деталям поршневых двигателей внутреннего сгорания. Практические примеры приведены в виде лабораторных работ и 6 приложений. Все расчеты проводятся в программной среде *Ansys Workbench*. В основе проведения численных расчетов в программной среде *Ansys Workbench* лежит метод конечных элементов (МКЭ). К студенту, впервые берущего в руки данное пособие, предъявляется одно требование – знание теории МКЭ и методов расчета деталей двигателя внутреннего сгорания.

Изложенный в пособии материал будет способствовать формированию у студентов профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС 3-го поколения, поскольку при изучении целого ряда дисциплин необходимо будет использовать базовые знания в области естественнонаучных дисциплин, а также применять их в своей профессиональной деятельности.

Лабораторная работа № 1

ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ В СРЕДЕ ANSYS WORKBENCH

На сегодняшний день существует достаточное количество САПР, которые содержат в себе модуль построения геометрии детали *CAD* (от

англ. *CAD, Computer-Aided Design*) и модуль проведения инженерных расчетов САЕ (от англ. *Computer-Aided Engineering*). Кроме того, студент уже должен владеть некоторыми основами твердотельного моделирования в ходе изучения предметов по специальности. Изучение основ моделирования в среде *AnsysWorkbench* незначительно отличается от моделирования в других пакетах сторонних разработчиков, поэтому не должно вызвать особых трудностей.

Однако у некоторых студентов может возникнуть вопрос: «Зачем мне это, я и так умею строить трехмерные модели деталей двигателя в программной среде?» И отчасти он будет прав. Но тут необходимо рассмотреть некоторые аспекты этого вопроса:

Во-первых, *AnsysWorkbench* является программой, позволяющей совмещать функции *CAD*- и *CAE*-систем, а такая связка обеспечивает большую гибкость при работе (например, проведение параметрических (оптимизационных) исследований выглядит более выгодно).

Во-вторых, выполнение конструкторского анализа в одной программной среде подчеркивает высокий уровень подготовки инженера (не всегда под рукой может оказаться нужная *CAD*-система).

Однако при использовании сложной геометрии или в каких-либо других случаях можно (рекомендуется) использовать для создания геометрии расчетных моделей другие *CAD*-системы, например *SolidWorks*, *Pro/Engineer* и др. Отметим также, что *Workbench* поддерживает ассоциативную связь с большинством современных *CAD/CAE* программ.


Построение твердотельной модели поршня тракторного дизеля средствами Ansys Workbench




Данная лабораторная работа, скорее, носит ознакомительный характер, и большую часть материала студент должен изучить самостоятельно.

Запуск программы. Для запуска программы *AnsysWorkbench* существуют два способа:

1. Через стартовое меню *Пуск – Программы – Ansys – Workbench*;
2. Используя *CAD*-систему (*SolidWorks*, *Pro/Engineer* и т.д.).

После запуска программы открывается графическая панель пользователя, который будет разделен на два окна: *Toolbox* и *Project Schematic*.

На панели *Toolbox* выбираем категорию *Component System* и запускаем подпрограмму *Design Modeler* создания детали, нажав два раза ЛКМ на значке  *Geometry* (*Геометрия*). После выполнения данной команды в окне

Project Schematic будет создан блок А, который содержит геометрию детали. Для того чтобы войти в режим редактирования, нажимаем два раза ЛКМ на значке  Geometry  . После чего будет запущен модуль работы с геометрией *Design Modeler*.

Главное меню программы *Design Modeler* содержит пункты, характерные для большинства программ твердотельного моделирования.



Наша задача – на конкретном примере разобрать и усвоить для себя назначение большинства кнопок (нерассмотренные функции программы изучаются в ходе самостоятельной работы).


Стоит сказать немного слов о способах управления в графическом окне программы:

- ЛКМ – отвечает за выделение геометрии;
- СКМ – позволяет ориентироваться в пространстве и вращать модель;
- ПКМ – позволяет масштабировать деталь и вызывать контекстное меню.

Предварительно для установки единиц измерения, которые будут использоваться во всех расчетах проекта, необходимо в меню главного окна программы *Units* выбрать необходимую систему единиц. Установим метрическую систему единиц проекта *Metric*.


Для создания упрощенной модели поршня необходимо определиться с последовательностью операций, которые мы будем выполнять в ходе построения. В нашем случае поршень тракторного дизеля будет представлять собой тело вращения. Поэтому первой операцией логично будет совершить операцию вращения. Далее необходимо будет создать бобышки и другие конструктивные элементы: фаски, камеру сгорания, перемычки, вырезы и т.д. Для создания модели поршня с помощью операции вращения необходимо построить эскиз. Эскиз будет представлять собой профиль поршня и ось вращения.

Для создания эскиза выбираем ЛКМ в дереве построения (*Tree Outline*) плоскость *XYPlane*. В графическом окне пунктиром подсвечиваются оси *x* и *y*. Чтобы перейти в режим редактирования эскиза, необходимо выбрать закладку *Sketching* все в том же окне. Для ортогональной ориентации к плоскости эскиза необходимо выбрать на панели иконку  либо вызвать контекстное меню через ПКМ и выбрать  *Look at*, что равноценно.

Для создания профиля поршня выбираем в панели *Sketching Toolboxes* закладку *Draw* и иконку с линией  *Line*. Для удобства рисования

вертикальных и горизонтальных линий включим отображение вспомогательной сетки с помощью панели *Sketching Toolboxes–Settings*, установив галочку напротив *Grid–Show in 2D* .

Во время создания линий рядом будут появляться буквы *V* и *H* (привязки), определяющие пространственное положение линии в эскизе. Буква *V* показывает, что линия имеет строго вертикальное положение, а буква *H* определяет горизонтальную линию. Чтобы прекратить создание очередной линии, необходимо нажать *Escape*.

При создании профиля требуется частая смена масштаба, например при рисовании канавок под компрессионные или маслосъемные кольца, поэтому очень удобно использовать локальное масштабирование. С помощью нажатой ПКМ выделяем прямоугольный участок для необходимого увеличения и отпускаем кнопку. Для возврата к общему виду эскиза используем команду в контекстном меню (через ПКМ) *Zoom to Fit* или нажимаем иконку  на главной панели.

После выполнения серии команд *Line* должен получиться контур поршня, показанный на рис. 1.1.

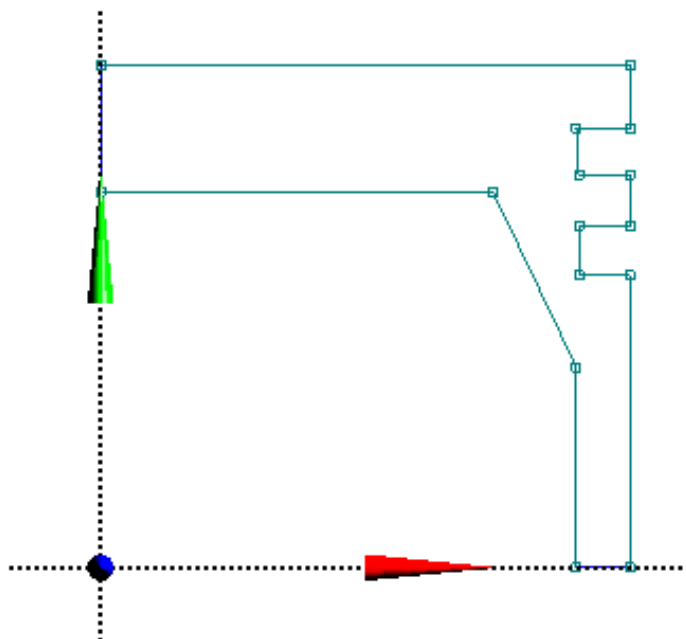


Рис. 1.1. Созданный контур поршня

После того как был получен контур поршня, необходимо его измерить. Для этого выбираем вкладку *Sketching Toolboxes – Dimensions*. На этой вкладке в зависимости от того, какой размер мы хотим проставить, выбираем соответствующую иконку:

- *General* – линейный размер линии;
- *Horizontal* или *Vertical* – горизонтальный или вертикальный размер соответственно;
- *Length/Distance* – длина или расстояние между объектами эскиза;
- *Radius* или *Diameter* – радиальный или диаметральный размер соответственно.

Образмеривание контура должно дать результат, подобный рис. 1.2.

Отметим, что величина размера может быть изменена в любое время в окне *Details View* либо выполнением команды *Sketching Toolboxes – Dimensions – Edit*. И в том и другом случае необходимо указать размер, который будет редактироваться.

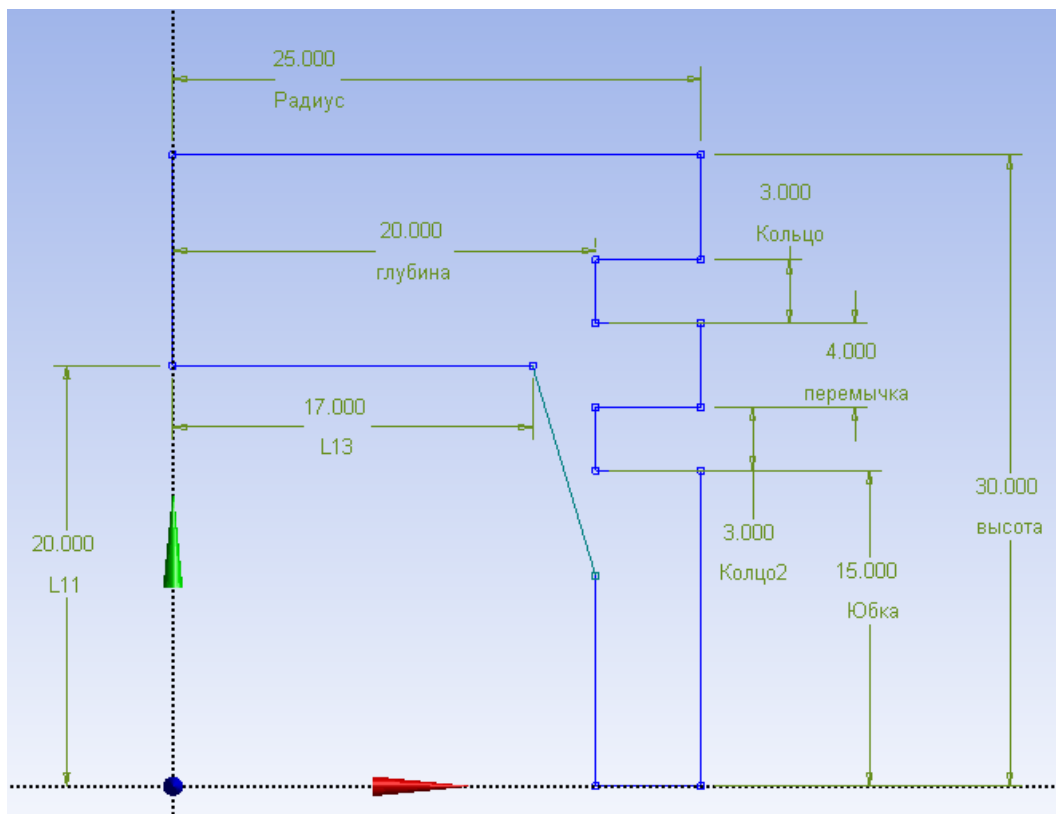



Рис. 1.2. Контур поршня с нанесенными размерами

Для видимости характеристик размера необходимо выполнить команды *Sketching Toolboxes – Dimensions – Display* и выбрать отображение имени размера (*Name*) или значения (*Value*). Для того чтобы выйти из эскиза, выбираем вкладку *Tree Outline – Modeling*. Отметим, что построенный эскиз *Sketch1* появился в окне *Tree Outline – плоскость XYPlane*.

После того как был получен основной профиль поршня, приступаем к построению трехмерной модели основного тела. Для вращения постро-

енного профиля используем команду  Revolve, после выбора которой в окне *Details View* появляется окно настроек параметров операции вращения (рис. 1.3).

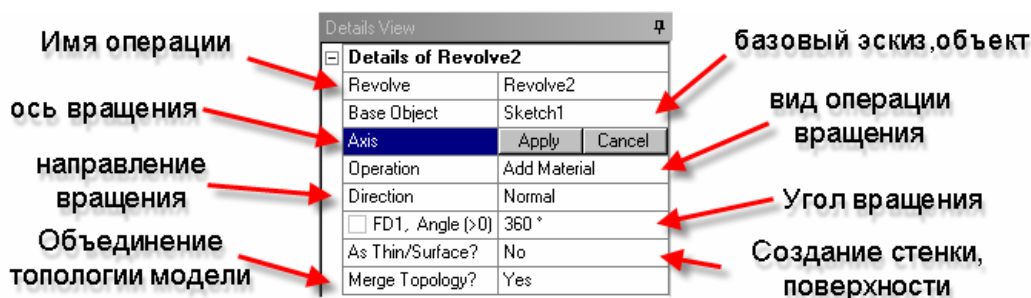



Рис. 1.3. Настройки операции вращения

В качестве базового объекта укажем созданный ранее эскиз. Ось вращения будет ось Y. Остальные настройки оставим по умолчанию (см. рис. 1.3). Для того чтобы завершить операцию, выберем на главной панели иконку регенерации  Generate. Эту операцию можно осуществить и через контекстное меню, нажав ПКМ.

После выполнения команды *Revolve* должна быть получена деталь, изображенная на рис. 1.4.

Следующим этапом создания трехмерной твердотельной модели поршня является построение бобышек.

Сперва необходимо построить плоскость, в которой будет построен эскиз-контур бобышки. Такая плоскость будет смещена от уже существующей плоскости *XYPlane* в направлении оси Z на расстояние, которое будет зависеть от индивидуальных особенностей поршня. В нашем случае это расстояние составляет 12 мм (половина расстояния между бобышками).

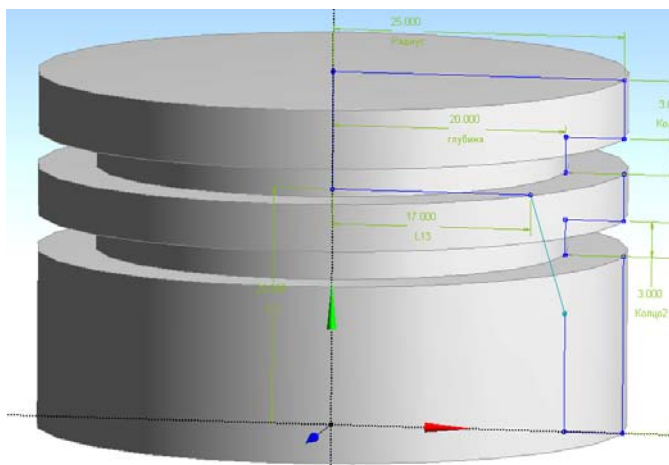



Рис. 1.4. Результат выполнения операции Revolve

Чтобы создать новую плоскость, выберем на панели значок *New Plane* . Настройки, доступные при создании плоскости, приведены на рис. 1.5.


Установим для параметра *Transform1* значение *Offset Z* (нажав ПКМ)

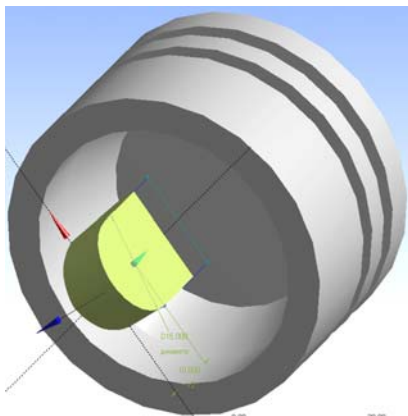
Details of Plane5	
Plane	Plane5
Type	From Plane
Base Plane	XYPlane
Transform 1 (RMB)	None
Reverse Normal/Z-Axis?	No
Flip XY-Axes?	No
Export Coordinate System?	No

и укажем величину *Value*, равную 12 мм. Остальные настройки оставим по умолчанию. Для завершения операции вызовем контекстное меню и выберем *Generate*. Плоскость будет создана.

Рис. 1.5. Настройки окна новой плоскости

Плоскость будет создана.

На построенной плоскости создаем эскиз, нажав ЛКМ иконку нового эскиза  на главной панели. Построение эскиза аналогично построению эскиза в операции вращения. Эскиз контура бобышки показан на рис. 1.6. Для выхода из операции построения эскиза нажимаем *Tree Outline – Modeling*.



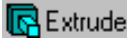
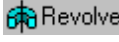
Выбираем операцию  *Extrude*, аналогичную операции  *Revolve*. Настройки параметров операции оставляем по умолчанию, кроме пункта *Extent Type*, значение которого с помощью ЛКМ устанавливаем – *To Next*, и пункта *Operation*, значение которого устанавливаем *Add Frozen*. После выполнения операции будет создано 2 различных тела.


Рис. 1.6. Эскиз контура бобышки

Далее необходимо получить зеркальную копию построенной бобышки относительно плоскости *XYPlane*. Для этого воспользуемся командой *Pattern*. Настройки команды осуществим согласно рис. 1.7.

Details View	
Details of Pattern5	
Pattern	Pattern5
Pattern Type	Circular
Geometry	1 Body
Axis	Selected
<input type="checkbox"/> FD2, Angle	180 °
<input type="checkbox"/> FD3, Copies (>0)	1

Рис. 1.7. Настройки окна копирования бобышки

Для создания операции вызываем контекстное меню (ПКМ) и нажимаем *Generate*. После выполнения команды будут получены 3 тела.

Наша следующая задача – осуществить соединение этих трех тел в одно тело, для чего воспользуемся командой булевой операции *Create* –  *Boolean*. Для выполнения команды необходимо с зажатой клавишей CTRL выделить три тела. После того как выделение тел закончено, завершаем операцию командой *Generate*. Если все выполнено правильно, то в окне *Tree Outline* мы должны наблюдать одно единственное твердое тело (рис. 1.8).

Построенная модель поршня не содержит отверстие под поршневой палец. Для устранения этого недостатка мы построим новый эскиз окружности в плоскости *XYPlane* и воспользуемся командой *Extrude* (рис. 1.9). Отличие этой команды от уже ранее осуществимой, состоит только в настройках параметров.

Обращаем внимание на рис. 1.3 и строчку *Operation*, где установлено значение *Add material* (добавление материала). Нам необходимо применить обратную операцию удаления части материала. Для этого вместо опции *Add Material* устанавливаем значение *Cut Material*. Остальные настройки установим: *Direction* – *Both/Symmetric* (симметричное удаление материала с обеих сторон), *Extent Type* – *Through All* (поскольку отверстие под палец сквозное, то выбираем опцию «насквозь»).

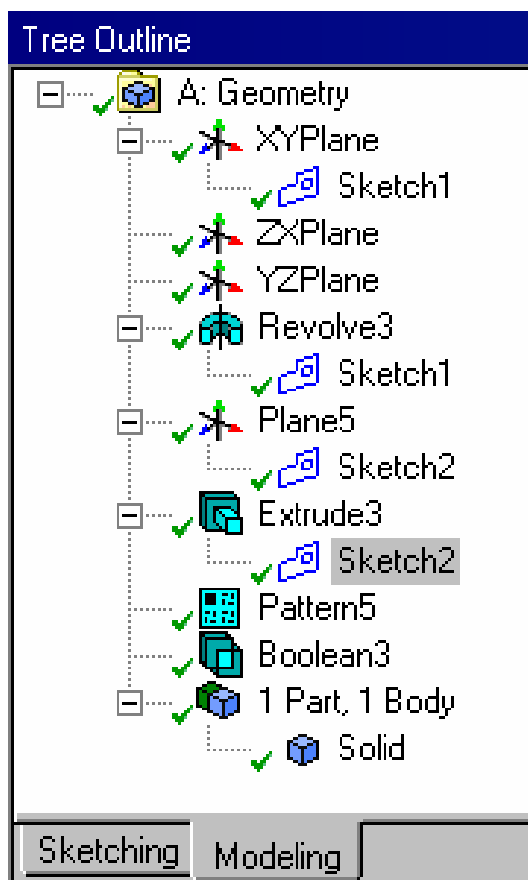


Рис. 1.8. Вид окна проекта после объединения частей

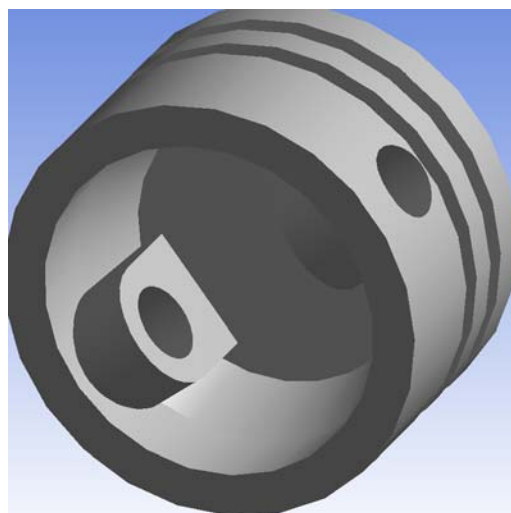




Рис. 1.9. Вид модели поршня с отверстием под палец

Основные операции по построению трехмерной модели поршня выполнены. Далее создадим фаски, скругления и разбивку на расчетные зоны.

Для выполнения операции фаски выбираем в главном окне команду  Chamfer. К настройкам данной команды относятся вид фаски, количество объектов и размерные величины самой операции (рис. 1.10).

Во-первых, выберем с нажатой клавишей *Ctrl* два нижних ребра поршня, находящихся на юбке, и в строке *Details View – Geometry* выберем *Apply*. Установим тип фаски на *Type – Left-Angle*. И в заключение укажем величину фаски 1 мм и угол наклона 45° . Закончим выполнение операции командой *Generate*.

Аналогично команде Chamfer выполняется скругление. Для этого служит команда  Blend, которая позволяет выбрать как постоянный радиус округления *Fixed Radius Blend*, так и переменный – *Variable Radius Blend*.

Внутренняя часть поршня после применения операций *Chamfer* и *Radius Blend* показана на рис. 1.11.

Details View	
[-] Details of Chamfer1	
Chamfer	Chamfer1
Geometry	2 Edges
Type	Left-Angle
<input type="checkbox"/> FD1, Left Length (>0)	1 mm
<input type="checkbox"/> FD3, Angle	45 °

Рис. 1.10. Настройки операции создания фаски

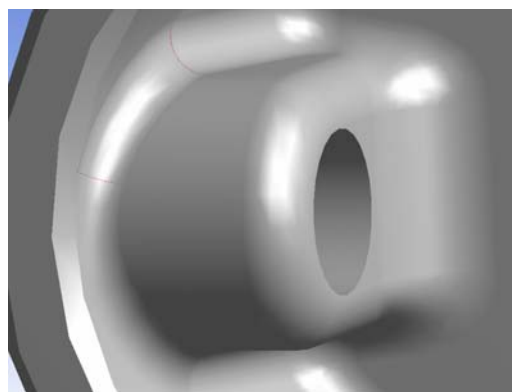


Рис. 1.11. Вид на внутреннюю часть поршня после применения операций скругления и фаски

В заключение практического знакомства с модулем *Design Modeler* рассмотрим построение расчетных зон теплоотдачи. Впоследствии эти зоны будут служить для задания граничных условий (ГУ) теплообмена на поверхности поршня при решении задачи о тепловом состоянии поршня.

Для создания расчетных зон на верхней поверхности поршня необходимо создать эскиз, показанный на рис. 1.12.

Используя операцию *Extrude* с установленным значением *Operation = Imprint Faces*, получаем отпечаток эскиза на поверхности поршня. Для получения расчетных зон на боковой и внутренней поверхности поршня воспользуемся аналогичной процедурой.

Созданные расчетные зоны поршня в индивидуальном порядке могут быть выбраны с помощью ЛКМ (рис. 1.13).

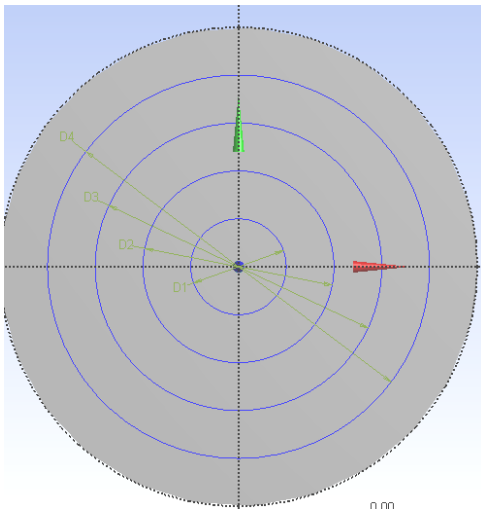


Рис. 1.12. Эскиз расчетных зон

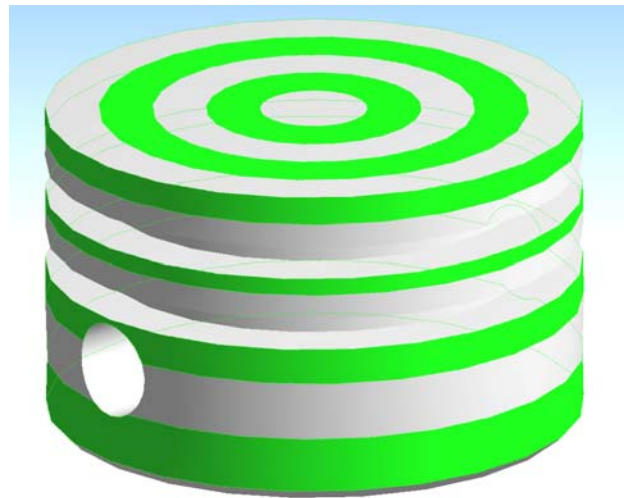


Рис. 1.13. Результат разбивки поверхности поршня на расчетные зоны

Таким образом, твердотельная модель поршня для проведения расчета подготовлена. Стоит отметить, что в нашем случае модель поршня симметрична относительно двух главных плоскостей, поэтому в дальнейших расчетах мы можем ее упростить, оставив лишь четверть. Такая модель будет рассмотрена далее при выполнении расчетов.

Отметим также альтернативный вариант получения геометрии для проведения расчетов. Как уже было оговорено, если геометрическая модель была получена с помощью существующих CAD-систем, то ее можно импортировать, выбрав пункт *Import Geometry* (рис. 1.14).

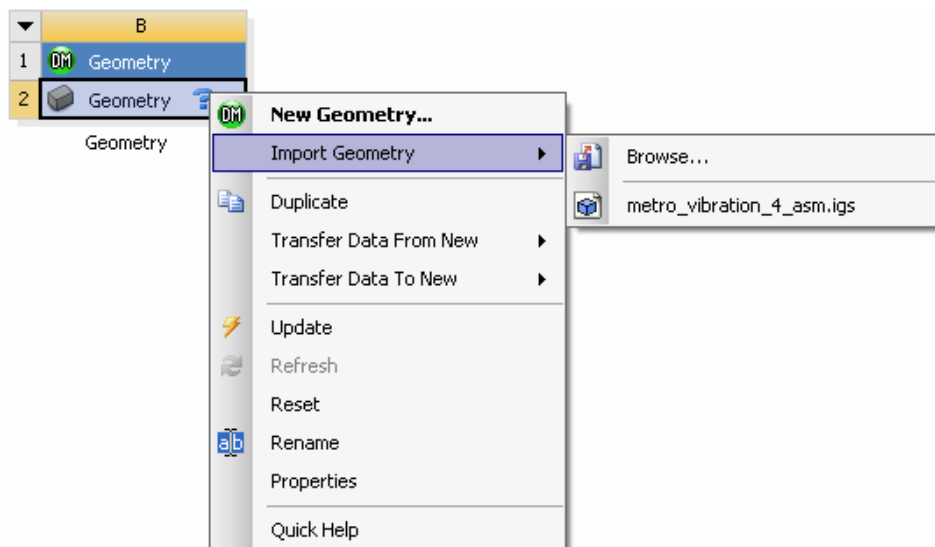


Рис. 1.14. Импорт геометрии из сторонней CAD-системы

Пользователю доступны следующие форматы данных: Parasolid (.x_b, .x_t), IGES (.iges, .igs), SolidWorks (.SLDPRT, .SLDASM), Unigraphics NX (.prt), Inventor (.ipt, .iam), Pro/Engineer (.prt, .asm) и множество других форматов.

Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Объясните, что такое проект *Ansys Workbench*.
2. Определите назначение окна *Project Schematic*.
3. Используя какой модуль *Workbench*, можно создать геометрическую модель расчетной модели?
4. Назовите альтернативные методы получения расчетной модели.
5. Расскажите о назначении окон *Toolbox*, *Project Schematic*, *Messages*, *Files*, *Properties of Schematic*.
6. Каким образом задаются единицы измерения в проекте?
7. Выполните импортирование геометрической модели в *Workbench* из любой CAD-системы.
8. Самостоятельно постройте по три модели в *Design Modeler* следующих объектов, визуально соблюдая пропорциональность размеров (прил. 1).
9. Объясните различие между кнопками *Refresh Project* и *Update Project*.
10. Опишите контекстное меню *Design Modeler* при построении эскиза.
11. С помощью выполнения какой команды можно настроить отображение значений размеров на экране?

Лабораторная работа № 2

СТАЦИОНАРНОЕ ТЕПЛОВОЕ НАГРУЖЕНИЕ ПОРШНЯ

Теоретическая часть

Прежде чем рассматривать задачу нестационарной теплопроводности поршня, изучим основные приемы работы с программой *Ansys Workbench* на задаче о стационарном тепловом нагружении поршня.

Задача определения поля температур связана с решением уравнения теплопроводности, которое при постоянных теплофизических характеристиках материала имеет вид

$$K_{xx} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + K_{yy} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + K_{zz} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - Q = 0,$$

где K_{xx} , K_{yy} , K_{zz} – коэффициенты теплопроводности материала поршня в соответствующих направлениях, Вт/(м·К); Q – количество теплоты, выделяющейся в единице объема внутренними источниками теплоты (при их наличии).

Уравнение при использовании МКЭ преобразуется к системе линейных уравнений. Узловые температуры конечноэлементной модели поршня определим после решения этой системы уравнений

$$[K]\{T\} + \{F\} = 0,$$

где $[K]$ – матрица теплопроводности КЭМ; $\{F\}$ – вектор тепловой нагрузки КЭМ.

Для решения задачи о тепловом состоянии поршня необходимо задать граничные условия теплообмена на его поверхности. В качестве основных ГУ, описывающих тепловое взаимодействие поверхностей поршня и окружающей среды, используются следующие:

условие I рода – распределение температуры на поверхности F

$$T = T_{II}(x, y, z),$$

где $T_{II}(x, y, z)$ – заданная на поверхности поршня функция температуры, полученная с помощью обработки индикаторной диаграммы или результатов термометрирования поршня;

условие II рода – плотность теплового потока q_0 через поверхность F или часть ее

$$q_0 = -\lambda \frac{\partial T(x, y, z)}{\partial n},$$

где n – внешняя нормаль к поверхности тела в точке с координатами x, y, z ;

условие III рода – температура окружающей среды T_∞ и закон теплообмена α между средой и поверхностью поршня F

$$-\lambda \frac{\partial T(x, y, z)}{\partial n} = \alpha(T - T_\infty),$$

где α – коэффициент теплоотдачи с окружающей средой на поверхности поршня, Вт/(м²·К); T, T_∞ – температура в определенной точке поршня и температура окружающей среды над этой точкой, К; λ – коэффициент теплопроводности материала поршня, Вт/(м·К).

Для расчета теплового состояния поршня принято задавать ГУ I и III рода.

Для определения численного значения коэффициента теплоотдачи α на поверхности камеры сгорания поршня в качестве исходного уравнения могут использоваться критериальные уравнения Г. Вошни

$$\alpha_{\text{Вошни}} = 127,9 D^{-0,2} T_{\infty}^{-0,53} p^{0,8} \left[C_m C_1 + C_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_0) \right], \quad (2.1)$$

если выражение $2C_1 C_m \left(\frac{V_c}{V_{\varphi}} \right)^2 C_3 \geq C_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_0)$,

то $\alpha_{\text{Вошни}} = 127,9 D^{-0,2} T_{\infty}^{-0,53} p^{0,8} \left[C_m C_1 \left(1 + 2 \left(\frac{V_c}{V_{\varphi}} \right)^2 C_3 \right) \right]^{0,8}$.

Здесь в уравнении $C_1 = 6,18 + 0,417 C_u / C_m$ – для процессов газообмена; $C_1 = 2,28 + 0,308 C_u / C_m$ – для процессов сжатия – сгорания – расширения; $C_2 = 0,00324$ – для дизелей с непосредственным впрыскиванием, м/(с·К); $C_3 = 1 - 1,2 \exp(-0,65 \alpha_B)$.

Кроме того, при определении коэффициентов теплоотдачи рекомендуется использовать также зависимость Г. Хохенберга

$$\alpha_{\text{Хохенберг}} = C_1 V_{\varphi}^{-0,06} T_{\infty}^{-0,4} p^{0,8} (C_m + C_2)^{0,8}, \quad (2.2)$$

где $C_1 = 130$ и $C_2 = 1,4$.

В формулах (2.1) и (2.2) T_a – температура рабочего тела в начале такта сжатия, К; D – диаметр цилиндра, м; p, p_0, p_a – текущее давление в цилиндре, окружающей среды и начала сжатия, бар; C_m – средняя скорость поршня, м/с; $V_a, V_c, V_{\varphi}, V_h$ – объем цилиндра в начале такта сжатия, сгорания, а также текущий и рабочий объем цилиндра, м³; α_B – коэффициент избытка воздуха; C_u / C_m – отношение тангенциальной скорости вращающегося заряда к средней скорости поршня.

Поскольку формулы Вошни и Хохенберга не позволяют получить удовлетворительные результаты, то хорошее совпадение значений α с экспериментальными данными вероятно при использовании среднеарифметического их значения

$$\alpha = (\alpha_{\text{Вошни}} + \alpha_{\text{Хохенберг}}) / 2.$$

В некоторых случаях можно воспользоваться следующей зависимостью для определения коэффициента теплоотдачи со стороны КС (формула Эйхельберга)

$$\alpha = (6,1 + 0,65 P_e) \sqrt{T_a} \sqrt[3]{c_m} ,$$

где T_a – температура начала сжатия, К; C_m – средняя скорость поршня, м/с; P_e – среднее эффективное давление, кг/см² (1 МПа = 10 кг/см²).

Мы рассмотрели несколько способов численного определения коэффициентов теплоотдачи на поверхности поршня. С остальными методами расчета можно ознакомиться в специализированной литературе.

Практическая часть

Решение задачи о тепловом стационарном нагружении поршня выполним в несколько этапов.

Создание трехмерной модели в любой доступной среде трехмерного моделирования (*SolidWorks*, *Компас*, *DesignModeler* и т.п.).

Создание конечно-элементной модели (КЭМ) поршня.

Задание граничных условий теплообмена.

Решение стационарной задачи теплопроводности.


Анализ температурного состояния поршня.

1. Создание трехмерной модели

Построение трехмерной модели поршня было рассмотрено в предыдущей лабораторной работе, поэтому рассмотрим только выбор материала.

2. Создание конечно-элементной модели поршня

Для создания КЭМ модели поршня используем модуль симуляции Ansys Mechanical. Для запуска этого модуля мы должны к уже существующему блоку А, содержащему геометрию поршня, добавить блок, содержащий расчет теплового состояния.

Для этого в окне Toolbox выберем с помощью ЛКМ иконку теплового анализа  Steady-State Thermal (ANSYS) и перенесем ее в свободное место в окне (рис. 2.1). Перед нами появится блок В, представляющий собой тепловой расчет поршня и разделенный на элементы (рис. 2.2). Вкратце опишем каждый элемент более детально:

Engineering Data – библиотека, содержащая модели материалов.

Geometry – геометрия расчетной модели.

Model – этот элемент содержит конечно-элементную сетку геометрической модели.

Setup – блок, содержащий настройки кинематических и силовых ГУ, а также настройки решателя.

Solution и *Results* – решение и просмотр результатов решения.

Для того чтобы осуществить связь между блоками, необходимо с нажатой ЛКМ перетащить геометрию модели из блока А в блок В. После этого окно схемы проекта будет аналогично рис. 2.2.

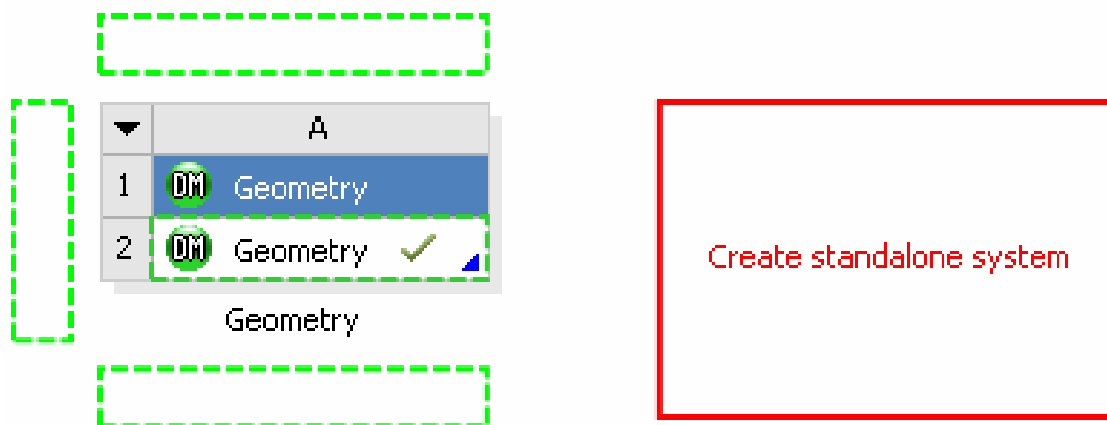


Рис. 2.1. Схема проекта при создании нового блока

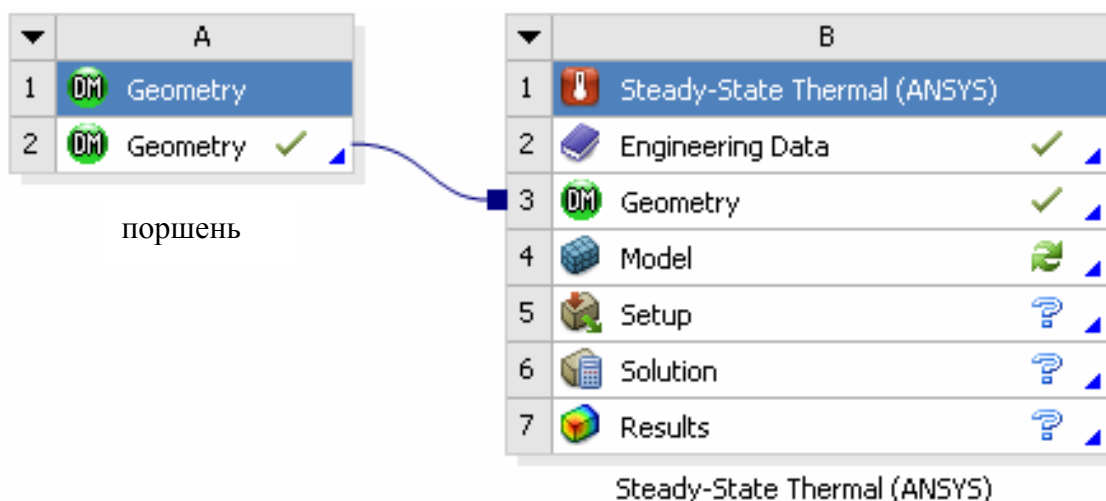



Рис. 2.2. Вид схемы проекта теплового анализа поршня

После этого приступаем к созданию конечно-элементной сетки, для чего нажимаем ПКМ на 4-м пункте блока В (см. рис. 2.2). В появившемся контекстном меню выбираем функцию редактирования  **Edit...** для запуска модуля *Mechanical*.

Сетка конечных элементов является базисом для построения системы линейных уравнений. Конечно-элементную сетку можно получить двумя способами: автоматически и вручную.

При автоматической генерации сетки пользователю остается только визуальная оценка качества сгенерированной сетки. Если она его устраи-

вадет, то можно переходить к расчетному этапу. Если сетка с точки зрения пользователя является неудовлетворительной, то необходимо настроить параметры построения сетки.

При построении КЭМ поршня необходимо соблюдать ряд простых правил, которые помогут получить качественный и адекватный результат.

К таким правилам, прежде всего, стоит отнести:

- для получения качественной картины изменения физической величины размер конечного элемента должен быть на порядок меньше как минимум характерного геометрического размера модели (например, если размер конечных элементов радиуса скругления бобышки составляет 5 мм, то размер конечного элемента должен быть не более 0,5 мм);
- для уменьшения затрат машинного времени необходимо стремиться к снижению количества КЭ, одновременно с этим учитывая возможные последствия такого упрощения;
- для уменьшения количества КЭ возможно исключать из геометрической модели мелкие объекты (радиусы, фаски, насечки и т.д.) при условии, что при этом не будут искажены результаты расчета.

Одновременно с созданием КЭМ поршня рассмотрим основные настройки сеточного генератора (рис. 2.3).

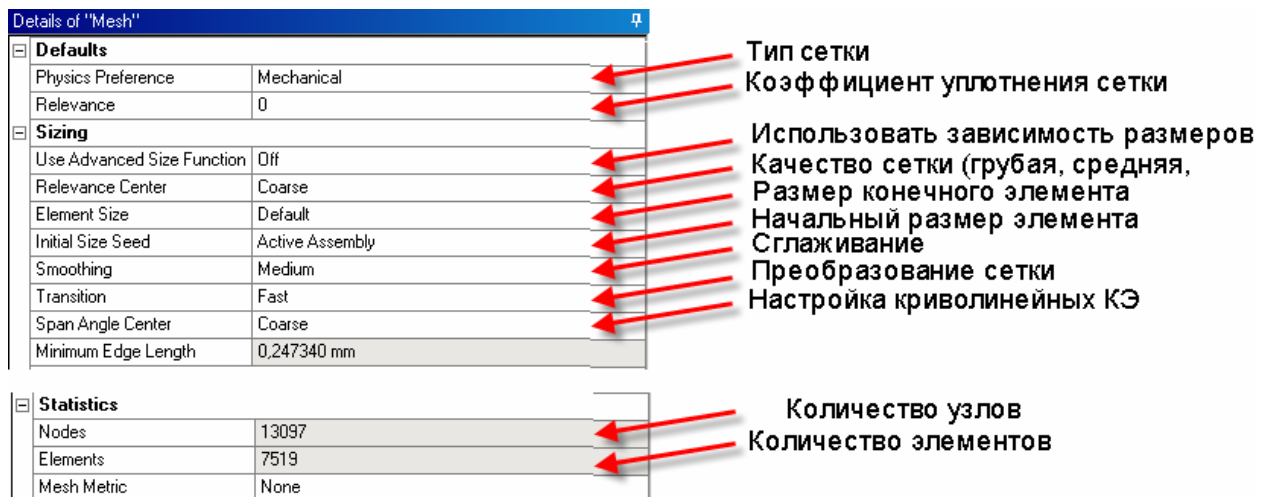

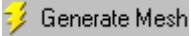


Рис. 2.3. Основные настройки сеточного генератора

Создадим сетку с настройками по умолчанию. Для этого необходимо на главной панели нажать иконку , в которой необходимо выбрать . После выполнения команды в графическом окне мы сможем наблюдать созданную КЭМ поршня (рис. 2.4, а).

Теперь проведем ряд изменений в параметрах сеточного генератора для более тонкой настройки конечно-элементной сетки:

1. Установим значение *Element Size* = 1,25 мм. Этот параметр управляет размером КЭ на всех поверхностях, ребрах и объемах модели поршня. В информационном окне *Statistica* отметим, что количество КЭ изменилось на порядок в большую сторону (рис. 2.4, б).

2. Изменим еще один параметр, который позволит изменить сетку. Этот параметр *Relevance*. Установим значение уплотнения сетки *Relevance* = 100 (рис. 2.4, в).

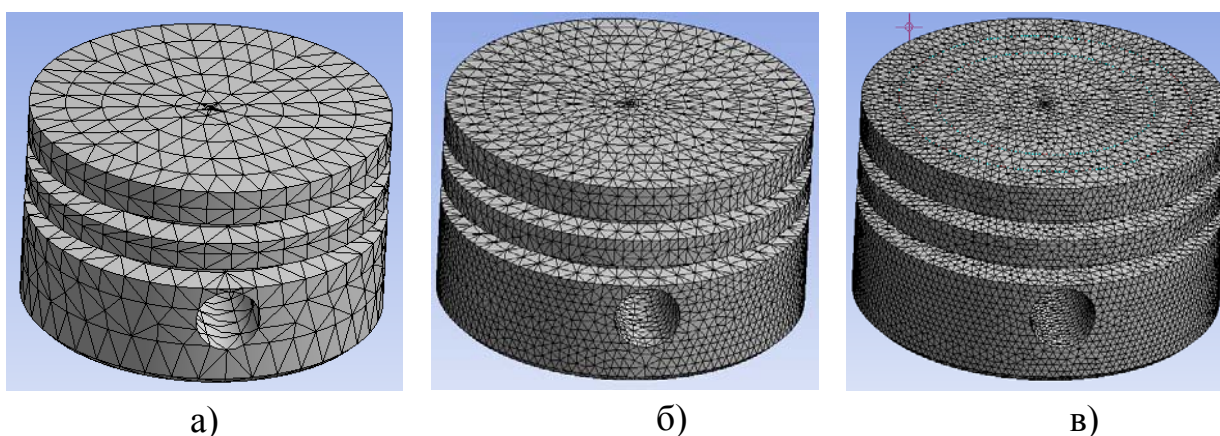


Рис. 2.4. КЭМ поршня

Рассмотрим еще одну панель - **Mesh Control**. К возможностям команды *Mesh Control* относится настройка геометрической формы элементов, управление размерами элементов, в том числе и локально (рис. 2.5).

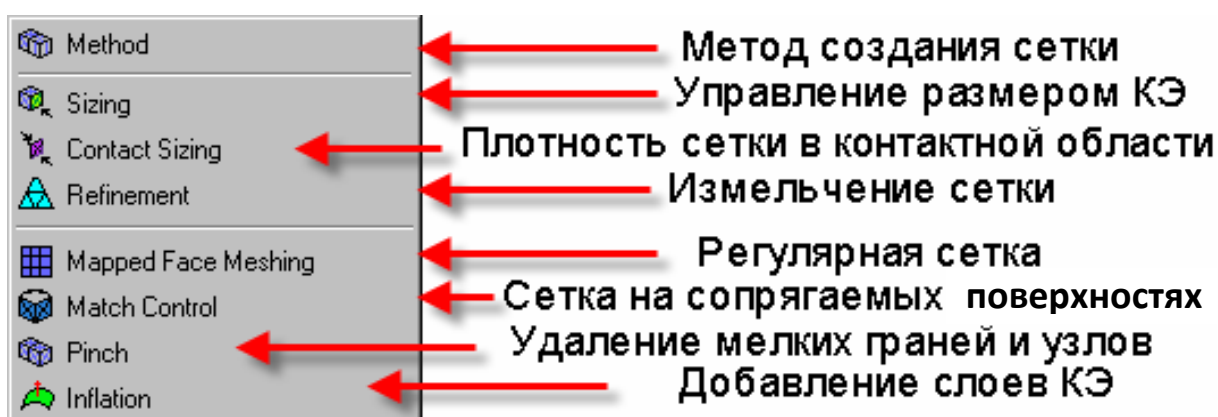
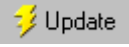


Рис. 2.5. Основные настройки сеточного генератора

В нашем случае воспользуемся командами *Sizing* и *Refinement*. Первая команда (*Sizing*) позволяет точно управлять размером КЭ в любом мес-

те геометрической модели. Вторая (*Refinement*) позволяет уменьшать размер КЭ в выбранной области.

Итак, выберем команду *Sizing* и укажем размер элемента *Element Size* = = 0,5 мм для трех поверхностей на днище поршня, расположенных ближе всего к центру. Выполним команду . Получим сетку КЭ, представленную на рис. 2,6, а. Теперь же попробуем уже созданную сетку лишь немного изменить. Для этого воспользуемся командой *Mesh – Insert – Refinement*. В качестве целевой геометрии выберем первую межкольцевую перемычку в поршне, а также установим *Refinement* = 2 (рис. 2.6, б).

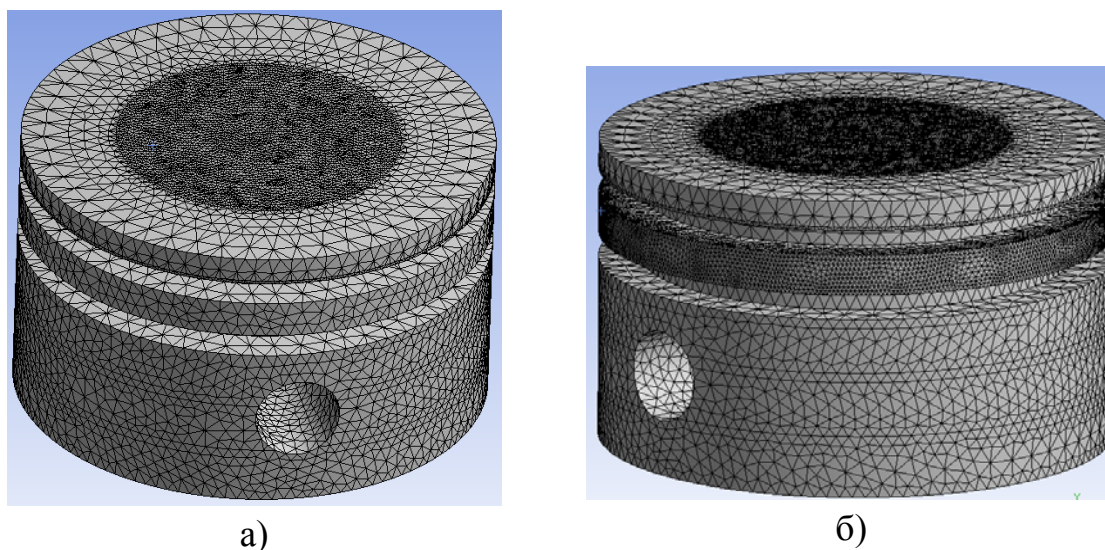
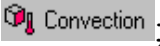


Рис. 2.6. Модифицированная сетка КЭ

3. Задание граничных условий теплообмена

Создав КЭМ поршня, переходим к заданию ГУ на поверхности поршня: коэффициентов теплообмена и температуры окружающей среды.

Задание граничных условий происходит в следующем порядке:

- выполняем команду *Steady-State Thermal – Insert- Convection* ;
- выбираем поверхность, к которой будем применять данное ГУ;
- вводим в поле значений *Film Coefficient* численное значение коэффициента теплоотдачи, а в поле *Ambient temperature* – численное значение температуры окружающей среды;
- повторяем процедуру для оставшихся поверхностей.

Для задания ГУ достаточно удобно сводить все граничные условия в таблицу, в которой будут проставлены номера расчетных зон и соответствующие этим зонам численные значения расчетных параметров. Кроме того, таблица может содержать сведения о нескольких режимах нагружения.

Пример ГУ теплообмена поршня тракторного дизеля с камерой сгорания приведен в таблице и на рис. 2.7. Эта таблица и рисунок содержат данные для двух расчетных режимов.

Граничные условия теплообмена

Номер по-верх-ности (рис. 2.7)	Режим XX		Режим номинальной мощности	
	α , Вт/(м ² ·К)	T_{∞} , К	α , Вт/(м ² ·К)	T_{∞} , К
1	300	580	400	923
2-3	400	653	400	923
4	600	653	400	923
5	600	653	700	973
6	600	653	700	973
7-8	700	653	700	973
9-10	700	653	650	923
11-13	600	653	650	923
14-15	650	473	650	523
16-17	650	453	650	523
18	900	473	900	523
19	0.01	473	0.01	503
20	18000	473	18000	473
21-22	400	463	400	463
23	600	463	600	453
24	0.01	463	0.01	453
25	16000	463	16000	453
26-27	400	453	400	453
28	0.01	453	0.01	453
29	14000	443	14000	453
30	400	433	400	443
31	500	433	500	443
32	0.01	423	0.01	433
33	12000	423	12000	433
34	500	393	600	423
35-36	600	393	600	423
37-38	600	388	600	423
39-42	200	353	250	363

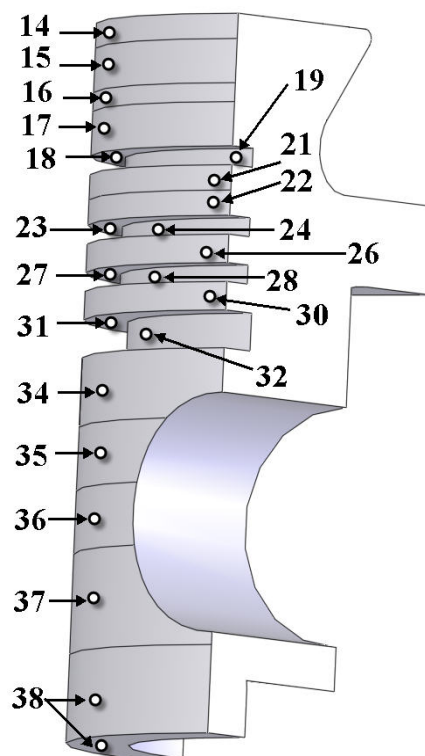
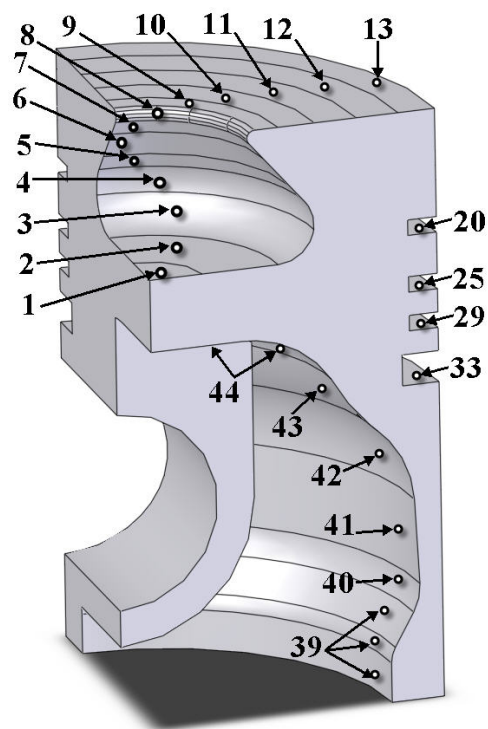


Рис. 2.7. Схема разбиения поверхности поршня на зоны конвективной теплоотдачи

После задания граничных условий теплообмена для всех поверхностей поршня графическое окно должно выглядеть аналогично рис. 2.8.

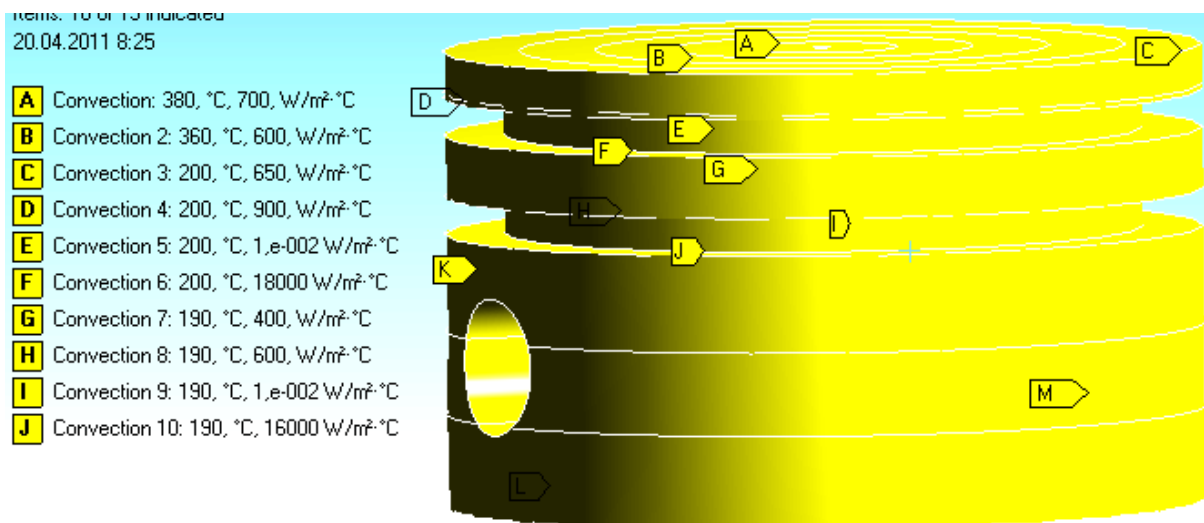


Рис. 2.8. Модель поршня с обозначением приложенных нагрузок


4. Решение стационарной задачи теплопроводности


Перед тем как запустить выполнение программы убедимся в правильности выбора материала. Посмотреть текущий материал модели можно, если в окне *Outline* выбрать с помощью ЛКМ геометрию модели **Model (B4)** → **Geometry** → **Solid**, и в окне *Details of "Solid"* выбрать *Material – Assignment*.

В данном случае по умолчанию установлен материал *Structural Steel* (конструкционная сталь). Попробуем установить материал, более подходящий к материалу поршня, например алюминиевый сплав.

Для назначения материала поршню необходимо перейти в п 2. блока В (см. рис. 2.2), называющийся *Engineering Data*, не закрывая текущее окно.

В открывшемся окне выберем окно с названием *Outline Filter*. В этом окне представлены все материалы, которые доступны пользователю. Материалы по физико-механическим свойствам разбиты на группы. Сейчас нас в первую очередь интересует группа с названием **General Materials** (основные материалы). Для того чтобы посмотреть, какие материалы входят в библиотеку **General Materials**, необходимо выполнить команду *View – Outline*, после чего откроется окно *Outline of General Materials*. Именно в этом окне нам сейчас надо отметить новый материал, который мы хотим использовать. Отметим через ПКМ материал *Aluminum Alloy* (алюминиевый сплав) и выберем, нажав ЛКМ, **Add to B2: Engineering Data**. Эта процедура позволит выбрать алюминиевый сплав в дальнейшем при решении задачи.

Для выхода из библиотеки материалов нажимаем ЛКМ-иконку с обозначением  (возвращение в проект).

Для изменения материала поршня переключаемся в окно  Setup, которое должно быть открыто, и открываем окно, где ранее мы смотрели материал модели поршня. Нажав ЛКМ в категории *Material* и выбрав пункт *Assignment*, устанавливаем материал, который мы добавили в библиотеку.

Строчка *Assignment* должна выглядеть следующим образом:

Assignment	Aluminum Alloy
------------	----------------

. Таким образом, мы присвоили поршню новый материал – алюминиевый сплав (*Aluminum Alloy*).

Перед запуском решающей программы построим графики результатов, которые нас будут интересовать при анализе теплового состояния поршня. В первую очередь нас будет интересовать эпюра распределения температуры или, другими словами, распределение температуры в поршне.

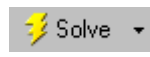
Для автоматического получения эпюры распределения температуры после выполнения решения надо выполнить следующие команды: *Solution* (нажав ПКМ) – *Insert* – *Thermal* – *Temperature*. После выполнения этой команды в дереве *Outline* в разделе *Solution* появится иконка, представляющая распределение температуры. Значок молнии рядом с этой иконкой свидетельствует о том, что данные необходимо обновить или запустить задачу на решение.




Рис. 2.9. Результат добавления новых эпюр в модель


Аналогично предыдущей команде добавим также эпюры теплового потока (*Solution* – *Insert* – *Thermal* – *Total Heat Flux*) и эпюру ошибки (*Solution* – *Insert* – *Thermal* – *Thermal Error*). Окно *Outline* должно выглядеть аналогично рис. 2.9.

Для запуска решателя необходимо выполнить команду

, которая располагается на главной панели. Информация о текущих действиях программы в процессе решения отображается при выборе ЛКМ-иконки *Solution Information* на закладке *Worksheet*.

5. Анализ полученных результатов

После выполнения решения рядом с иконками результатов появятся значки  (зеленые галочки), которые свидетельствуют о том, что решение выполнено полностью и результаты получены. Теперь можно ознакомиться с результатами решения.

Отообразим поле температур поршня на режиме холостого хода. Для этого с помощью ЛКМ выбираем в дереве объект  Temperature (температура). Графическое окно после этой команды должно выглядеть подобно рис. 2.10.

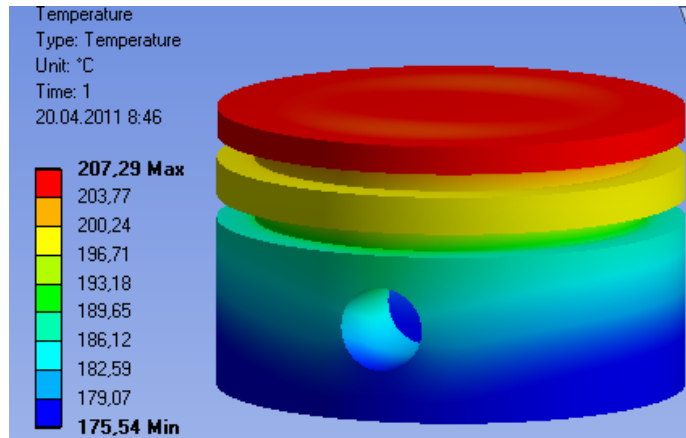


Рис. 2.10. Результат расчета поля температур

В левом верхнем углу графического окна отображаются сведения об отображаемой величине, единица измерения и текущая дата. Если эта информация не отображается, то следует выполнить команду *View-Legend*. Кроме того, в этом же графическом окне отображается шкала температур, с помощью которой достаточно просто оценить величину температуры в той или иной точке модели.

Рассмотрим более подробно панель настройки отображения результатов (рис. 2.11):

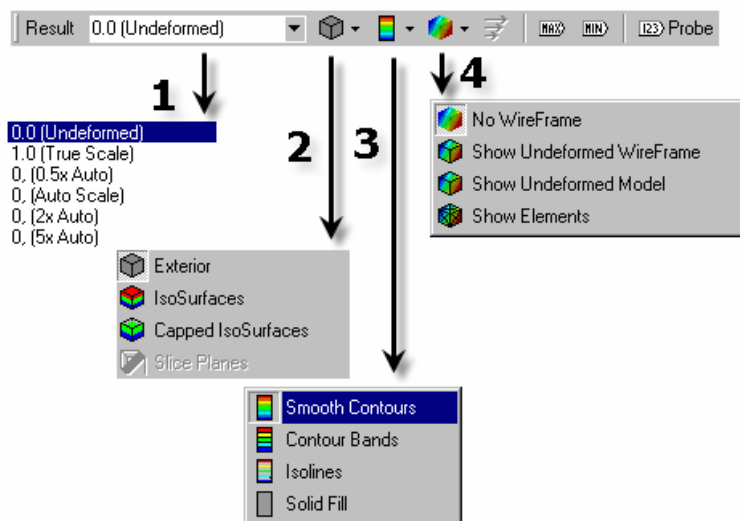


Рис. 2.11. Панель настройки отображаемых результатов

1 – функции, позволяющие масштабировать выводимые в графическое окно результаты исследования;

2 – набор функций, позволяющий отображать результаты исследования непрерывно, в виде изоповерхностей и в виде настраиваемой поверхности;

3 – набор команд, дающий возможность настроить читаемость (видимость) результатов (плавное изменение, дискретное, изолинии и сплошную заливку);

4 – набор команд, позволяющий настроить вид модели (с каркасом, без него, с наложенной сеткой, с добавлением недеформированной модели).

Таким образом, мы решили задачу о распределении температур в поршне на режиме холостого хода. Аналогично этой задаче решается задача о распределении температуры в поршне на номинальном режиме.

Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Что такое граничные условия?
2. Каким образом задаются граничные условия в программной среде *Ansys Workbench*?
3. Граничные условия какого рода задаются при решении задач теплообмена?
4. Последовательность каких команд определяет задание материала в проекте?
5. Какие свойства материала отвечают за корректное решение задачи о распределении температур?
6. С помощью каких команд возможно настроить КЭМ в программной среде *Ansys Workbench*?
7. За что отвечает команда *Mesh – Sizing*?
8. За что отвечает команда *Mesh – Refinement*?
9. Каковы причины при возникновении ошибок при построении конечно-элементной сетки?
10. Какая функция позволяет осуществить равномерное построение сетки на поверхности модели?
11. Оцените влияние конечного элемента на результат расчета поля температур в поршне. Найдите оптимальное решение с точки зрения времени расчета, точности, точности и времени расчета.
12. Получите распределение температур в поршне при реализации режима работы номинальной мощности и холостого хода. Сравните и проанализируйте результаты.
13. Оцените тепловые потоки, температурные градиенты в поршне при симуляции различных тепловых режимов работы.

Лабораторная работа № 3

ЗАДАЧА НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОВОГО НАГРУЖЕНИЯ ПОРШНЯ

Теоретическая часть

При работе на неустановившихся режимах, характерных для эксплуатации большинства современных двигателей, тепловое состояние порш-

ня изменяется во времени, поэтому задача определения поля температур в отдельных точках в текущие моменты времени связана с решением уравнения теплопроводности, которое при постоянных теплофизических характеристиках материала имеет вид:

$$\nabla^2 T + \frac{Q}{\lambda} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t},$$

где ∇ – оператор Лапласа; $a = \lambda/(\rho c)$ – температуропроводность материала; T – температура в точке; ρ, c, λ – соответственно плотность, теплоемкость, теплопроводность материала; Q – количество теплоты, выделяющейся в единице объема в единицу времени внутренними источниками теплоты (при их наличии); t – время.

Используя МКЭ, узловые температуры КЭМ модели поршня определим после решения системы дифференциальных уравнений:

$$[C] \frac{\partial \{T\}}{\partial t} + [K] \{T\} + \{F\} = 0,$$

где $[C]$ – матрица теплоемкости КЭМ; $[K]$ – матрица теплопроводности КЭМ; $\{F\}$ – вектор тепловой нагрузки КЭМ.

Для решения нестационарной задачи теплопроводности сначала решаем стационарную задачу. Узловые температуры КЭМ в начальный момент времени определяются после решения системы линейных уравнений:

$$[K] \{T\} = \{F\}$$

При решении нестационарной задачи теплопроводности определяется распределение температуры в поршне при изменении ГУ.

Задание нестационарного нагружения на поршень будем осуществлять по следующей схеме:

- проведем стационарный расчет теплового состояния с ГУ, соответствующими режиму работы двигателя на холостом ходу;
- проведем нестационарный расчет поршня, выбрав в качестве начального теплового состояния результаты предыдущего расчета, а в качестве ГУ выберем условия теплообмена, соответствующие режиму работы двигателя на режиме номинальной мощности.

Практическая часть

Для того чтобы установить связь между двумя расчетами, воспользуемся блочной компоновкой проекта. Для добавления нестационарного расчета в проект переходим в блок *B* и выбираем пункт *Solution*. Нажав ПКМ

на *Solution*, используем команду *Transfer Data to New – Transient Thermal (Ansys)*, после чего будет создан блок *C* нестационарного теплового расчета (рис. 3.1).

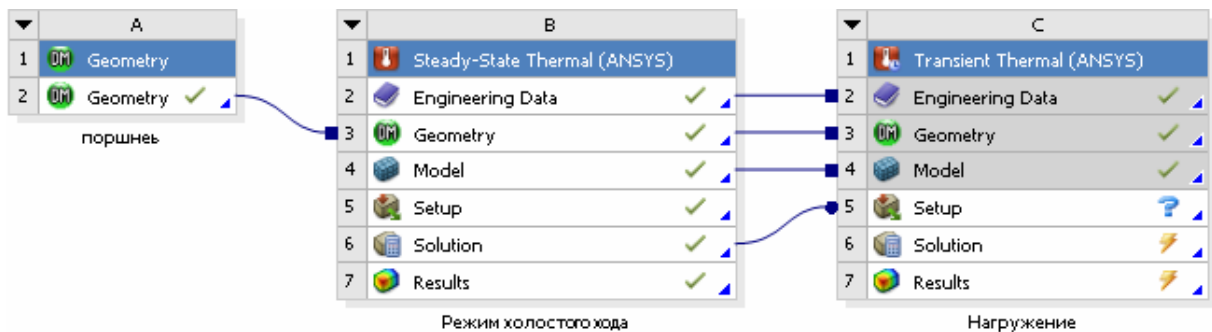


Рис. 3.1. Окно проекта после добавления нестационарного расчета

Отметим, что модель, сетка и материал поршня скопировались из предыдущего расчета, и не требуют корректировки, о чем свидетельствуют зеленые галочки напротив этих пунктов (справа строки).

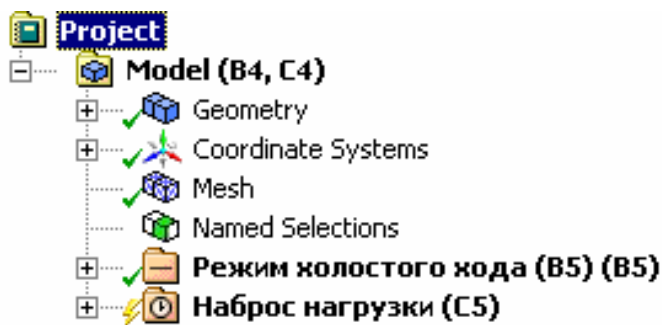


Рис. 3.2. Дерево моделирования нестационарного расчета

Для проведения расчета выбираем в блоке *C* пункт *Setup* и нажимаем ПКМ – *Edit...*. Открывается привычное графическое окно проекта. Теперь это дерево содержит нестационарную задачу теплообмена *Transient Thermal* (рис. 3.2).

Поскольку мы планируем в качестве ГУ, так же как и в предыдущем расчете, использовать коэффициент теплообмена и температуру окружающей среды, то выполним копирование нагрузок из блока *B5*. Для этого выделим все нагрузки в стационарном расчете и нажмем *Copy*. После этой процедуры выделим анализ *C5* (нестационарный расчет) и через ПКМ выберем *Paste*.

Так как скопировались ГУ со значениями холостого хода, необходимо провести изменения и установить новые значения, соответствующие режиму работы двигателя на номинальной мощности.


При нестационарном расчете необходимо задаваться начальной температурой, конечным временем расчета и расчетным шагом (интервалом). На каждом расчетном шаге, то есть на каждом временном интервале, будут получены результаты.

Начальные температуры будут заимствованы из предыдущего расчета. В этом можно убедиться, посмотрев в дереве проекта строку *Initial Temperature Environment* (начальная температура) (рис. 3.3). Строка *Time* указывает временной шаг, из которого будут читаться температуры модели. В данном случае этот параметр стоит по умолчанию.

Definition	
Initial Temperature	Non-Uniform Temperature
Initial Temperature Environment	Режим холостого хода (B5)
Time	1, s

Рис. 3.3. Параметры настройки начальной температуры расчета

Что касается строки *Initial Temperature*, она информирует, что начальная температура модели неравномерна.

Основные настройки решаемой задачи производятся в окне  Analysis Settings (рис. 3.4).

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	1, ← количество шагов
Current Step Number	1, ← текущий шаг
Step End Time	10, s ← конечный шаг
Auto Time Stepping	On ← автоматический выбор шага
Define By	Time ← управление шагом по времени
Initial Time Step	1, s ← начальный шаг
Minimum Time Step	1, s ← минимальный шаг
Maximum Time Step	1,5 s ← максимальный шаг
Time Integration	On ← интегрирование по времени
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled ← настройка решателя
Nonlinear Controls ← настройка контроля сходимости по выбранному параметру	
Heat Convergence	Program Controlled ← Контроль теплового потока
Temperature Convergence	Program Controlled ← Сходимость по температуре
Line Search	Program Controlled
Nonlinear Formulation	Program Controlled
Output Controls	
Calculate Thermal Flux	Yes ← подсчет теплового потока
Calculate Results At	All Time Points ← подсчет температур для каждого шага
Cache Results in Memory (Beta)	Never ← настройка хранения результатов
Analysis Data Management	
Solver Files Directory	H:\Project\WLGYY_Raschet_DVS\Rasc... ← Путь директории с решаемой задачей
Future Analysis	None
Scratch Solver Files Directory	
Save ANSYS db	No ← установка на сохранения файла *.db
Delete Unneeded Files	Yes
Nonlinear Solution	No
Solver Units	Active System ← установка единиц измерения
Solver Unit System	mks
Visibility	
[A] Convection (Convection Co...	Display ← настройка
[R] Convection (Temperature)	Display

Рис. 3.4. Параметры настройки анализа

Первый пункт *Step Control* позволяет настраивать количество шагов решения и индивидуальные особенности для каждого расчетного шага.

Второй пункт *Solver Control* управляет опциями решателя. В *Ansys Workbench* используются два решателя: прямой (*Direct Solver*) и итерационный (*Iterative Solver*).

Третий пункт *Nonlinear Control* используется для контроля сходимости при решении задач. По умолчанию установлено значение, контролируемое программно. Для задания собственного критерия необходимо выбрать и изменить режим *Program Controlled* на *On* и установить величину критерия сходимости.

Пункт *Output Control* позволяет расчетчику настроить результаты исследования согласно его требованиям. То есть у пользователя имеется возможность выводить лишь те данные, которые его интересуют. Кроме того, существует дополнительная возможность рассчитывать результаты частично для указанных шагов, что позволяет сэкономить машинное время.

После настройки исходных данных настроим выходные результаты и запустим расчет нестационарного теплообмена. После выполнения расчета дерево построения Outline должно выглядеть подобно рис. 3.5.

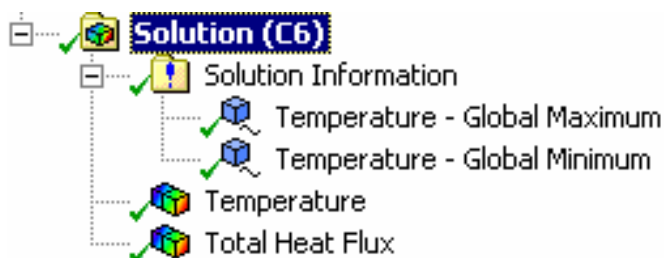


Рис. 3.5. Дерево результатов расчета

В строках *Temperature – Global maximum* и *Temperature – Global minimum* содержатся результаты расчета глобального максимума и минимума температуры поршня. Наведение курсора на одну из этих строчек вызывает графическое окно, ко-

торое содержит график изменения температуры глобального максимума в зависимости от времени нагружения (рис. 3.6). Кроме того, на вкладке дополнительного окна *Tabular Data* находится табулированное значение глобального максимума температуры модели.

Для того чтобы оценить изменение температуры в интересующей нас точке, воспользуемся еще одной дополнительной функцией – Проба. Выполним команду *Solution – Insert – Probe*. В появившемся окне *Details of “Tabular Data”* (рис. 3.7) укажем интересующие нас геометрические объекты и нажмем “*Apply*”.

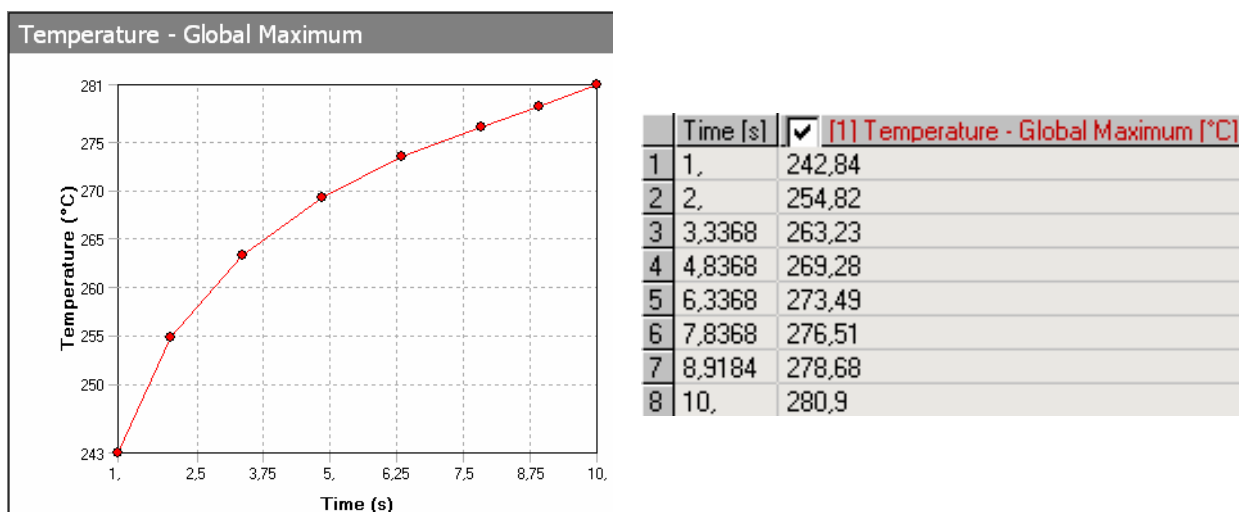



Рис. 3.6. Окно результатов расчета

Definition	
Type	Temperature
Location Method	Geometry Selection
Geometry	1 Vertex
Options	
Display Time	End Time
Spatial Resolution	Use Maximum

Рис. 3.7. Окно настройки пробы

Для отдельного выбора точек, линий, поверхностей или тел используется фильтр выбора геометрии. Панель его выглядит следующим образом .

Для того чтобы программа вычислила результаты изменения температуры в указанных точках, выполняем команду *Temperature Probe – Evaluate all result*.

Аналогично с рис. 3.6 будут получены результаты изменения температуры объекта в зависимости от времени нагружения.

Таким образом, мы решили задачу о нестационарном нагружении поршня. Аналогично решается задача о сбросе нагрузки. Вместо начальных условий используются ГУ номинальной мощности, а при решении нестационарной задачи прикладываются ГУ холостого хода.

Окно проекта, включающего два стационарных и два нестационарных расчета, приведено на рис. 3.8.

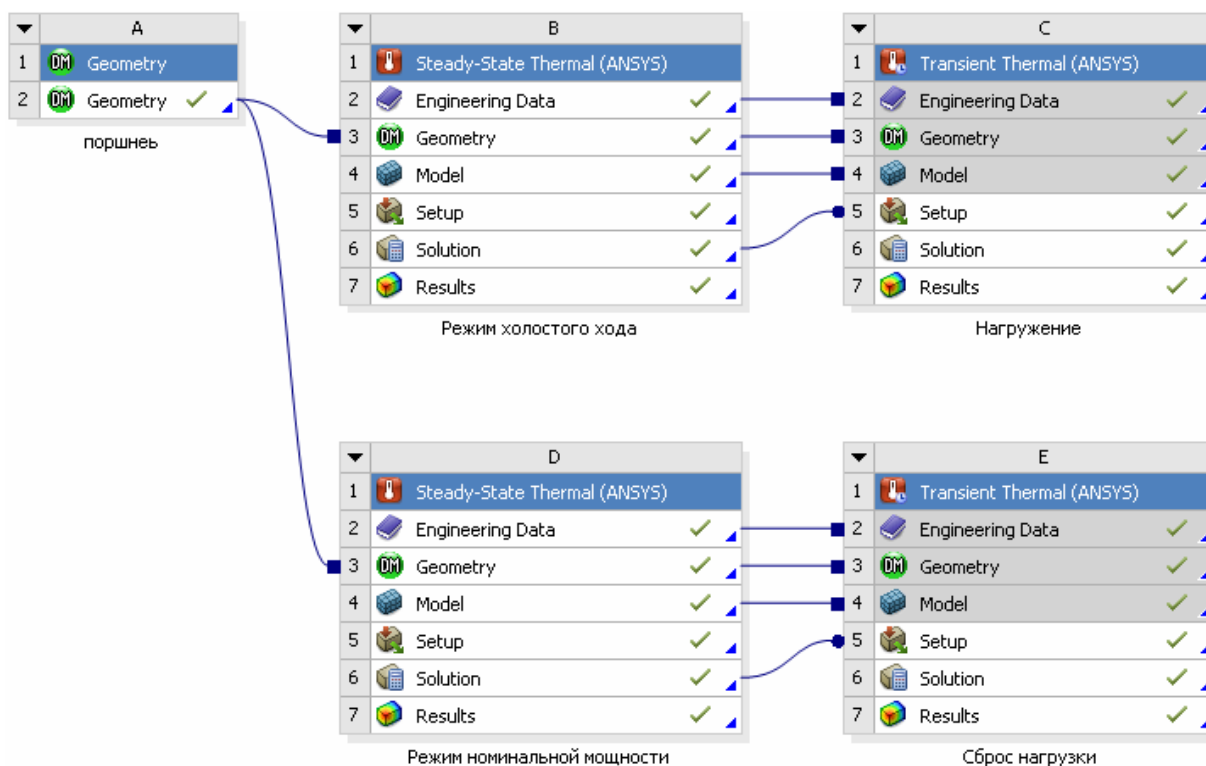


Рис. 3.8. Готовая схема проекта

Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Проведите самостоятельно нестационарный тепловой расчет поршня, выданного преподавателем. Подготовьте отчет по проделанной работе.
2. Оцените и проанализируйте влияние материала на изменение теплового состояния поршня (алюминиевые сплавы, чугун, сталь)?
3. Приведите в графическом виде, используя средства *Ansys Workbench*, изменение температуры в некоторых точках поршня.
4. Каким образом устанавливается расчетное время нагружения?
5. Что такое сходимость задачи?
6. Что такое критерий сходимости задачи?
7. Какие критерии сходимости может использовать пользователь *Ansys Workbench*?
8. Используя модель поршня с галерейным масляным охлаждением, проведите расчет его теплового состояния по схеме, указанной в лабораторной работе. Оцените влияние охлаждения поршня на тепловое состояние.
9. Поэкспериментируйте с расположением масляного канала по критерию оптимального теплового состояния.

10. Попробуйте самостоятельно выполнить все приведенные выше расчеты, а их четыре в одном блоке. Каким образом это можно реализовать?

Лабораторная работа № 4

АНАЛИЗ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ТЕПЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ

Теоретическая часть

ДВС эксплуатируются на неустановившихся режимах работы в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала, при этом угловая скорость и момент на валу двигателя непрерывно изменяются во времени. Переходные процессы, возникающие в цилиндре ДВС во время эксплуатационных режимов работы, в частности тракторных дизелей (трогание трактора с заглаблением плуга, с прицепом, переключение передач), являются наиболее неблагоприятными для деталей ЦПГ.

Непрерывное чередование циклов, в течение каждого из которых изменяются в широких пределах давление и температура газов в цилиндре, скорость перемещения поршня и активная поверхность теплообмена, создает чрезвычайно сложные условия нагружения поршня.

Для тракторных дизелей с КС в поршне характерны наибольшие скорости изменения температуры при набросе и сбросе нагрузки ($5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{с}$), а также наибольшие значения температурных градиентов ($3\dots 7\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$) [3, 5, 6].

Термические (термоусталостные) разрушения обусловлены воздействием тепловых нагрузок. Такие разрушения могут присутствовать в виде трещин на кромке КС. Наличие даже небольшой трещины на кромке КС может стать причиной разрушения поршня вследствие ее дальнейшего роста.

К основным причинам образования трещин на кромке КС относятся:

- переменные напряжения, вызываемые воздействием переменного давления газов в цилиндре в течение рабочего цикла;



Рис. 4.1. Расположение трещин в кромке КС поршня тракторного дизеля

- низкочастотные колебания температуры поршня, связанные со сменой режимов работы двигателя;
- высокочастотные циклические термические колебания, обусловленные изменением температуры материала в поверхностном слое камеры сгорания в течение каждого рабочего цикла.

Величина напряжений в кромке КС, вызванная температурными градиентами, превосходит напряжения, вызванные силами давления газов в цилиндре. Максимальные значения напряжений от воздействия температуры и силы давления газов отстоят друг от друга на несколько градусов поворота коленчатого вала (5...20 °пкв). Это объясняется протеканием зависимости характеристики тепловыделения $dX/d\varphi = f(\varphi, \text{°пкв})$, которая показана на диаграмме, характерной для четырехтактного ДВС (рис. 4.2). Экстремумы зависимостей давления газов $P_z = f(\varphi, \text{°пкв})$ и температуры $T = f(\varphi, \text{°пкв})$ также не совпадают. Температура рабочего тела возрастает в процессе сгорания и достигает максимального значения после момента достижения максимального давления.

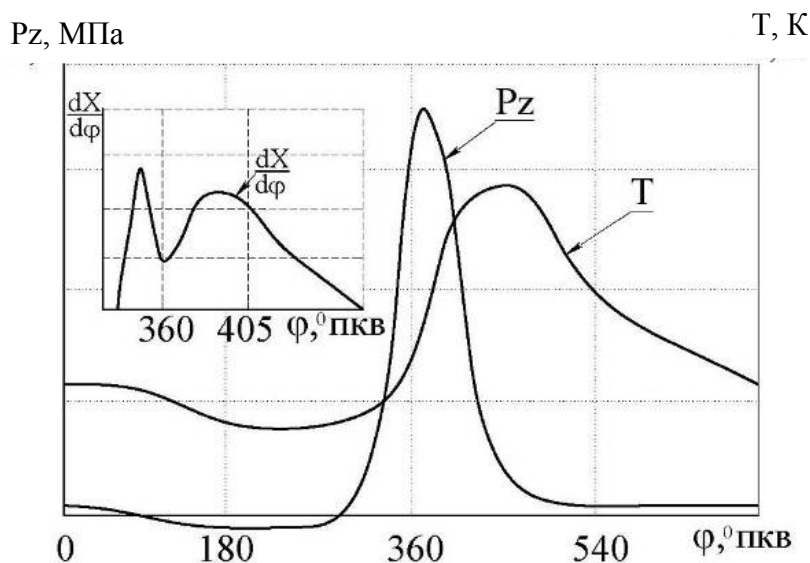


Рис. 4.2. Типичные диаграммы изменения давления сгорания P_z и температуры T в цилиндре 4-тактного ДВС

Практическая часть

В связи с вышесказанным целью данной лабораторной работы является оценка уровня напряжений, возникающих в поршне при нестационарном тепловом нагружении. В качестве модели поршня используем ранее использованную модель (см. лаб. работу № 3).

Начинаем с выбора переходного процесса, который мы хотим проанализировать. Пусть это будет переходный тепловой процесс поршня, соответствующий сбросу нагрузки двигателя. В окно проекта следует добавить новый блок, который будет представлять расчет напряженного состояния поршня при действии тепловой нагрузки.

Для осуществления этого выполняем команду: ЛКМ на пункт *Solution* из переходного процесса (сброс нагрузки) – ПКМ – *transfer Data to New – Static Structural*. После выполнения этой команды главное окно проекта будет выглядеть аналогично рис. 4.3.

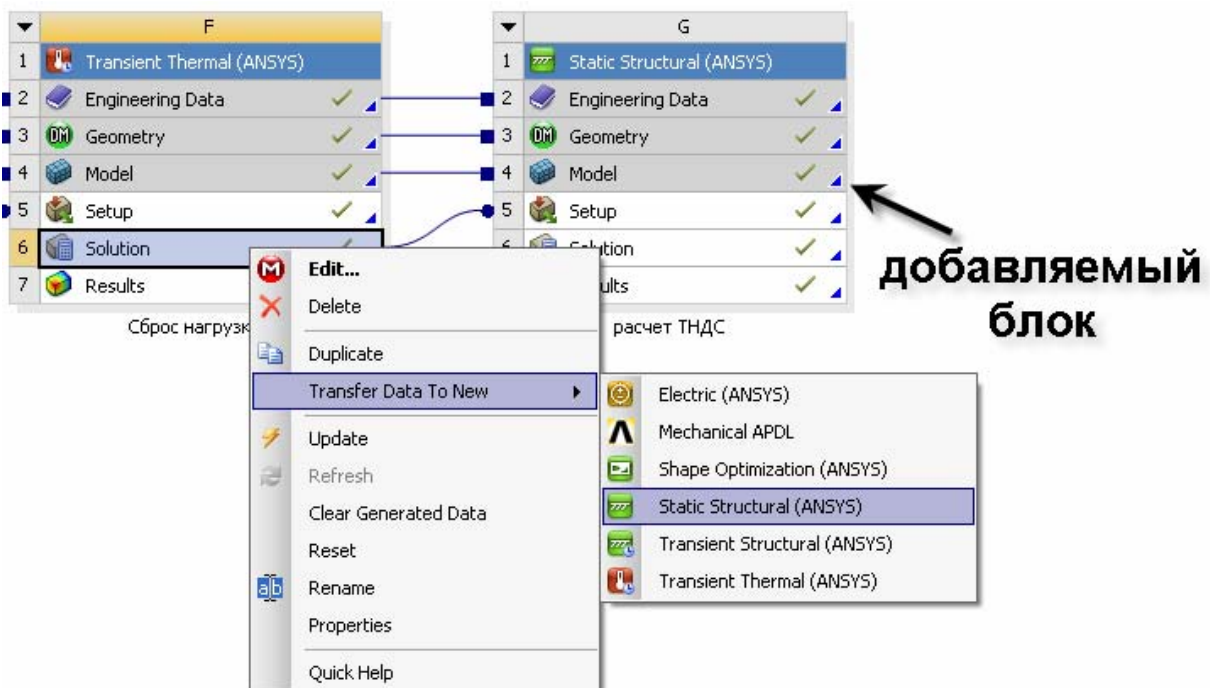


Рис. 4.3 Схема проекта

Выполнив команду *Setup-Edit*, переходим в модуль редактирования исходных данных для расчета. Здесь приведем некоторые результаты, которые должны быть получены в третьей лабораторной работе при самостоятельном ее выполнении. Эти результаты помогут понять связь между этими блоками.

Во-первых, стоит отметить, что предварительный расчет поля температур поршня при переходном процессе был разбит на несколько шагов, а именно на три. Это связано с тем, что охлаждение поршня при переходе с номинального режима работы двигателя на холостой происходит с различной скоростью. Первые 10...15 с поршень остывает достаточно интенсивно (3...7 °C/c). Затем скорость падения температуры изменяется менее су-

щественно, а спустя 45...60 с становится совсем незначительной. Это свидетельствует о том, что поршень приближается к стационарному тепловому состоянию.

В данном случае было принято, что весь расчет занимает 90 с. При этом на первом шаге расчет производится с дискретностью 1 с, на втором – 5 с и на третьем – 15 с (рис. 4.4).

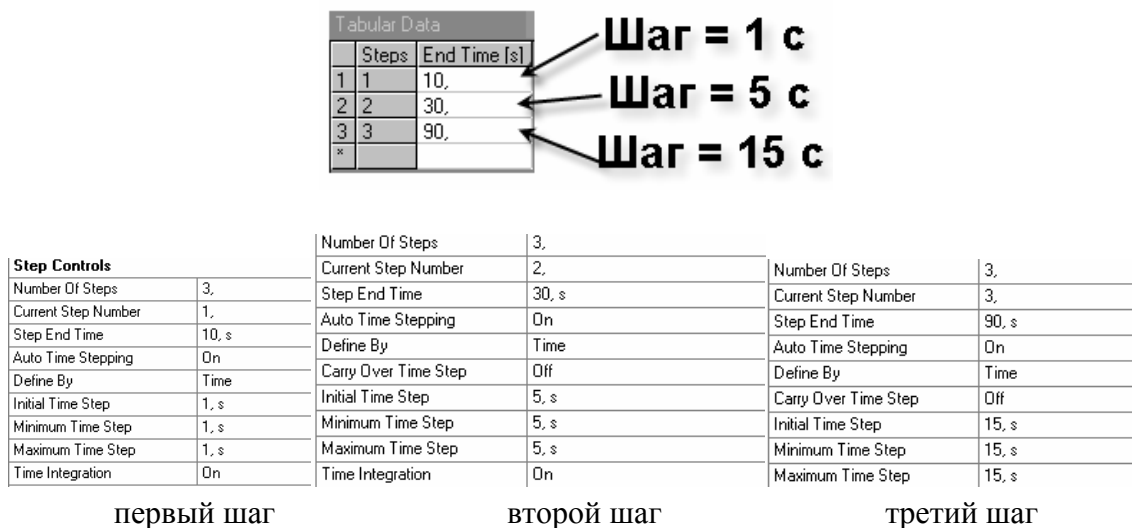


Рис. 4.4. Настройки решателя переходного процесса

Изменение теплового состояния поршня при этом происходит подобно рис. 4.5.

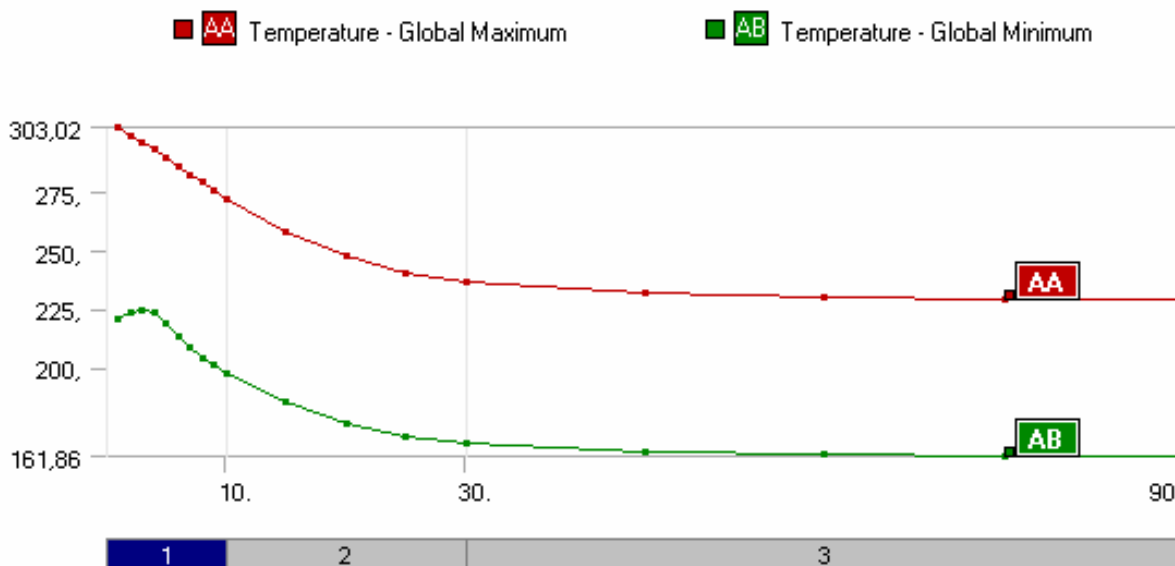


Рис. 4.5. Изменение теплового состояния поршня в некоторых его точках

После выполнения расчета мы получим 18 расчетных точек, отличающихся тепловым состоянием модели поршня. Для каждого такого состояния нам необходимо рассчитать напряженное состояние. В данном случае нашей целью является получение 18 напряженных состояний поршня, проанализировав которые мы сможем оценить изменение напряжений в поршне при переходном процессе.

Для того чтобы выполнить 18 расчетных шагов анализа, необходимо настроить опции расчета. Для этого выбираем *Analysis Settings* и устанавливаем общее количество расчетных шагов, равное 18. После этого заполним временные интервалы для каждого шага. В результате получим таблицу, приведенную на рис. 4.6.

Для того чтобы связать расчет напряжений с тепловым состоянием, необходимо выполнить следующую команду: *Imported Load – ПКМ – Insert – Body temperature*. Отметим, что папка *Imported Load* появилась, поскольку мы в самом начале создания структурного анализа использовали результаты теплового расчета (см. рис. 4.3).

Добавляем 18 различных начальных температур, которые позволят проанализировать 18 различных напряженных состояний.

После того как были добавлены все 18 расчетных тепловых состояний, необходимо связать их с 18 расчетными шагами структурной задачи.

Организацию такой связи рассмотрим на примере первого шага. В папке *Imported Load* выбираем первую строчку. Эта строчка представляет связь с тепловым состоянием поршня на первой секунде. В столбце *Active*

Step Controls	
Number Of Steps	18,
Current Step Num...	18,
Step End Time	90, s
Auto Time Stepping	Program Controlled

Tabular Data		
	Steps	End Time [s]
1	1	1,
2	2	2,
3	3	3,
4	4	4,
5	5	5,
6	6	6,
7	7	7,
8	8	8,
9	9	9,
10	10	10,
11	11	15,
12	12	20,
13	13	25,
14	14	30,
15	15	45,
16	16	60,
17	17	75,
18	18	90,

Рис. 4.6. Настройка опций решаемой задачи

должна быть установлена галочка только напротив первого шага. В противном случае тепловые условия с различных шагов могут наложиться друг на друга, что приведет к неверным результатам расчета.

Imported Body Temperature			
Step	Active	Source Time [s]	Analysis Time [s]
1	<input checked="" type="checkbox"/>	1.	1
2	<input type="checkbox"/>	2.	2
3	<input type="checkbox"/>	3.	3
4	<input type="checkbox"/>	4.	4
5	<input type="checkbox"/>	5.	5
6	<input type="checkbox"/>	6.	6
7	<input type="checkbox"/>	7.	7
8	<input type="checkbox"/>	8.	8
9	<input type="checkbox"/>	9.	9
10	<input type="checkbox"/>	10.	10
11	<input type="checkbox"/>	15.	15
12	<input type="checkbox"/>	20.	20
13	<input type="checkbox"/>	25.	25
14	<input type="checkbox"/>	30.	30
15	<input type="checkbox"/>	45.	45
16	<input type="checkbox"/>	60.	60
17	<input type="checkbox"/>	75.	75
18	<input type="checkbox"/>	90.	90

Рис. 4.7. Связь расчетного шага с тепловым состоянием поршня

При импорте нагрузок первого шага необходимо указать ту часть модели, для которой необходимо импортировать результаты. В нашем случае эта вся модель, поэтому в окне *Geometry* указываем весь объем поршня.

Выполнив все указанные операции, получаем таблицу, указанную на рис. 4.7.

Для оставшихся 17 расчетных шагов выполняем аналогичные процедуры.

После заполнения всей таблицы импортированных нагрузок приступаем к настройке результатов. Для вывода расчетных результатов напряженного состояния выполняем команду *Solution – Insert – Stress probe – Von Mises*, одновременно указав интересные нас точки.

После этого выполняем стандартную команду *Solve*. Расчет задачи начинается с обновления импортируемых нагрузок для каждого расчетного шага (рис. 4.8).



Рис. 4.8. Обновление импортируемых нагрузок

Выполнив расчет, приступаем к анализу полученных данных.

Укажем ЛКМ в дереве выполнения задачи на значок *Stress probe*. После этого в графическом окне отобразится график изменения напряжений указанного объекта с течением времени, то есть в зависимости от теплового состояния поршня. На рис. 4.9 приведен один из таких графиков для точки соприкосновения бобышки и поршня.

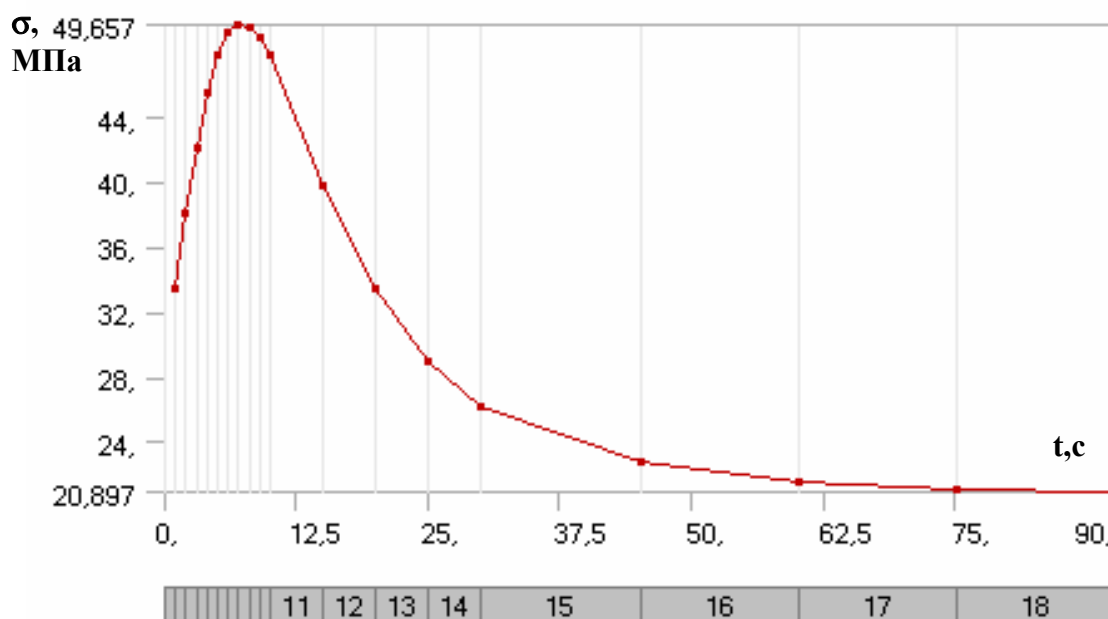


Рис. 4.9. График изменения напряженного состояния указанного объекта

По оси абсцисс указаны значение расчетного шага (темная полоска) и расчетное время, измеряемое в секундах. По оси ординат дано значение эквивалентного напряжения, МПа. Отметим, что напряжение *Von Mises* (эквивалентное) связано с главными напряжениями следующим образом:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2},$$

где $\sigma_e, \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – соответственно эквивалентное (*Von Mises*) и главные напряжения.

Результаты, по которым получены графические зависимости, представлены в табулированном виде в окне *Tabular Data* (рис. 4.10, а). Результаты расчета для дальнейшей обработки можно экспортировать в табличные данные формата **.txt* и **.xls* (рис. 4.10, б).

С помощью выполнения всех вышеперечисленных команд можно осуществить расчет напряжений поршня при набросе нагрузки.

Tabular Data		
	Time [s]	Stress Probe 3 (
1	1,	33,492
2	2,	38,05
3	3,	42,154
4	4,	45,445
5	5,	47,763
6	6,	49,126
7	7,	49,657
8	8,	49,517
9	9,	48,873
10	10,	47,872
11	15,	39,692
12	20,	33,362
13	25,	29,004
14	30,	26,111
15	45,	22,79
16	60,	21,54
17	75,	21,072
18	90,	20,897

a)

Tabular Data		
	Time [s]	Stress Probe 3 (Equivalent (von-Mises)) [MPa]
1	1,	33,492
2	2,	38,05
3	3,	42,154
4	4,	45,445
5	5,	47,763
6	6,	49,126
7	7,	49,657
8	8,	49,517
9	9,	48,873
10	10,	47,872
11	15,	39,692
12	20,	33,362
13	25,	29,004
14	30,	26,111
15	45,	22,79
16	60,	21,54
17	75,	21,072
18	90,	20,897

b)

Рис. 4.10. Результаты расчета: а – табулированное значение напряжений; б – экспортирование результатов расчета

Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Покажите, каким образом осуществляется разбивка расчетного времени на шаги. Для чего это необходимо?
2. Объясните связь между главными и эквивалентными напряжениями.
3. Проведите расчет напряжений для поршня при переходных режимах работы двигателя. Выявите различие напряжений в зависимости от применяемого материала. Сделайте выводы. Составьте отчет.
4. Приведите в графическом виде, используя средства *Ansys Workbench*, изменение напряжений концентраторов напряжений.
5. Каким образом устанавливается расчетное время для каждого шага нагружения?
6. Объясните протекание графика изменения напряжений для кромки КС.
7. Какие напряжения принято понимать под обозначением *Von Mises*.

Лабораторная работа № 5

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ВЕРХНЕЙ ГОЛОВКИ ШАТУНА С ЗАПРЕССОВАННОЙ ВТУЛКОЙ. ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА

Теоретическая часть

В конструкциях автомобильных и тракторных двигателей массовое распространение получили поршневые пальцы плавающего типа. Во время работы палец имеет возможность проворачиваться как в шатунной головке, так и в поршневой. Такой тип пальца позволяет увеличить ресурс двигателя за счет уменьшения износа в контактной паре палец – бобышка. Это связано с уменьшением относительных скоростей скольжения трущихся поверхностей по сравнению с другими способами установки поршневого пальца.

Поршневая головка шатуна рассчитывается на усталостную прочность от действия инерционных и суммарных сил. Кроме того, необходимо проводить проверку напряжений, возникающих в головке от воздействия на нее запрессованной втулки. В данной лабораторной работе будет проведен анализ напряженного состояния верхней головки шатуна с запрессованной втулкой.

Расчет напряжений в поршневой головке шатуна, возникающих от запрессовки в нее бронзовой втулки и от различия коэффициентов линейного расширения материалов, определяют по суммарному натягу в соединении и проводят в следующей последовательности. Сначала определяют величину натяга, мм,

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t, \quad (5.1)$$

где Δ – натяг посадки бронзовой втулки (наибольшая возможная величина с учетом применяемой посадки), мм; Δ_t – температурный натяг, мм.

Далее температурный натяг

$$\Delta_t = d (\alpha_b - \alpha_r) \Delta T, \quad (5.2)$$

где d – внутренний диаметр головки, мм; $\alpha_b = 1,8 \cdot 10^{-5}$ 1/К – термический коэффициент расширения бронзовой втулки; $\alpha_r = 1,0 \cdot 10^{-5}$ 1/К – термический коэффициент расширения стальной головки; $\Delta T = 100 \dots 120$ К – средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя.

Удельное давление от суммарного натяга по поверхности соприкосновения втулки с головкой определяется по зависимости, МПа,

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \left[\frac{(d_r^2 + d^2)/(d_r^2 - d^2) + \mu}{E_{ш}} + \frac{(d^2 + d_n^2)/(d^2 - d_n^2) - \mu}{E_b} \right]},$$

где d_r , d и d_n – соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, мм; μ – коэффициент Пуассона; $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5$ – модуль упругости стального шатуна, МПа; $E_b = 1,15 \cdot 10^5$ – модуль упругости бронзовой втулки, МПа.

В заключение определяются напряжения от суммарного натяга на внешней и внутренней поверхности поршневой головки. При этом используют формулы Ляме

$$\sigma_a^{\circ} = p \frac{2d^2}{d_r^2 + d^2} \quad \text{и} \quad \sigma_i^{\circ} = p \frac{d_r^2 + d^2}{d_r^2 - d^2}.$$

Величина напряжений σ_a° и σ_i° может достигать 100...150 МПа.

Практическая часть

Выполнение работы начинаем с определения расчетной геометрии. Используем модуль *Ansys Design Modeler* или любой другой CAD пакет. Приведем пример создания сборки в *Ansys Design Modeler*.

Создаем трехмерную модель шатуна, а точнее его поршневой головки (рис. 5.1). Создание второго компонента – бронзовой втулки – проводим все в этом же окне. Для того чтобы при вытягивании профиля втулки создать второй компонент, необходимо при выполнении операции *Extrude* выбрать настройку *Add Frozen* вместо *Add Material* (рис. 5.2, 5.3). Радиальная толщина стенки втулки обычно составляет 0,08 – 0,085 от диаметра пальца. Итоговое дерево построения модели будет выглядеть аналогично рис. 5.4.

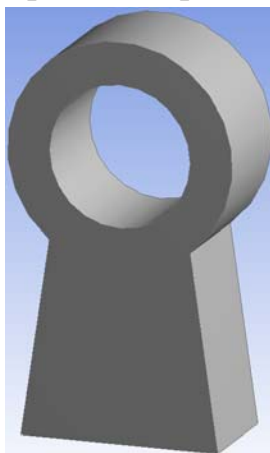


Рис. 5.1. Трехмерная модель шатуна

Details View	
[-] Details of Extrude1	
Extrude	Extrude1
Base Object	Sketch1
Operation	Add Material
Direction Vector	None (Normal)
Direction	Both - Symmetric
Extent Type	Fixed
<input type="checkbox"/> FD1, Depth (>0)	10 mm
As Thin/Surface?	No
Merge Topology?	Yes

Рис. 5.2. Изменение свойств операции выдавливания



Рис. 5.3. Сборка шатуна и втулки

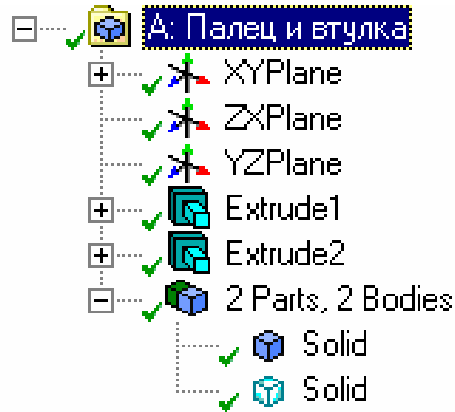


Рис. 5.4. Вид дерева построения сборки

Обратим внимание, что модель верхней части поршневой головки шатуна имеет две плоскости симметрии, что позволяет нам рассматривать наличие контакта. Это упрощение позволит сэкономить расчетное время.

Симметрия модели задается с помощью команды *Tools–Symmetry*. В качестве поверхностей симметрии выбираются базовые плоскости. Дважды выполнив операцию симметрии, получаем модель, изображенную на рис. 5.5.

Завершаем создание расчетной модели и закрываем окно *Design Modeler*. Далее необходимо выбрать материал в соответствии с исходными данными.

Открыв окно *Setup* для настройки исходных данных и проведения расчета, отметим изменения в дереве построения. Появились граничные условия, описывающие симметричные поверхности втулки и шатуна (рис. 5.6).

Дополнительно для ограничения сборки необходимо ввести фиксацию нижней грани. Для этого выделяем нижнюю грань, нажимаем ПКМ и выполняем *Insert – Fixed Support* (Fixed Support).

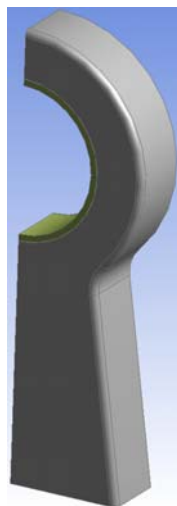


Рис. 5.5. Трехмерная модель сборки с учетом симметрии

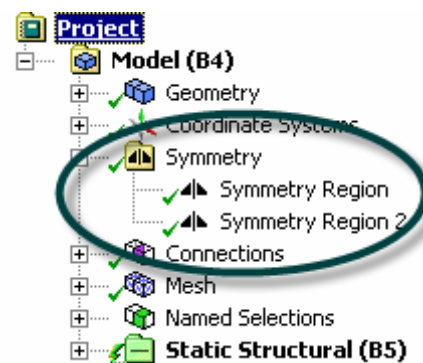


Рис. 5.6. Условия симметричности в дереве построения

Следующий этап состоит в том, чтобы указать, в каком месте модели будут встречаться контактные пары. Необходимо определить контактные и целевые элементы, по которым будет отслеживаться кинематика деформирования.

Различают два класса контактов: жестко-податливый и податливо-податливый. В первом случае жесткость контактирующих поверхностей превышает жесткость контактирующих с ней поверхностей во много раз. Во втором случае оба контактирующих тела демпфируются. Иными словами, их жесткости не имеют существенного различия. Сюда можно отнести запрессовку втулки в поршневую головку шатуна. Для такого вида контакта в зависимости от того, какая поверхность объявлена контактной, а какая целевой, возможно получение различных результатов. В связи с этим следует принимать следующие сведения при назначении поверхностей:

- выпуклая поверхность при контакте с плоскостью или вогнутой поверхностью должна иметь статус целевой поверхности;
- контактная поверхность имеет более мелкое сеточное разбиение;
- из двух поверхностей более жесткая поверхность – целевая;
- при существенном различии размеров поверхностей более малая поверхность должна быть контактной.

Поскольку внешняя поверхность бронзовой втулки имеет выпуклую форму и втулка выполнена из более мягкого материала, принимаем ее поверхность контактной, а внутреннюю цилиндрическую поверхность в поршневой головке – целевой. Выполняем команду *Connection–Insert–Manual Contact Region*. Эта команда позволяет назначить ручную контактную пару.

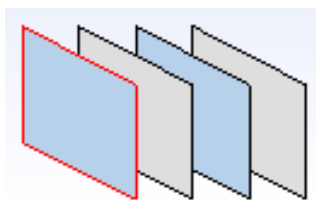


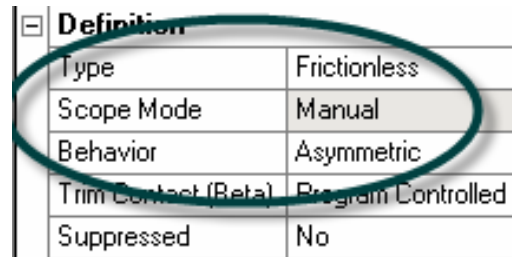
Рис. 5.7. Панель выбора объектов геометрии

При выборе контактных поверхностей, которые скрыты от пользователя за толщиной материала, достаточно удобно использовать выбор объектов с помощью слоев (рис. 5.7). Эта небольшая панель находится в левом нижнем углу графического окна. При переборе слоев ЛКМ (см. рис. 5.7) выбираются различные объекты геометрии. С помощью этой функции произведем выбор контактной втулки и целевой поверхности поршневой головки шатуна.

Далее необходимо настроить опции контактной пары, которые будут моделировать запрессованное состояние втулки в шатун. Эти опции находятся в окне “*Details of Connection*” на панели *Definition* (рис. 5.8).

В строке *Type* (тип контакта) выбираем *Frictionless* (отсутствие трения в контактной паре).

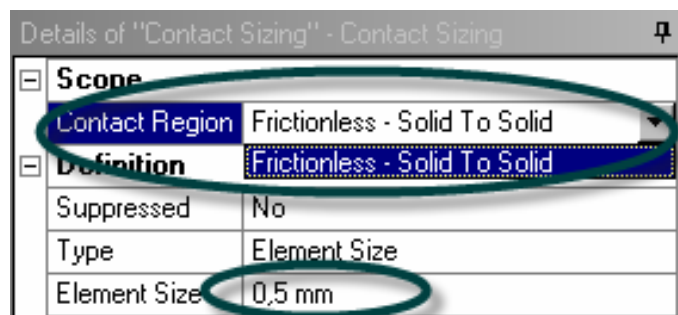
В строке *Behavior* выбираем опцию *Asymmetric* (асимметричный контакт). Асимметричный контакт определяется как контакт, имеющий все контактные элементы на одной поверхности, а все целевые – на другой. В большинстве случаев это наиболее эффективный путь моделирования контакта «поверхность – поверхность». В других случаях возможно использовать опцию *Behavior – Symmetric*. Эта опция сгенерирует два набора контактных пар (каждая поверхность будет являться как контактной, так и целевой). Использование симметричного контакта является эффективным при очень грубой сетке или не явном различии между контактной и целевой поверхностями.



Definition	
Type	Frictionless
Scope Mode	Manual
Behavior	Asymmetric
Trim Contact (Beta)	Program Controlled
Suppressed	No

Рис. 5.8. Настройки типа контакта

Для получения удовлетворительных результатов расчета необходимо особое внимание уделять построению конечно-элементной сетки на поверхности контактной пары. Самый простой и надежный способ проконтролировать размер элементов на поверхности контакта – использовать команду *Mesh- Contact Sizing* (рис. 5.9).



Details of "Contact Sizing" - Contact Sizing	
Scope	
Contact Region	Frictionless - Solid To Solid
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
Element Size	0,5 mm

Рис. 5.9. Окно настройки размера КЭ в контактной области

В окне настройки КЭ сетки для контактной поверхности укажем размер элемента, а из списка контактов выберем существующую контактную пару втулка – верхняя головка шатуна. Построим сетку, выполнив команду *Mesh – Generate Mesh* (рис. 5.10).

Далее введем ограничение на перемещение нижней грани шатуна во всех направлениях. Используем это допущение, поскольку нас интересуют только напряжения, возникающие вблизи верхней головки шатуна. После выполнения этого действия считаем, что все исходные данные подготовлены и можем приступить к расчету (*Static Structural – Solve*).

Расчет покажет напряженное состояние поршневой головки при запрессовке втулки при нормальных условиях, но не будет соответствовать реальным условиям эксплуатации двигателя.

Исходные данные необходимо дополнить температурной нагрузкой.

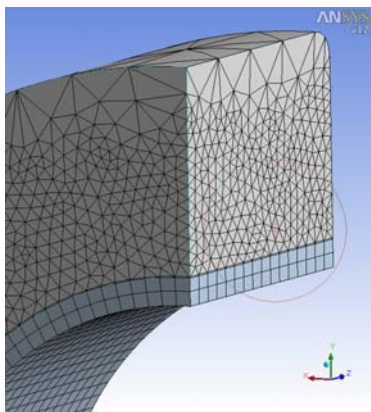



Рис. 5.10. КЭМ сборки втулки и шатуна

Это второе слагаемое в (5.1). Принимаем $\Delta T = 110$ К. Для ввода средней рабочей температуры используем команду *Static Structural – Insert – Thermal Condition*. Необходимо указать компоненты (шатун и втулка), которые находятся при этой температуре. После этого следует перезапустить выполнение расчета.

Анализ результатов расчета должен выявить уровень напряжений, возникающих на внутренней и внешней поверхностях поршневой головки шатуна. Для удобства чтения результатов желательно воспользоваться локальной системой координат (ЛСК). Такой ЛСК может послужить цилиндрическая система координат, расположенная на оси поршневого пальца и обращенная осью Z вдоль нее.

Теперь надо установить влияние натяга на уровень напряжений на внешней и внутренней поверхностях поршневой головки шатуна. Для того чтобы расчетным путем установить такую зависимость, необходимо провести несколько расчетов. Для того чтобы сократить время выполнения однотипных исследований, мы воспользуемся параметрами.

В качестве исходного (входного) параметра принимаем натяг в соединении. В качестве выходных параметров принимаем напряжения на внешней и внутренней поверхностях головки шатуна.

Для создания параметра «Натяг» перейдем в окно моделирования геометрии *Design Modeler* и нажмем ЛКМ иконку с названием  Parameters (параметры). Откроется окно настройки параметров и уравнений.

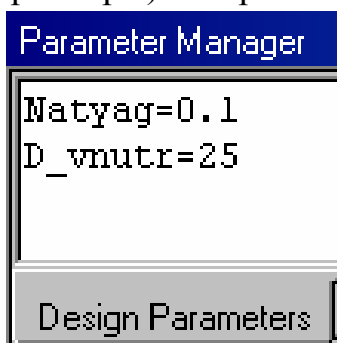


Рис. 5.11. Вводимые переменные

Введем в окно *Design Parameter* два выражения: $Natyag = 0,1$ и $D_vnutr = 25$ (рис. 5.11). Первый параметр определяет натяг, задаваемый в соединении – 0,1 мм. Второй характеризует внутренний диаметр поршневой головки, равный 25 мм.

Исходные параметры заданы, теперь необходимо описать связи между управляющими и управляемыми параметрами. Перемещаемся в окно *“Parameter/Dimension As-*

segment”. В этом окне вводим уравнения, описывающие связи между входными и выходными данными (рис. 5.12).

Здесь величины *XYPlane.D10* и *XYPlane.D11* представляют собой внутренний диаметр поршневой головки шатуна и наружный диаметр втулки соответственно.

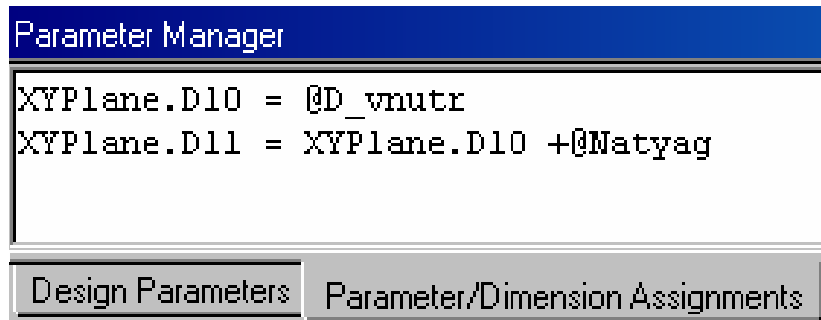


Рис. 5.12. Взаимосвязи параметров

Проверка установленных взаимосвязей может быть выполнена в третьем по счету окне «CHECK» (рис. 5.13). В первой строчке рассчитан новый диаметр втулки с учетом натяга и внутреннего диаметра поршневой головки. В нашем случае он равен 25,1 мм. Закрываем окно *Design Modeler*.

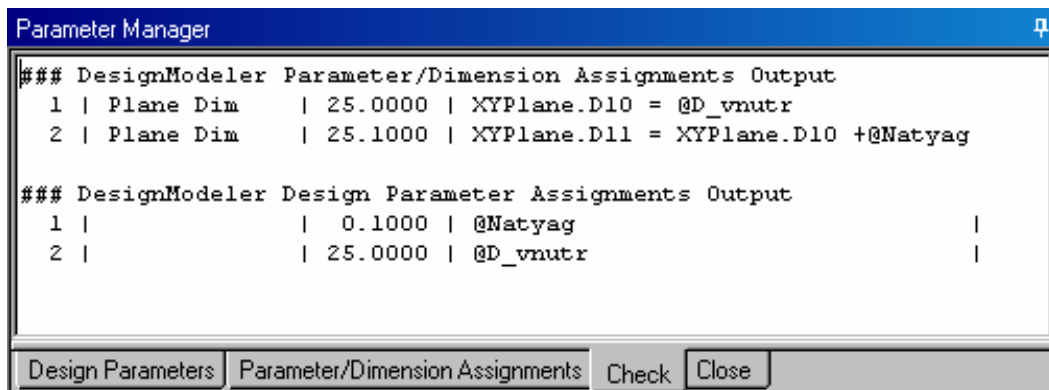



Рис. 5.13. Окно проверки

Для задания напряжений на внешней и внутренней поверхностях поршневой головки шатуна переходим в раздел редактирования данных  **Edit...**

Выполняем команду *Solution-Insert – Equivalent Stress*, выбрав в строке *Geometry* внешнюю цилиндрическую поверхность поршневой головки. Также отмечаем значок «P» в разделе *Result* для вывода этих значений в качестве параметров (рис. 5.14).

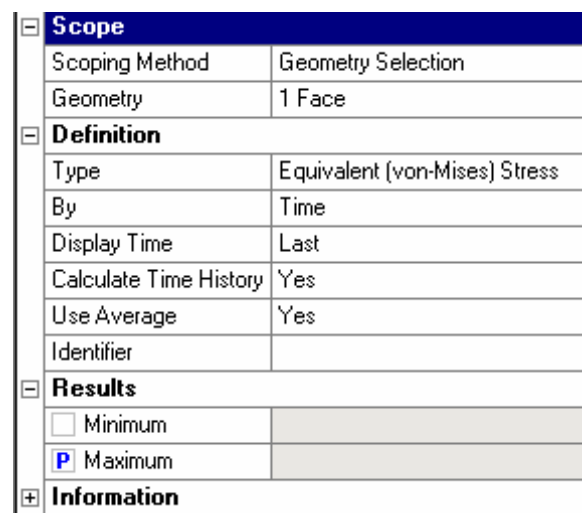


Рис. 5.14. Окно настройки выходных параметров

Аналогичную процедуру проделываем для внешней поверхности поршневой головки шатуна.

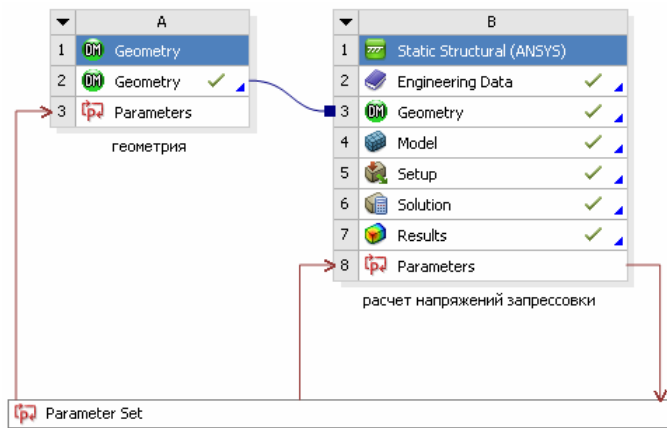


Рис. 5.15. Вид проекта с осуществленной параметрической связью

После создания выходных параметров переходим в главное окно проекта и отмечаем, что в каждом из блоков появилась дополнительная строка, называемая «Parameters». Строки «Parameters» связаны между собой стрелками, которые одновременно показывают, какие параметры являются управляющими, а какие управляемыми (рис. 5.15).

Для того чтобы перейти в окно редактирования параметров, достаточно два раза нажать ЛКМ на блоке «Parameters Set».

После выполнения этого действия будет осуществлен переход в окно задания и редактирования параметров.

Как правило, в левом верхнем углу располагается окно «Outline of All Parameters» со всеми параметрами текущей задачи (рис. 5.16).

Outline of All Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	Input Parameters			
3	P1	Natyag	0,1	
4	P2	D_vnutr	25	
*	New input parameter	New name	New expression	
6	Output Parameters			
7	P5	Equivalent Stress 2 Maximum	732,18	MPa
8	P6	Equivalent Stress 3 Maximum	115,95	MPa
*	New output parameter		New expression	
10	Charts			
11	Parameter Parallel Chart 0			
12	Parameter Chart 0			

Рис. 5.16. Окно параметров текущей задачи

Следующим окном, которое позволяет рассчитать корреляцию между параметрами, считается окно «Table of Design Point» (рис. 5.17).

В столбце A обозначены задачи, которые отличаются величинами входных параметров. Номера DP (Design Point) присваиваются по порядку, и пользователь не может редактировать эту строку. Следующие столбцы светло-желтого цвета (в нашем случае два входных параметра) являются

редактируемыми. Для добавления дополнительной строки расчета необходимо ввести число в пустую ячейку с каким-либо входным параметром.

Table of Design Points							
▼	A	B	C	D	E	F	G
1	Name ▼	P1 - Natyag ▼	P2 - D_vnutr ▼	P5 - Equivalent Stress 2 Maximum ▼	P6 - Equivalent Stress 3 Maximum ▼	Exported	Note ▼
2				MPa	MPa		
3	Current	0,1	25	732,18	115,95		
4	DP 1	0,08	25	⚡ 586,54	⚡ 93,06	<input type="checkbox"/>	
5	DP 2	0,05	25	⚡ 367,3	⚡ 57,086	<input type="checkbox"/>	
6	DP 3	0,03	25	⚡ 220,63	⚡ 34,121	<input type="checkbox"/>	
7	DP 4	0,01	25	⚡ 73,58	⚡ 11,429	<input type="checkbox"/>	
*						<input type="checkbox"/>	

Рис. 5.17. Окно с входными и выходными параметрами текущей задачи

Столбцы серого цвета показывают выходные параметры. В нашем случае выходными параметрами будут эквивалентные напряжения на внутренней и внешней цилиндрической поверхности поршневой головки шатуна. Величины этих значений появятся в таблице после выполнения расчетов.

Оставшиеся столбцы служат для индивидуальной настройки экспорта и примечаний каждой задачи.

Для вызова на экран этих окон (при их отсутствии) служат команды *View – Outline* и *View – Table*.

Попробуем определить зависимость напряжений на внутренней и внешней цилиндрической поверхности поршневой головки шатуна от величины натяга. Для этого в столбец *B* вводим значения натяга согласно рис. 5.17. Значение внутреннего диаметра не изменяем. Таким образом, мы получили пять расчетных задач, отличающихся величиной натяга. Для того чтобы определить значения величин выходных параметров, выполняем команду *Update all design point* (⚡ Update All Design Points) на главной панели.

После окончания расчета таблица с выходными величинами эквивалентных напряжений будет заполнена. Для удобства визуального восприятия результатов расчета представим их в графическом виде.

Выполняем команду *View – Properties* и *View – Chart*. Перед нами появляются два дополнительных окна, которые позволят нам настроить должным образом наши графические зависимости параметров.

В окне *Properties of Outline* настроим параметры выводимого графика:

- по оси *x* отобразим значение натяга, мм;
- по оси *y* будут отображаться значения напряжений на внутренней и внешней цилиндрической поверхности поршневой головки шатуна. При

этом слева будет находиться шкала для внешних, а справа для внутренних напряжений (рис. 5.18).

Properties of Outline A12: 0		
	A	B
1	Property	Value
2	Parameter Chart: General	
3	Exclude Current Design point	<input checked="" type="checkbox"/>
4	X-Axis (Bottom)	P1 - Natyag
5	X-Axis (Top)	
6	Y-Axis (Left)	P6 - Equivalent Stress 3 Maximum
7	Y-Axis (Right)	P5 - Equivalent Stress 2 Maximum

Рис. 5.18. Окно с входными и выходными параметрами текущей задачи

Для того чтобы настроить обозначение осей, графиков, вспомогательной сетки и т.д., используем контекстное меню, вызываемое через ПКМ. Эти операции схожи с операциями по настройке графиков в приложениях *Microsoft Office*.

Например, чтобы настроить подписи осей, используем команду *ПКМ – Edit Properties – Title* и указываем название оси.

Окончательный вид графика зависимости напряжений в головке шатуна от величины натяга представлен на рис. 5.19.

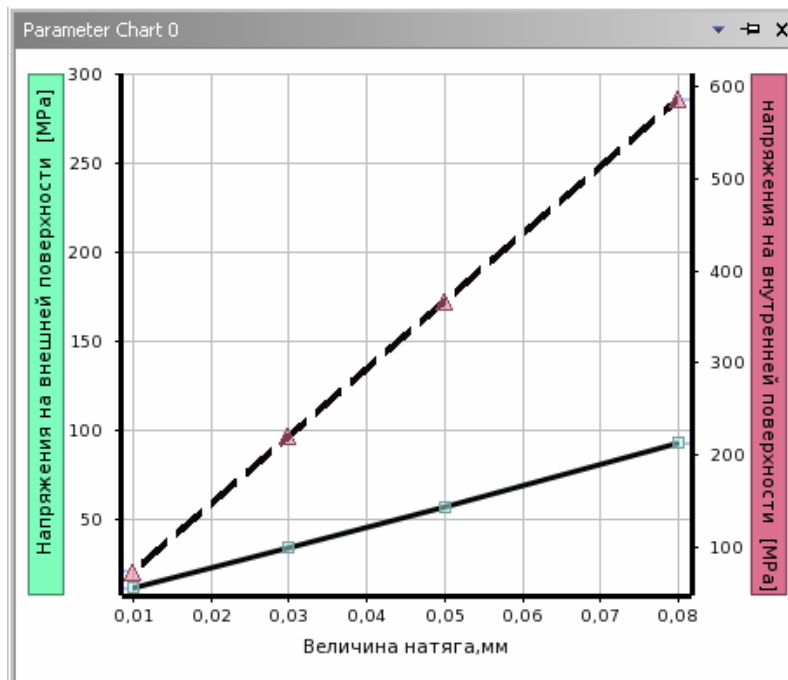


Рис. 5.19. График зависимости напряжений в головке шатуна от величины натяга

При задании нелинейных свойств материала подобный расчет может показать немного другую картину (рис. 5.20).

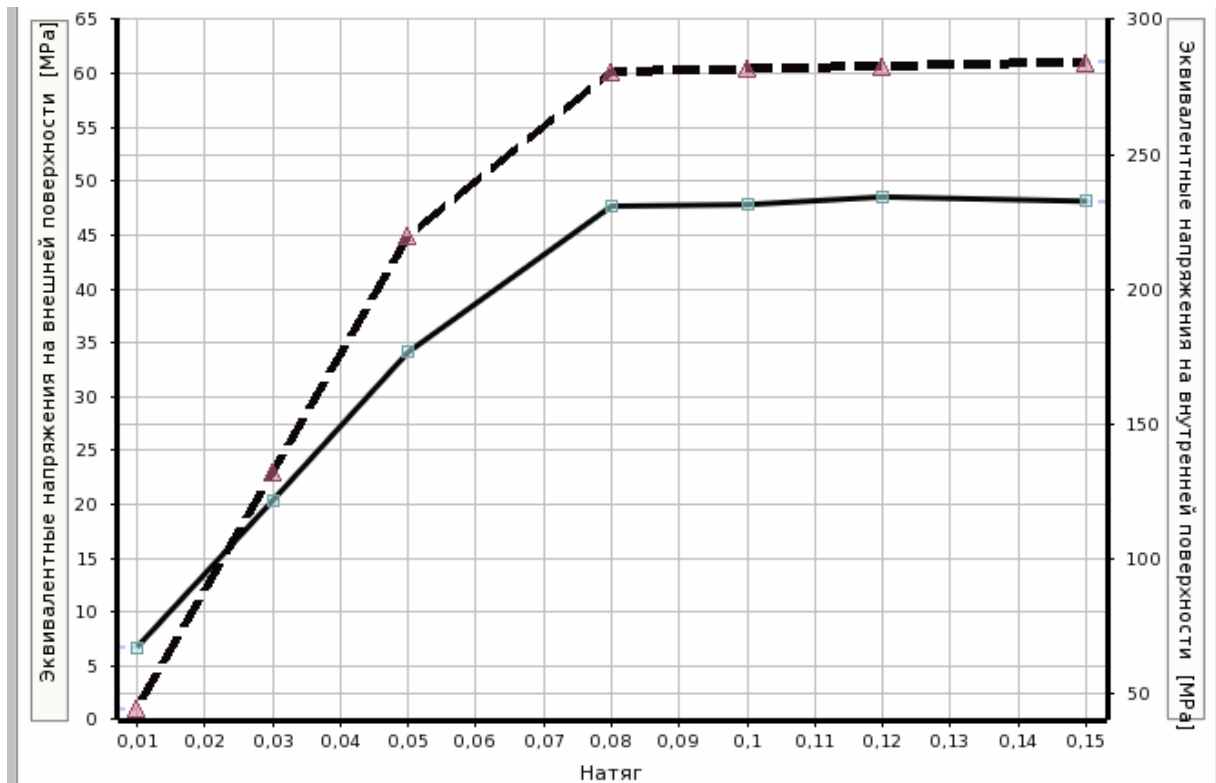


Рис. 5.20. Окно с входными и выходными параметрами при задании нелинейных свойств материалов

Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Покажите, каким образом осуществляется создание сборки в *Design Modeler*?
2. Для чего и каким образом задается симметрия модели?
3. Объясните различие между симметричным и асимметричным контактом.
4. Как осуществляется контроль размера элементов на контактной поверхности?
5. Каким образом задаются входные и выходные параметры?
6. Для чего необходимо использовать параметрические задачи?
7. Как провести верификацию управляющих уравнений?
8. Какая команда запускает на расчет все задачи параметрического исследования?
9. Какие команды позволяют настроить расчетные графики?

Лабораторная работа № 6

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Теоретическая часть

Известно, что тракторные дизели большую часть времени эксплуатируются при неустановившихся режимах. Угловые ускорения коленчатого вала достигают значений $150...200 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-2}$, что приводит к существенному отклонению показателей дизеля от их значений при установившихся режимах [2, 4, 7]. В частности, изменяется максимальная скорость нарастания давления в цилиндре по сравнению с установившимися режимами. Это влияет на величину напряжений в деталях КШМ. На основе анализа данных по эксплуатационной надежности деталей КШМ установлено, что наибольшее количество поломок КВ происходит по щекам с очагом зарождения трещины в галтелях в месте перехода от шатунной шейки в щеку (в плоскости кривошипа) из-за высокой концентрации напряжений при изгибе.

Расчет коэффициентов запаса прочности для регулярного нагружения проводится с использованием таких параметров, как эффективные коэффициенты концентрации напряжений, масштабный фактор, коэффициент поверхностного слоя, коэффициент постоянных напряжений и др., которые, как правило, приводятся в виде графиков. Они не всегда могут быть использованы для расчета, например, КВ современных тракторных дизелей во всем диапазоне изменения конструктивных размеров и соотношений ввиду отсутствия данных.

Практическая часть

В связи с вышесказанным целью данной лабораторной работы выступает оценка напряженного состояния коленчатого вала тракторного дизеля.



Рис. 6.1. Модель исследуемого коленчатого вала

В качестве примера выберем коленчатый вал двигателя Д145Т (рис. 6.1). Характеристики коленчатого вала и материала, из которого изготовлен вал, приведены в табл. 6.1 и 6.2 соответственно.

Таблица 6.1

Параметры коленчатого вала

Описание	Величина	Описание	Величина
Общая длина КВ, мм	735	Радиус кривошипа, мм	60
Количество коренных шеек	5	Толщина щеки, мм	26
Диаметр коренных шеек, мм	70	Радиус скругления между щекой и шейкой, мм	5
Количество шатунных шеек	4	Масса, кг	33,2
Диаметр шатунных шеек, мм	65	–	–

Таблица 6.2

Физико-механические свойства материала*

Характеристика	Величина
$E \cdot 10^{-11}$, Па	2
ν	0,3
σ_{-1} , МПа	400
σ_B , МПа	850
ρ , кг/м ³	7850

*Материал – легированная сталь 45Х ГОСТ 4543-71

Выполнение расчета начинаем с создания конечно-элементной сетки с параметром *Element Size* = 14 мм. Для сгущения расчетной сетки используем команду *Mesh-Insert – Refinement* для всех галтелей КВ. В окне уровня измельчения сетки устанавливаем значение *Refinement* =1. Размер КЭ в местах измерения напряжений (галтели) намеренно уменьшаем с целью повышения качества получаемых результатов, что непосредственно сказывается на величине коэффициента концентрации напряжений (рис. 6.2).

Для имитации нагружения коленчатого вала, соответствующего действительным условиям эксплуатации, задаются силы, действующие на шатунные шейки. К ним относятся:

- центробежная сила инерции вращающихся масс

$$K_r = -m_r r \omega^2,$$

где m_r – масса кривошипа и шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки и совершающая вращательное движение, кг; r – радиус кривошипа, мм; ω – угловая скорость вращения КВ, рад/с;

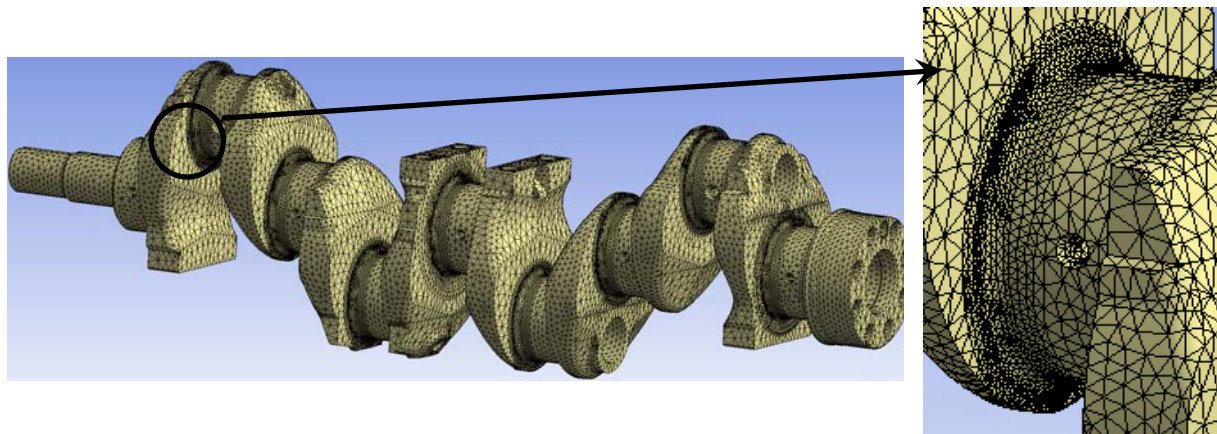


Рис. 6.2. Конечно-элементная модель КВ

- сила, направленная по радиусу кривошипа

$$K = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

где P – суммарная сила, действующая в кривошипно-шатунном механизме, определяемая алгебраическим сложением сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, кН; φ – угол поворота КВ, град; β – угол отклонения оси шатуна, град;

- тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа

$$T = P \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Для создания ограничений КВ, имитирующих условия фиксации вала в осевом и радиальном направлениях, создаем локальную цилиндрическую систему координат (*Coordinate System – ПКМ – Insert – Coordinate System*). Ось Z такой системы координат совпадает с осью КВ, ось Y описывает угловое положение КВ, а ось X направлена радиально коренной шейке.

От осевых перемещений коленчатый вал предохраняют два полукольца, устанавливаемые в средней коренной шейке, поэтому на ней устанавливаем соответствующие граничные условия (ГУ) $UZ=0$, выбирая при этом соответствующую систему координат.

Поскольку коленчатый вал установлен в подшипниковых опорах, то на коренных шейках записываем следующие ГУ: *Radial=Fixed, Axial u Tangential =Free* (при этом стоит выбирать созданную цилиндрическую систему координат).

Так как эффективный крутящий момент снимается с пятки КВ, то на отверстия болтов в торце фланца накладывалось ограничение полной фиксации (*Static Structural – ПКМ–Insert – Coordinate System*). Таким образом, изменяя направление силы, действующей на шатунную шейку, мы имитируем вращение коленчатого вала.

Для реализации изменения граничных условий во времени, связанных с поворотом КВ относительно оси, будем использовать опцию табличного задания ГУ относительно пользовательской системы координат.

Предварительно перед заданием нагрузок на коренные шейки проведем расчет сил K и T в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Нашей целью является получение трех столбцов численных данных: время, сила K и сила T . Для получения расчетного времени необходимо учитывать тактность двигателя и частоту вращения (табл. 6.3). Расчет проведем с шагом по времени, соответствующим одному градусу поворота КВ (1° п.к.в.), это нужно учитывать при составлении табличных данных силовых граничных условий.

Таблица 6.3

Характеристики двигателя

Порядок работы цилиндров	1 – 3 – 4 – 2
Номинальная частота вращения КВ, мин ⁻¹	2100
Масса поступательно движущихся деталей КВ, кг	2,76
Масса шатуна, приведенная к оси кривошипа, кг	1,68

Проведенный расчет позволит получить по два графика изменения величины сил K и T для каждой коренной шейки в течение цикла. В качестве примера на рис. 6.3 показан один из таких графиков.

При индивидуальном задании нагрузок на каждую шатунную шейку необходимо учитывать порядок работы двигателя. Для задания нагрузок

на первую и последнюю шатунную шейку создаем прямоугольную систему координат:

- ось z направляем от носка коленчатого вала к пятке (от первой к четвертой коренной шейке);
- ось x направляем по часовой стрелке, если смотреть на носок коленчатого вала;
- ось y должна быть направлена от оси шатунной шейки к оси КВ.

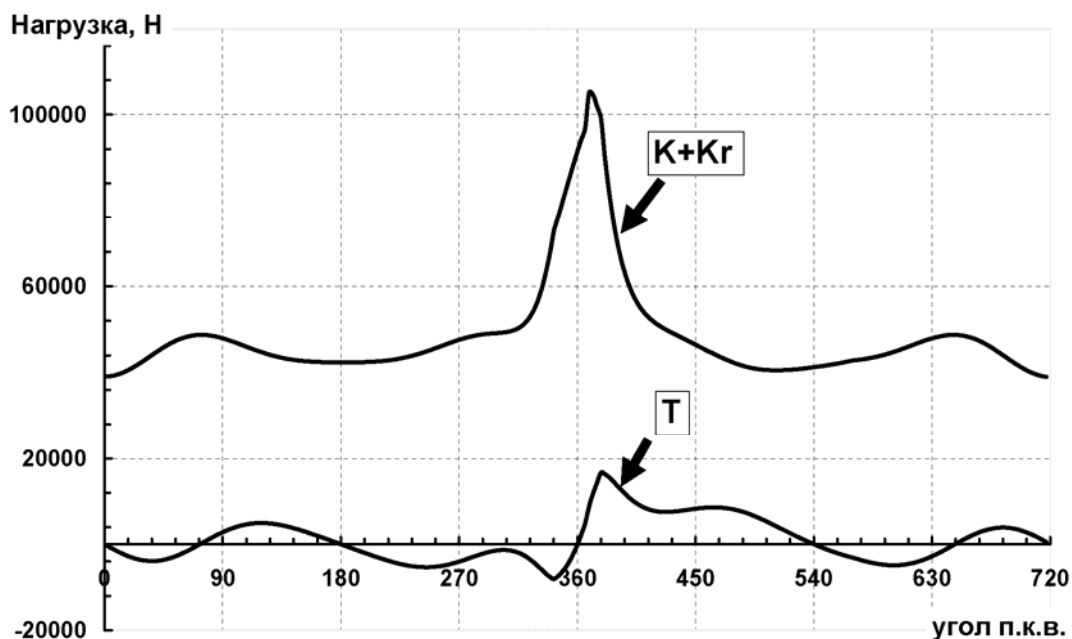


Рис. 6.3. График изменения сил, действующих на шатунную шейку

Аналогичные операции проводим для создания прямоугольной системы координат для второй и третьей шатунных шеек.

С помощью созданных систем координат на каждом расчетном шаге по времени будут задаваться величина и направление действующей силы на шатунной шейке.

Для задания сил, действующих на шатунные шейки, используем команду *Static Structural – ПКМ – Insert – Force*. Устанавливаем определение силы *Define by = Components*.

В итоге мы должны получить графическое окно, которое отражено на рис. 6.4. Здесь жирной стрелкой обозначено направление силы на указанную шатунную шейку в текущий момент времени. В нижнем окне показано графическое изменение сил K и T (здесь они обозначены как X и Y , поскольку совпадают с направлением координатных осей.) В правом углу

в виде таблицы представлены все численные значения сил K и T в зависимости от времени расчета.

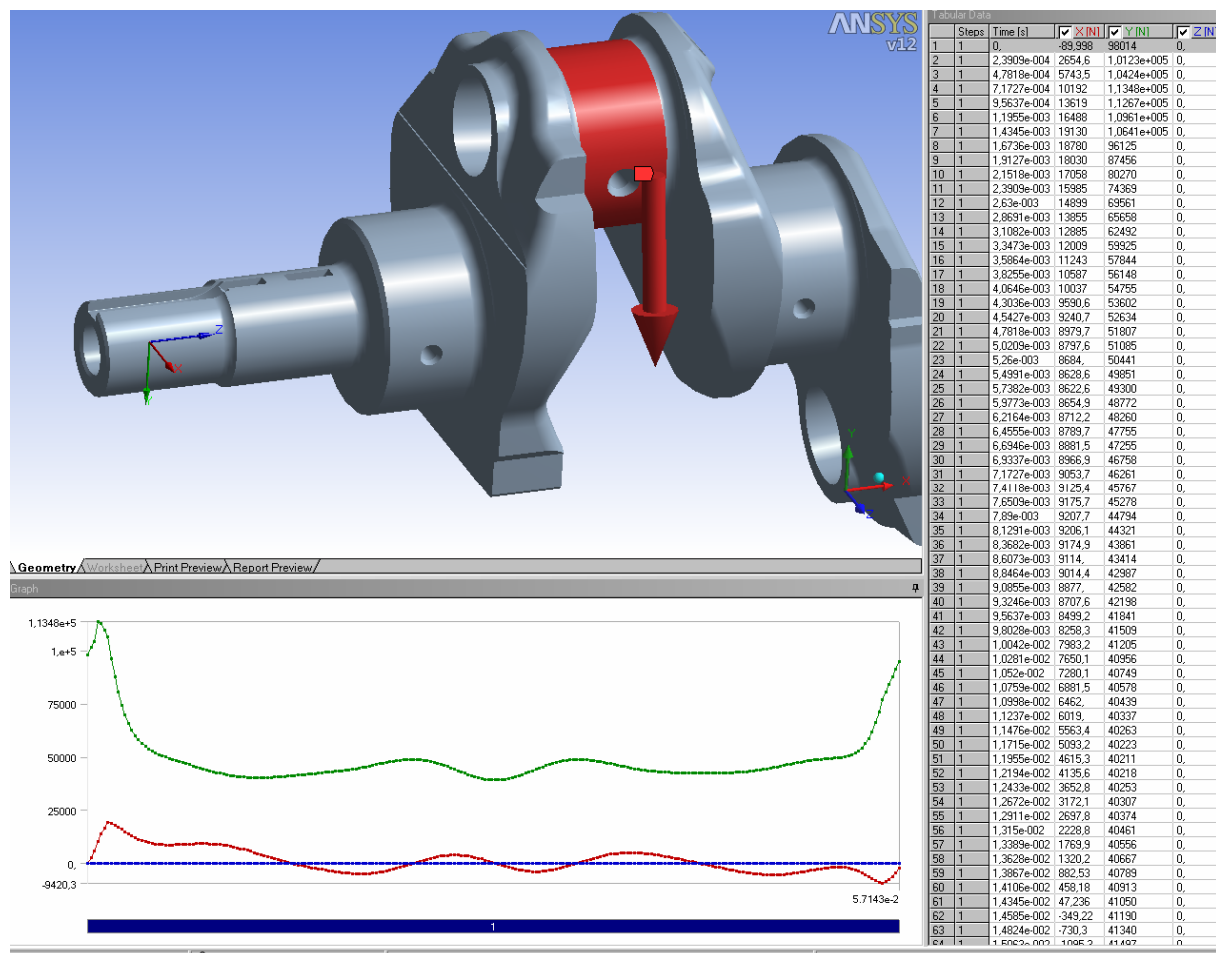


Рис. 6.4. Приложенная сила S , действующая на шатунную шейку (ее разложение на составляющие силы K и T в виде таблицы и графика)

Для оценки уровня напряжений на выбранных галтелях коленчатого вала используем команду *Solution – PKM – Probe – Stress* и указываем нужную галтель. Эту процедуру необходимо проделать для всех галтелей коленчатого вала. В качестве расчетного параметра необходимо указывать все компоненты тензора напряжений и первое главное напряжение.

Для вывода результатов используется пользовательская локальная система координат со следующими характеристиками:

- ось z совпадает с осью КВ, а точка начала системы координат совпадает с серединой пятой коренной шейки;
- ось y направлена от оси КВ к оси четвертой коренной шейки;
- ось x направлена влево при взгляде с задней стороны КВ.

Рациональней всего предварительно пронумеровать галтели и при выводе результатов обозначить их соответствующими символами (рис. 6.5 и 6.6).

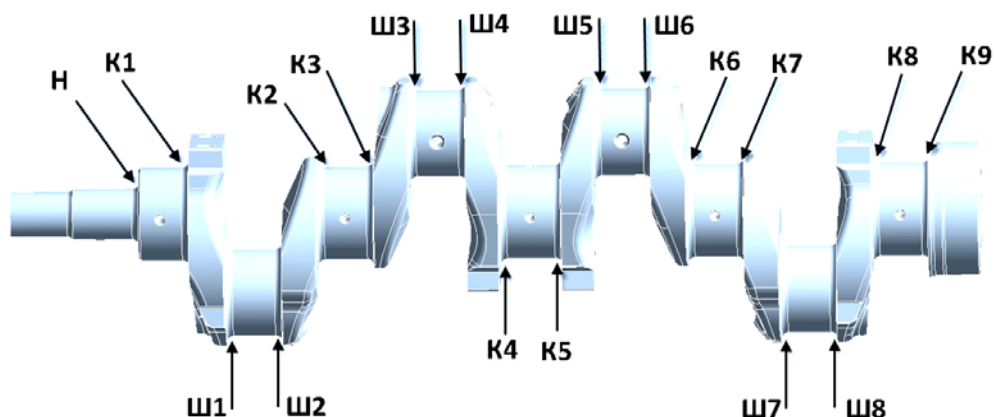


Рис. 6.5. Области измерения напряжений в КВ



Рис. 6.6. Настройка вывода результатов расчета

После того как будут рассчитаны все указанные компоненты напряжений ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}$), можно переходить к расчету коэффициента запаса прочности. Предварительно рассчитываем амплитуды напряжений ($\sigma_{xa}, \sigma_{ya}, \sigma_{za}, \sigma_{xya}, \sigma_{xza}, \sigma_{yza}$), а также первое главное напряжение (σ_{1m}). Интенсивность амплитуд переменных напряжений цикла (σ_{ia}) подсчитываем по формуле

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + \dots + 6\tau_{xya}^2 + \dots}$$

Результаты расчета, отражающие изменения максимальной интенсивности напряжений и компонентов тензора напряжений, возникающие в галтелях, в зависимости от углового положения КВ представлены на

рис. 6.7, 6.8. Расчетные данные выводятся в программной среде как в графическом, так и табличном виде.

Расчет запасов прочности проводится с использованием модели усталостного разрушения И. А. Биргера при сложном напряженном состоянии. Эквивалентное напряжение при объемном напряженном состоянии определяем по формуле

$$\sigma_{ae} = \frac{K_\sigma}{\epsilon\beta} \sigma_{ia} + \psi_\sigma \sigma_{1m}, \quad (6.1)$$

где K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; ϵ – масштабный коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров де-

тали на пределы выносливости; β – коэффициент поверхностной чувствительности; ψ_σ – коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости.

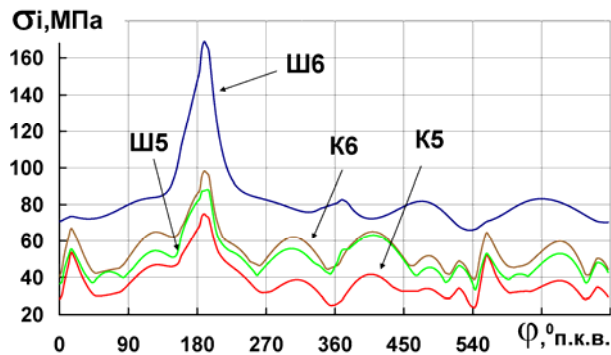


Рис. 6.7. Изменение максимальной интенсивности напряжений в галтелях третьего колена КВ в зависимости от угла поворота

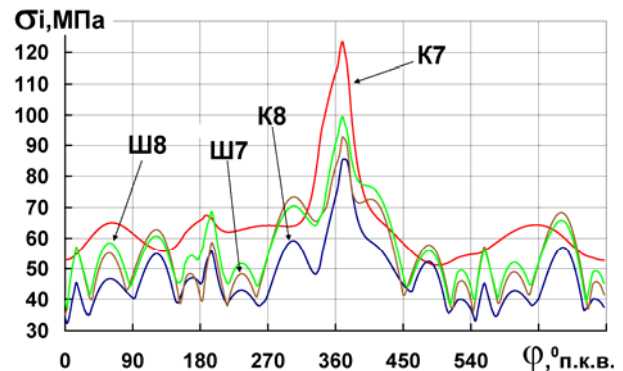


Рис. 6.8. Изменение максимальной интенсивности напряжений в галтелях четвертого колена КВ в зависимости от угла поворота

Запас прочности рассчитывается по формуле

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ae}}, \quad (6.2)$$

где σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле.

Значения параметров K_σ , ϵ_σ , β , ψ_σ , входящих в соотношение (6.1), вычисляются в соответствии с рекомендациями, приведенными в специализированной литературе [4]. В нашем случае $K_\sigma = 1,04$, $\epsilon_\sigma = 0,67$, $\beta = 0,95$, $\psi_\sigma = 0,1105$ для коренной шейки и $K_\sigma = 1,578$, $\epsilon_\sigma = 0,685$, $\beta = 0,95$, $\psi_\sigma = 0,248$ для шатунной шейки.

Приведем пример расчета коэффициента запаса прочности. Например, для галтели четвертой коренной шейки (К6, см. рис. 6.5) сначала были определены амплитуды компонентов тензора напряжений:

$$\begin{aligned} \sigma_{ia}^{K6} &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(17,5 - 74,9)^2 + (17,5 - 34,9)^2 + (74,9 - 34,9)^2 + 6 \cdot 9,6^2 + 6 \cdot 2,4^2 + 6 \cdot 13,9^2} = \\ &= 118,1 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Далее вычислялось эквивалентное напряжение

$$\sigma_{ae} = \frac{K_\sigma}{\epsilon\beta} \sigma_{ia} + \psi_\sigma \sigma_{1m} = \frac{1,04}{0,67 \cdot 0,95} 118,1 + 0,1105 \cdot 168,7 = 211,5 \text{ МПа,}$$

после чего был подсчитан коэффициент запаса по усталостной прочности

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ae}} = \frac{400}{211,5} = 1,89.$$

Результаты расчетов коэффициентов запаса прочности, вычисленные для всех галтелей КВ, оформляем в виде табл. 6.4.

Таблица 6.4

Пример результатов расчета коэффициентов запаса прочности для КВ

	К1	К2	К3	К4	К5	К6	К7	К8	К9	Ш1	Ш2	Ш3	Ш4	Ш5	Ш6	Ш7	Ш8
n	1,7	1,5	1,8	4,0	2,9	1,9	3,0	2,6	6,6	1,8	1,7	1,9	2,0	2,0	2,3	2,1	2,4

Величина коэффициента запаса прочности КВ зависит от многих причин. В связи с тем что условия эксплуатации, характер внешних нагрузок и механические характеристики материала хорошо известны, а напряжения определены достаточно точными методами, запасы по усталостному разрушению могут быть взяты небольшими – в пределах 1,2...2,0 [1].

Таким образом, после выполнения данной лабораторной работы студент должен уметь:

- установить характер изменения компонентов тензора напряжений в галтелях КВ (или других концентраторах напряжений) в течение цикла работы;
- выявлять значения интенсивности амплитуд переменных напряжений и эквивалентные напряжения, и на основе этого проводить расчет коэффициентов запаса по усталостной прочности и текучести;
- рекомендовать мероприятия, направленные на повышение запасов прочности коленчатых валов.

Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Каким образом раскладываются силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала?
2. Объясните назначение локальных систем координат при задании нагрузок.
3. Проведите расчет напряжений для КВ двигателя, проектируемого в ходе исследовательской работы. Подготовьте отчет.
4. Выявите различие напряжений и коэффициентов запасов прочности в зависимости от применяемого материала, радиуса галтелей, частоты вращения, тактности и порядка работы и других параметров и показателей.

5. Какие мероприятия, направленные на повышение коэффициентов запаса прочности, на ваш взгляд, наиболее существенны?
6. Приведите в графическом виде, используя средства *Ansys Workbench*, изменение напряжений концентраторов напряжений в галтелях проектируемого двигателя. Оформите отчет с выполненным расчетом коленчатого вала.
7. Каким образом рассчитывается общее расчетное время?
8. Объясните протекание графика изменения напряжений для различных галтелей КВ.

Лабораторная работа № 7

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ШАТУНА

Теоретическая часть

Любая методика анализа усталостной долговечности в качестве исходных данных использует, во-первых, сведения о динамической нагруженности детали в виде истории изменения напряжений в условиях эксплуатации, во-вторых, свойства усталости, определяемые по результатам экспериментальных исследований.

В программной среде *Ansys Workbench* первое решение, которое должен принять пользователь, – выбрать расчет малоциклового усталости или многоциклового. Разрушение от малоциклового усталости – это разрушение в условиях повторного упругопластического деформирования с числом циклов до $5 \cdot 10^4 - 10^5$, которое является условной границей мало- и многоциклового усталости для пластичных сталей и сплавов и определяет число циклов от упругопластического к упругому циклическому деформированию. Расчет многоциклового усталости базируется на эмпирической *S-N* кривой, расчет малоциклового усталости – на параметрах материала.

Общая схема решения задач усталости в программной среде *Ansys Workbench* приведена на рис. 7.1.

Типы циклической нагрузки

В отличие от статического анализа, где используется единственное значение величины напряжения, усталостная задача включает напряжения, изменяющиеся в течение длительного промежутка времени. Различают четыре типа нагрузки (см. рис. 7.1, блок А). Сюда включают показате-

тель, так называемый идентификатор амплитуды цикла, показывающий, насколько сильно изменяется со временем уровень амплитуды нагружения, а также показатель, отображающий изменение самой нагрузки. Если главные напряжения не изменяются, это представляют как регулярное нагружение и, наоборот, если главные напряжения изменяются, это является нерегулярным нагружением.

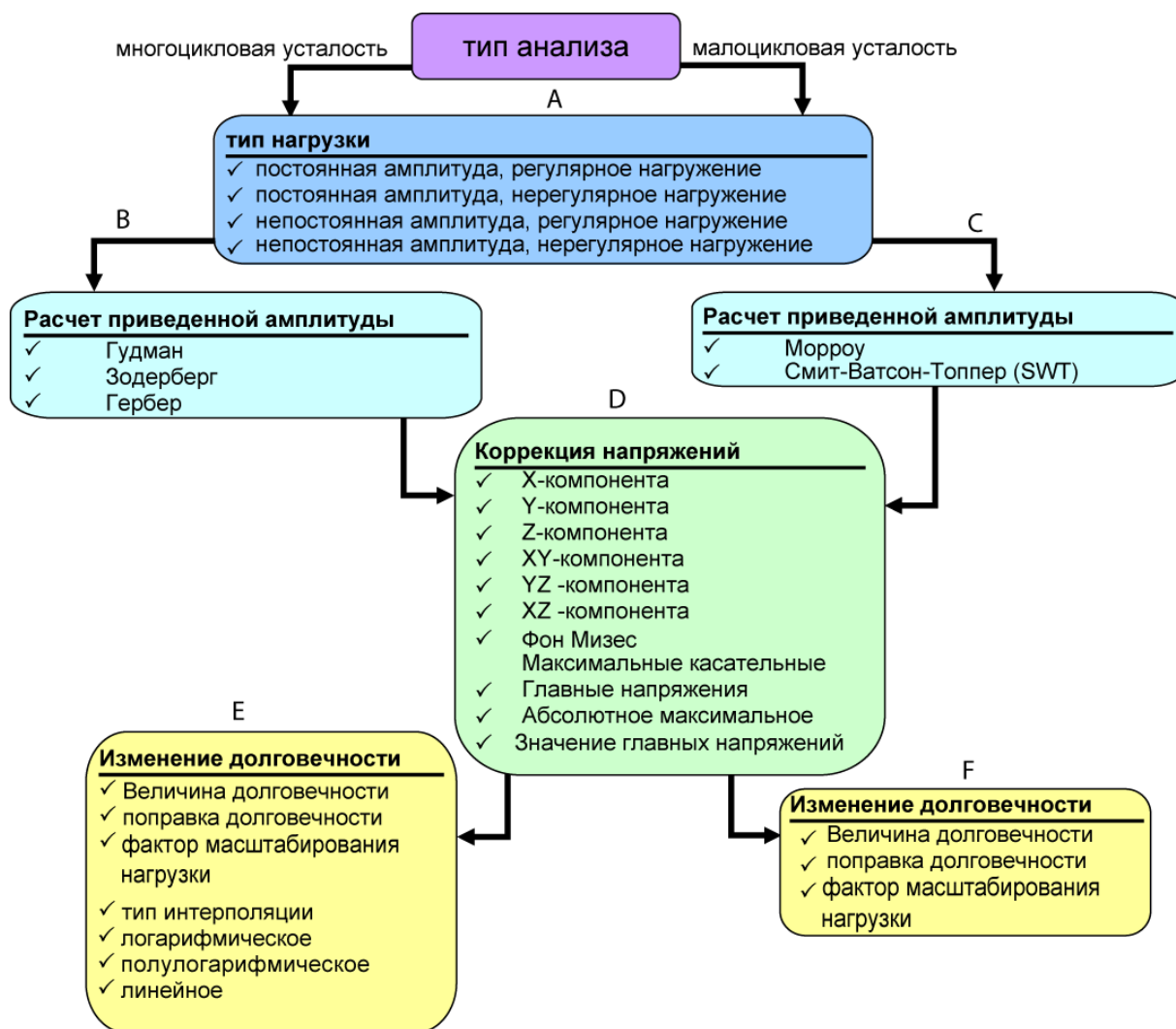


Рис. 7.1. Схема решения задач усталости в *Ansys Workbench*

Постоянная амплитуда, регулярное нагружение – вид нагружения, когда амплитуда напряжений имеет максимальное значение на всем протяжении временного интервала (рис. 7.2). Здесь могут быть заданы симметричный, асимметричный и отнулевой циклы нагружения.

Постоянная амплитуда, нерегулярное нагружение – в отличие от предыдущего типа усталостной задачи здесь присутствует фактор нагружения, который указывает, насколько изменяются напряжения с течением

времени. В связи с этим разрушение может произойти в местах, которые не так легко идентифицировать. Этот вид анализа используется для нагружения двумя видами нагрузок (например нагружение изгибом или скручиванием), а также в тех задачах, где изменение величины нагрузки вызывает распределение напряжений в модели, что особенно важно для нелинейных контактов, таких как болтовое соединение.

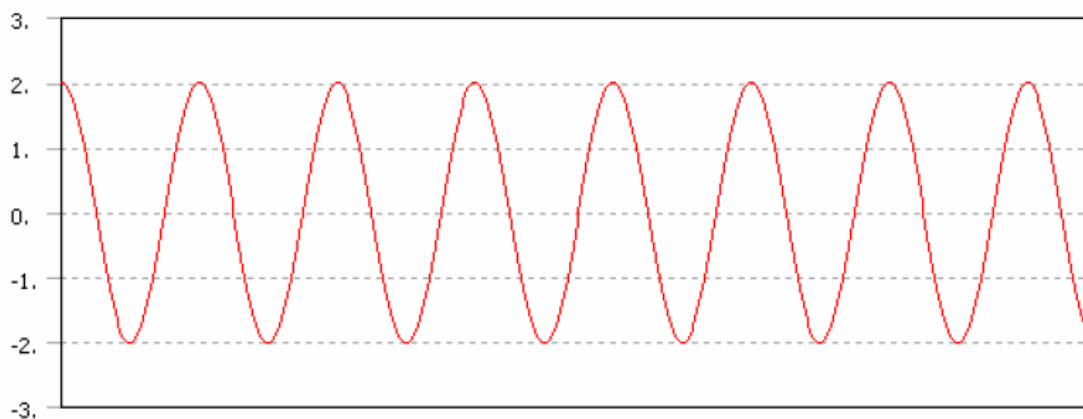


Рис. 7.2. Схематичное представление симметричного цикла нагружения

Непостоянная амплитуда, регулярное нагружение – этот вид анализа нуждается в задании только одного набора результатов расчета. Так как нагружение регулярно, определить место повреждения детали затруднительно. Для вычисления места повреждения *Workbench* используют линейную теорию повреждений, включая различные циклы нагружения с различной амплитудой (рис. 7.3).

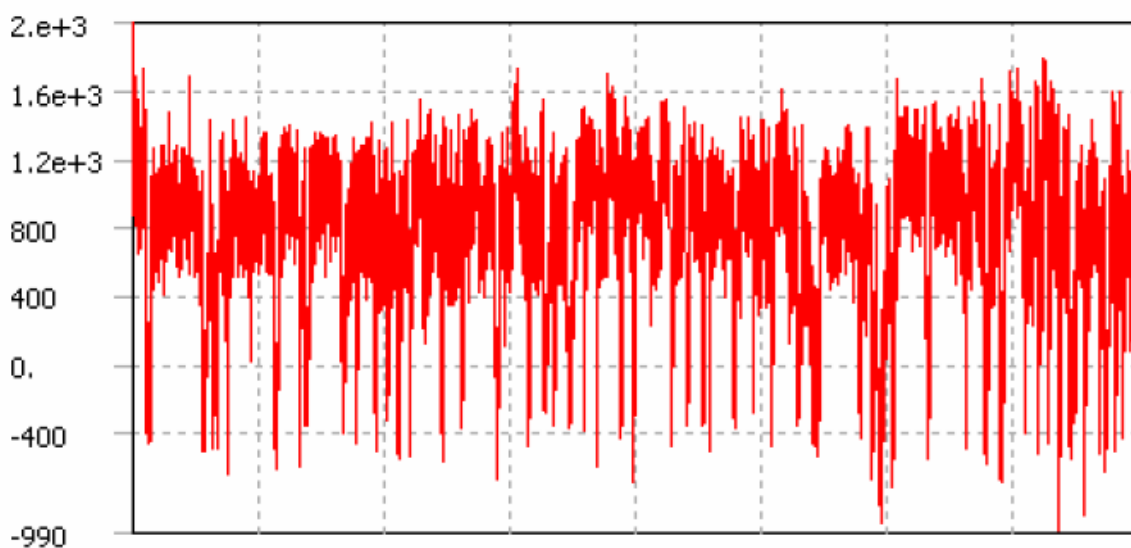


Рис. 7.3. Схематичное представление цикла с непостоянной амплитудой

Непостоянная амплитуда, нерегулярное нагружение – наиболее общий случай, который подобен анализу при постоянной амплитуде и нерегулярном нагружении. Отличие в том, что в этом типе анализа существует больше двух различных наборов напряженных состояний. Сложность состоит не только в определении места повреждения детали, но и в определении комбинации нагрузок, которые наносят повреждения.

Выбор расчетного напряжения

После того как проведен выбор типа усталостного расчета, необходимо выбрать величину, характеризующую напряженное состояние. Классическая теория многоциклового усталости позволяет оценить сопротивление усталости детали, работающей в условиях одноосного напряженно-деформированного состояния. В этом случае нагружение характеризуется единственной ненулевой компонентой тензора напряжений.

В большинстве случаев материал детали испытывает сложнапряженное состояние. В том случае, если величина одного компонента тензора напряжений существенно превосходит другие, оценку нагруженности при сложном НДС проводят аналогично, как и при случае одноосного напряженного состояния. При этом за расчетное напряжение выбирается величина, которая позволяет наиболее точно охарактеризовать условия нагружения. Такая величина может представлять следующие напряжения:

- максимальное абсолютное значение главных напряжений (принимается, что повреждения наносят как максимальные растягивающие, так и максимальные сжимающие напряжения);
- максимальные главные напряжения (расчет ведется по первому главному напряжению и применяется в основном при расчете сварных соединений, поскольку основной вклад в усталостное повреждение вносят растягивающие напряжения);
- эквивалентные напряжения фон Мизеса, рассчитанные по главным напряжениям:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]},$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения;

- эквивалентные напряжения фон Мизеса, рассчитанные по компонентам тензора напряжения с использованием формулы Мизеса:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]},$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ – компоненты тензора напряжений.

Определение приведенных амплитуд

Для учета асимметрии цикла нагружения при определении характеристик сопротивления усталости элементов машин и конструкций применяют два подхода:

- определение характеристик сопротивления усталости по диаграммам предельных амплитуд – при регулярных процессах нагружения;
- формирование однопараметрических распределений приведенных амплитуд – амплитуд симметричного цикла, приводящего к эквивалентным повреждениям для несимметричного цикла.

Приведенные амплитуды могут быть определены следующим образом (см. рис. 7.1, блок В):

- модель Кинасошвили, где приведенная амплитуда вычисляется по зависимости

$$\sigma_{a np} = \sigma_a + \psi \cdot \sigma_m,$$

где σ_a – амплитуда цикла; ψ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нагружения; σ_m – среднее значение напряжения цикла.

- модель Зодерберга, где приведенная амплитуда вычисляется по зависимости

$$\sigma_{a np} = \sigma_a / \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_t} \right) \right),$$

где σ_t – предел текучести при растяжении;

- модель Гербера

$$\sigma_{a np} = \sigma_a / \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right),$$

где σ_B – предел прочности при растяжении;

- модель Гудмана

$$\sigma_{a np} = \sigma_a / \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right) \right).$$

Все эти теории используют статистические данные о свойствах материалов, такие как предел текучести и предел прочности.

Для малоциклового усталости в *Ansys Workbench* применяют две модели (см. рис. 7.1, блок С):

- модель Морроу:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f (2N_f)^c,$$

где $\sigma_f = 1,75 \cdot \sigma_{dl}(T)$ и $\varepsilon_f = 0,5 (\ln(1/(1-\psi(T))))^{-c}$. В этих зависимостях (σ_f/E) , ε_f – коэффициенты соответственно циклической прочности и пластичности в уравнении Морроу; b, c – показатели соответственно циклической прочности и пластичности в уравнении Морроу; $\Delta \varepsilon/2$ – суммарная амплитуда деформаций; E – модуль упругости; N_f – число циклов до повреждения; $2N_f$ – число циклов до отказа; ψ – относительное сужение при разрыве; $\sigma_{dl}(T)$ – предел длительной прочности для эффективной температуры цикла;

- модель Смита-Ватсона и Топпера:

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(\sigma_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f \cdot \varepsilon_f (2N_f)^{b+c}.$$

Коррекция напряжений (см. рис. 7.1, блок D)

Экспериментальные данные испытаний материалов являются главным образом одноосевыми, тогда как результаты расчетов модели являются многокомпонентными. В некоторых случаях, как уже упоминалось выше, напряжение должно быть преобразовано до одноосного для того, чтобы было возможно сравнить его с экспериментальными данными. Таким напряжением может выступить максимальное главное напряжение, максимальное тангенциальное или другое. Пользователь может задать напряжение, которое соответствует условиям задачи.

Изменение показателей долговечности (см. рис. 7.1, блок F и E)

Величина долговечности (Value of Infinite Life)

Другим доступным параметром анализа усталости является способность установить значение для числа циклов нагружения, при котором поврежденность детали будет стремиться к нулю. То есть при постоянной амплитуде нагружения, если переменное напряжение ниже, чем самое низкое переменное напряжение на кривой усталости, задача усталости будет использовать значение долговечности в самой крайней точке кривой SN .

Это позволяет задать безопасный предел для материалов, для которых не существует экспериментальных кривых $S-N$. Кроме того, при нерегулярном нагружении цикла циклы с очень маленькими переменными усилиями могут привести к завышенным повреждениям, если число таких циклов достаточно высоко. Чтобы обеспечить управление и этим процес-

сом, пользователь может установить бесконечное число циклов, которое будет использоваться, если переменное напряжение будет вне предела кривой SN . Установка высокого значения сделает небольшие циклы напряжения менее разрушительными, если они произойдут много раз. Результаты матрицы повреждаемости могут быть полезными в определении эффектов небольших циклов напряжения при установленной истории нагружения.

Поправка усталостных свойств

Усталостные свойства материала измеряются в определенных условиях. Если эксплуатационные свойства материала отличаются от эталонных значений, необходимо вводить поправочный коэффициент, сглаживающий эти различия. Поправочный коэффициент имеет величину меньше чем единица.

Масштабируемость нагрузки

Пользователь может также определить коэффициент пропорциональности нагружения. Этот показатель может быть параметризован. Использование этого коэффициента позволяет оценить влияние величины нагрузки на НДС.

Интерполяция кривой SN

В пределах кривой Велера (кривая SN) существуют три различных метода интерполяции: логарифмический, полулогарифмический и линейный. Результаты исследования будут зависеть от метода интерполяции, который установит пользователь.

Типы результатов

Скажем пару слов о результатах, которые представляют интерес при проведении расчета долговечности.

Показатель долговечности (Life)

Этот показатель представляет число циклов, которое деталь выдержит без разрушения.

Поврежденность (Damage)

Поврежденность от переменной нагрузки определяется как отношение количества циклов данного узла к максимальному числу циклов для данной детали. Величина менее единицы соответствует тому, что деталь будет разрушена до достижения своих максимальных показателей долговечности.

Фактор безопасности (Safety factor)

Показывает эпюру коэффициента запаса усталостной прочности, рассчитанного относительно полного отказа детали. Показатели меньше единицы свидетельствуют о том, что этот элемент разрушится, не достигнув установленного числа циклов нагружения.

Показатель неодноосности (Biaxiality factor)

Показатель неодноосности определяет узловое отношение минимального главного напряжения к максимальному. При величине, равной нулю, напряженное состояние близко к одноосному, при -1 соответствует чистому сдвигу, при 1 – чистому двуосному состоянию.

Коэффициент усталостной чувствительности (Fatigue sensitivity)

Показывает влияние уровня нагрузки на показатели долговечности. Например, пользователь может определить долговечность при 150 %-ном нагружении.

Матрицы повреждаемости и матрицы Rainflow (Damage matrix, Rainflow matrix)

Эти результаты доступны только для расчетов с переменной амплитудой напряжений.

В матрице поврежденности ось Z соответствует числу циклов нагружения для данного уровня переменных и средних напряжений. Этот результат дает представление о составе истории нагружения.

Матрица *Rainflow* показывает количество "закрытых" гистерезисных циклов в прикладываемой к детали истории нагрузки. При несимметричном цикле нагружения достаточно сложно определить количество циклов, и без этой диаграммы сложно понять, сколько раз деталь нагрузили – разгрузили так, что это можно было считать циклом нагружения.

Гистерезис (Hysteresis)

При проведении упругого расчета принимаются допущения линейного роста деформаций от нагрузок, хотя в реальности это не так. Поведение конструкции в ответ на изменение нагрузок может быть нелинейно. Однако затраты времени на проведение нелинейного и линейного расчетов существенно отличаются не в пользу первых. Поэтому программно вводится поправка Нейбера для учета пластической составляющей деформации. График гистерезиса показывает изменение локальной упругопластической составляющей деформации для выбранного объекта.

Практическая часть

Проведем расчет долговечности шатуна тракторного дизеля. Создаем новый проект со структурным расчетом, в котором проведем расчет напряжений для условий эксплуатации шатуна. Модель, КЭМ и ГУ шатуна представлены на рис. 7.4 соответственно.

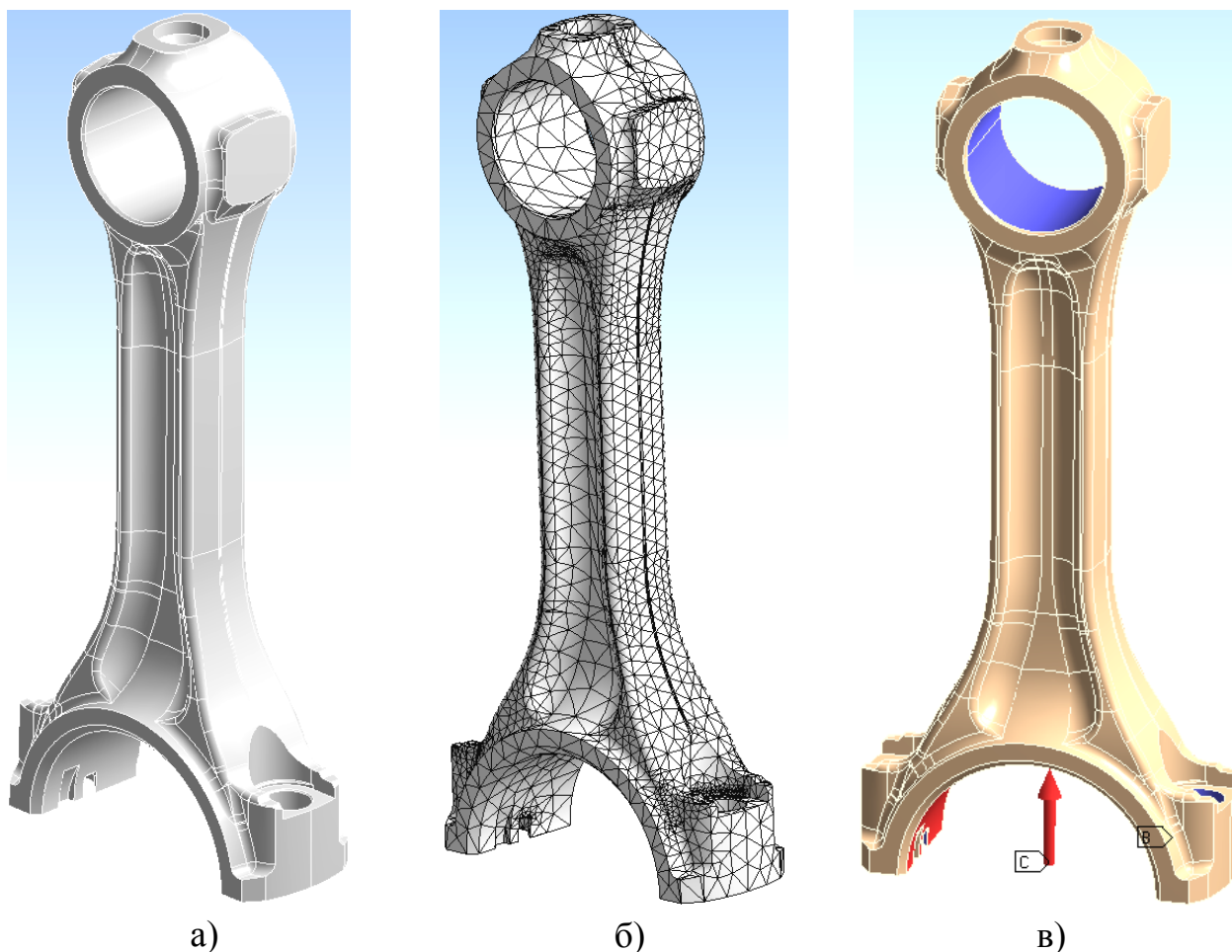


Рис. 7.4. Шатун тракторного дизеля: а – модель шатуна; б – КЭМ шатуна; в – ГУ шатуна

В качестве ограничений выступают

- нагрузка (*Insert – ПКМ – Bolt Load*) на цилиндрической части нижней шатунной головки, равная $F=10^5$ Н в направлении оси шатуна, к верхней головке;
- фиксация (*Insert – ПКМ – Fixed Support*) поршневой головки шатуна;
- ограничение перемещений на цилиндрических поверхностях отверстий под болты (*Insert – ПКМ – Cylindrical Support*).

В окно результатов расчета добавляем стандартные эпюры эквивалентных напряжений и суммарных деформаций. Для добавления инструмента оценки долговечности выполняем команду *Solution – ПКМ – Insert – Fatigue – Fatigue Tool* (рис. 7.5). Для создания переменного цикла нагружения установим значение тип нагрузки – *Fully Reversed*. В строке анализа указываем значение многоциклового нагружения *SN-None*. В качестве величины, определяющей НДС, установим *Stress Component = Equivalent (von Mises)*. Масштабный фактор приравняем к величине – 0,8, поскольку будем считать, что образец выполнен методом литья.

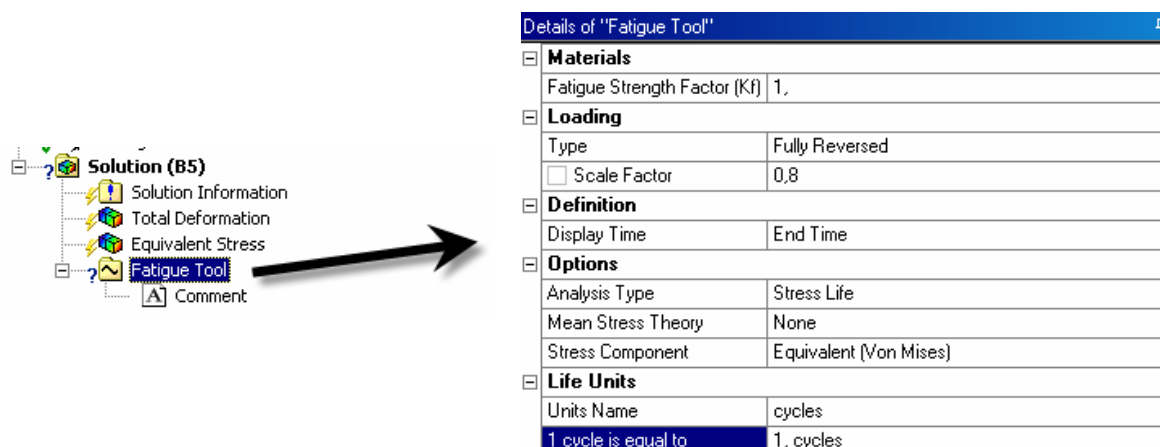


Рис. 7.5. Настройки расчета долговечности шатуна

После этого настроим результаты для вывода:

1. Выполним команду *Fatigue Tool – ПКМ – Life*, которая отобразит распределение долговечности для модели.
2. Выполним команду *Fatigue Tool – ПКМ – Safety Factor*, при этом установим порог для безопасной зоны циклов, равный 10^6 циклов. Эта команда позволит отобразить фактор безопасности для модели.
3. Выполним команду *Fatigue Tool – ПКМ – Biaxiality Indication*, которая установит, какие части модели находятся в НДС, близкому к одноосному, а какие – нет.
4. Выполним команду *Fatigue Tool – ПКМ – Fatigue Sensitivity* для вывода графика изменения долговечности от уровня нагрузки. Установим минимальную вариацию нагрузки на уровне 80 % (то есть 8 кН), а максимальную – 120 % (12 кН).

Окно модели после выполнения этих команд будет выглядеть подобно рис. 7.6. Эпюра распределения фактора безопасности приведена на рис. 7.7, а, эпюра *Fatigue Sensitivity* приведена на рис. 7.7, б.

Проанализировав результаты, делаем выводы: конструкция шатуна в части крепления шатунных болтов не удовлетворяет требованиям долговечности, поскольку разрушение там наступит уже через 3600 циклов при нагрузке в 8 кН и через 1600 циклов при нагрузке 12 кН.

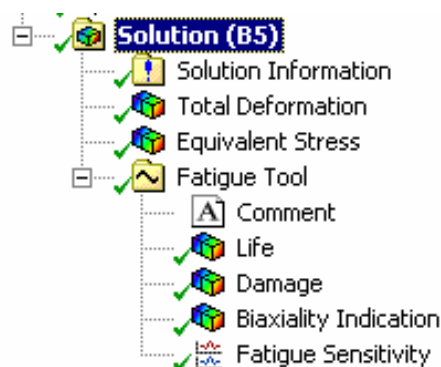
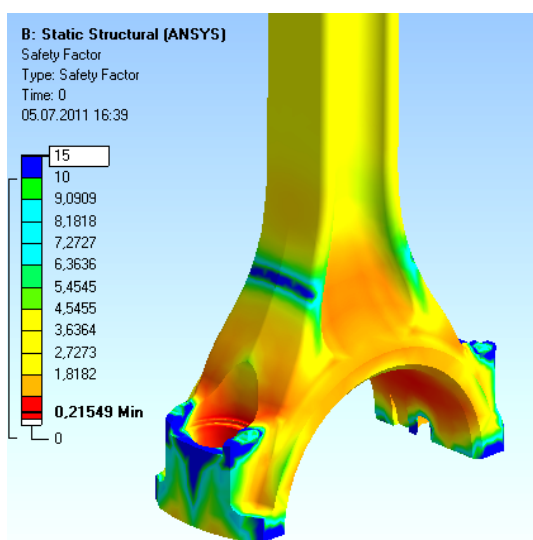
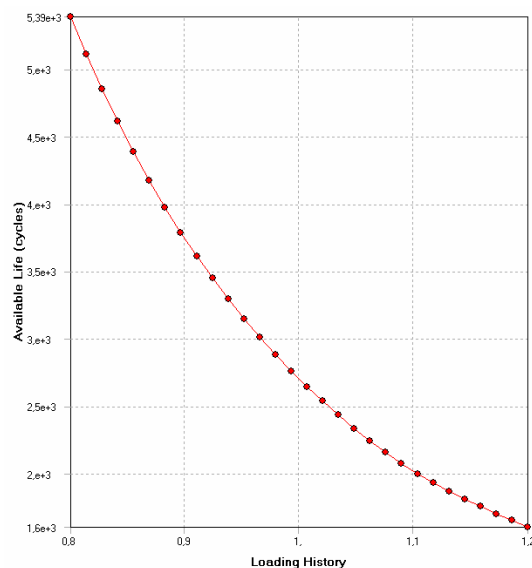


Рис. 7.6. Окно настройки задачи



а)



б)

Рис. 7.7. Результаты расчета: а – эпюра фактора безопасности модели; б – график чувствительности модели (долговечности) к изменению нагрузки

Расчет шатуна при нерегулярной нагрузке

Рассмотрим нагружение шатуна силой, не постоянной во времени. Величина нагрузки будет изменяться по выбранной истории нагружения. Расчет выполняем в следующей последовательности:

1. Проведем статический анализ при воздействии нагрузки 10 кН.
2. Настроим результаты вывода показателей долговечности, используя команду *Fatigue Tool*.

3. Определим историю нагружения, выполнив команду *Solution – ПКМ – Insert – Fatigue – Fatigue Tool*, установив значение в строке *Loading Type – History Data*. Выберем существующую историю нагружения *SAE-BraketHistory* из папки *Ansys Workbench* и установим фактор масштабирования нагрузки, равный 0,02.

4. Выполним команду *Fatigue Tool – ПКМ – Rainflow* для вывода матрицы поврежденности конструкции после проведения расчета.

5. Установим использование зависимости Гудмана для определения приведенной амплитуды цикла (одновременно в графическом окне отображается модель Гудмана). В качестве расчетной величины выбираем *Stress Component – Equivalent (von Mises)*, по величине которой впоследствии будет оценена долговечность конструкции.

6. Запускаем выполнение расчета.

7. Проводим анализ матрицы поврежденности (в настройках вывода графика установим *Chart Viewing Style – Three Dimensional*. На рис. 7.8, а и б приведена расчетная матрица *Rainflow* и матрица поврежденности.

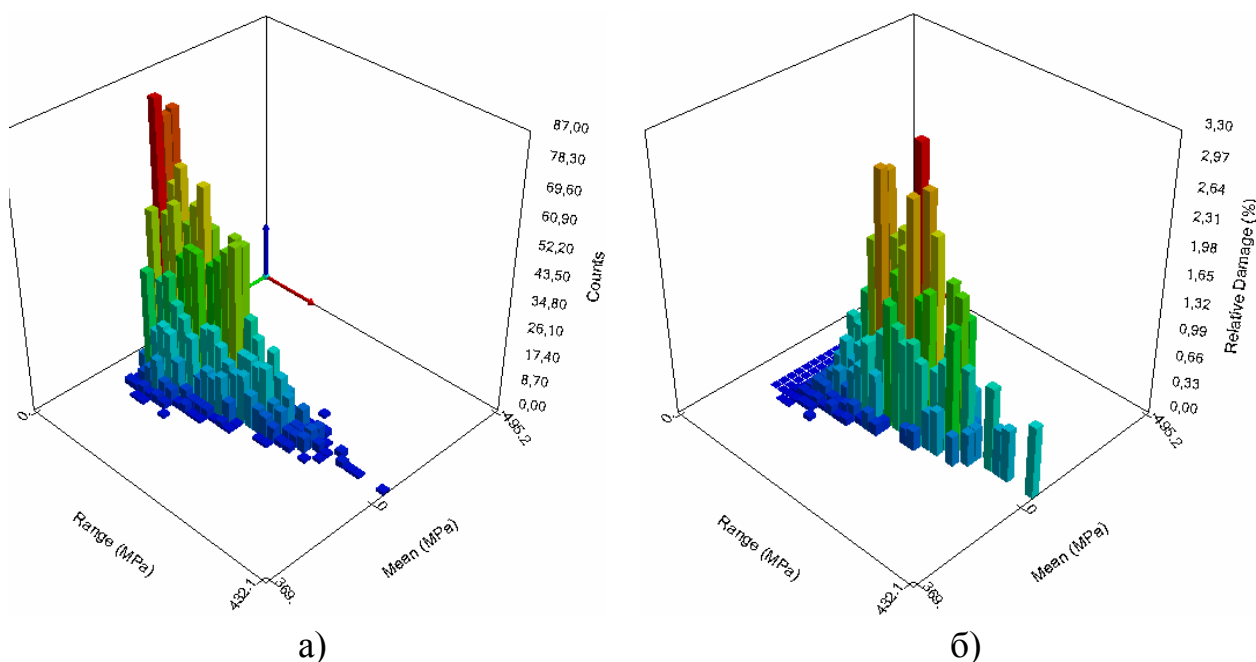


Рис. 7.8. Результаты расчета: а – матрица Rainflow; б – матрица поврежденности

Отметим, что при настройке истории нагружения один файл истории нагружения может соответствовать различным временным интервалам. Например, история нагружения может охватывать день, месяц или год. Это необходимо учитывать при расчете долговечности. Задать величины изменения единицы долговечности можно в окне «*Details of Fatigue Tool*» – *Life Units*, выбрав требуемое значение.

8. Используя команду *Fatigue Tool – ПКМ – Fatigue Sensitivity*, добавим график изменения величины долговечности от вариации истории нагружения (рис. 7.9).

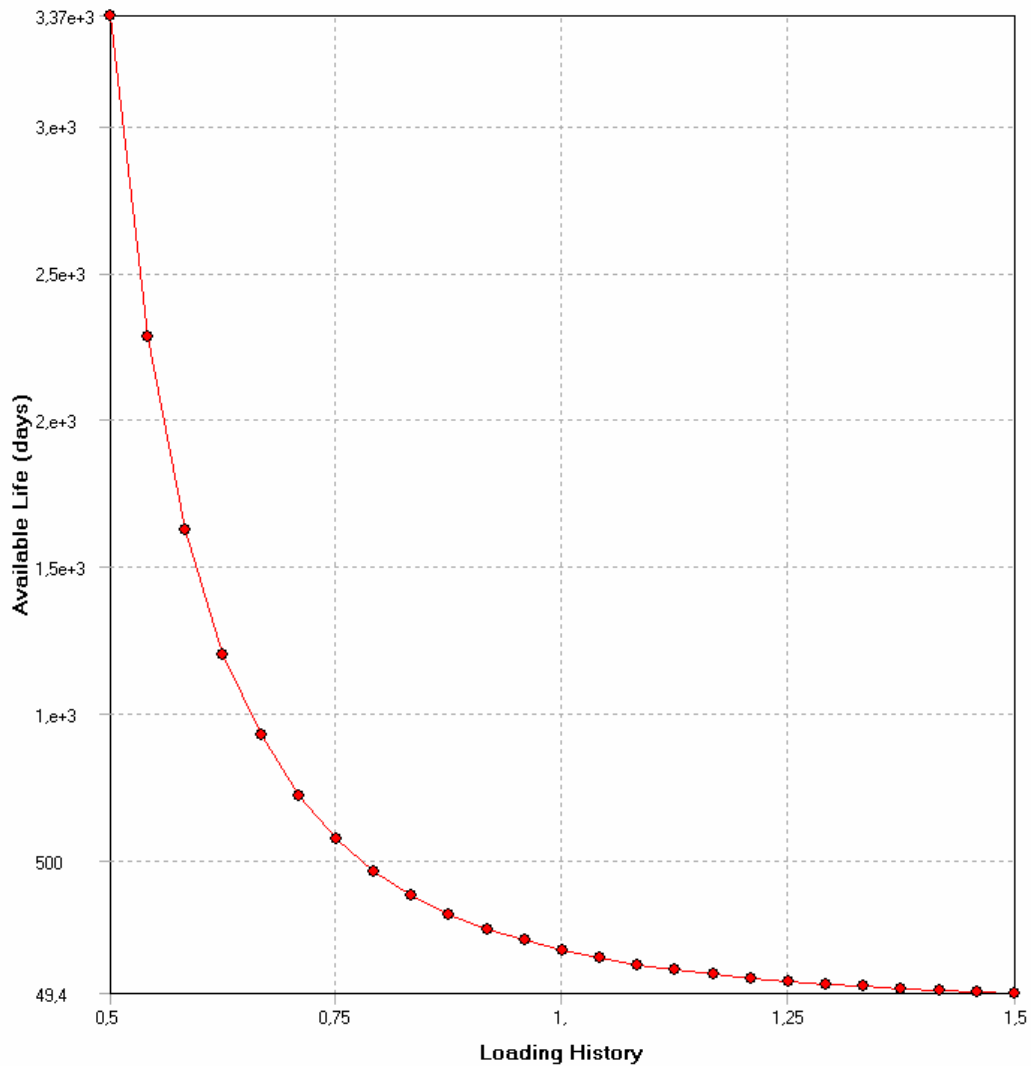


Рис. 7.9. График влияния величины нагружения на величину долговечности

9. Продублируем выполненный расчет, изменив метод определения приведенной амплитуды цикла. На этот раз откажемся от использования метода Гудмана в списке методов и установим значение *None*.

10. Сравним результаты расчетов.

Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Какие виды циклического нагружения можно задавать в *Ansys Workbench*?

2. В чем состоит отличие малоциклового усталости от многоциклового?

3. Объясните различия между симметричным, асимметричным и отнулевым циклами нагружения?

4. Как определяются амплитуда нагружения, средние напряжения цикла и коэффициент асимметрии цикла?

5. Каким образом провести расчет эквивалентных напряжений фон Мизеса, используя компоненты тензора напряжений и главные напряжения?
6. В каких целях используют кривую *SN*?
7. Какой физический смысл несет эюра *Life*?
8. Какой физический смысл несет эюра *Damage*?
9. В чем состоит физический смысл эюры *Safety Factor*?
10. Какой физический смысл несет эюра *Biaxiality Indication*?
11. Опишите назначение эюры *Fatigue sensitivity*.
12. Какой физический смысл несет матрица *Rainflow*?
13. Опишите назначение матрицы *Damage*.
14. Провести расчет долговечности детали КШМ на выбор. Проанализировать полученные данные, используя при этом различные методы для получения приведенных амплитуд цикла. Подготовить отчет по проделанной работе.

Лабораторная работа № 8

ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ШАТУННО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ С УЧЕТОМ НЕСКОЛЬКИХ ФАКТОРОВ НАГРУЖЕНИЯ

Теоретическая часть

Высокий уровень форсирования современных дизелей значительно повышает тепловые и механические нагрузки, действующие на поршневую группу и кривошипно-шатунный механизм. При создании современных конкурентоспособных двигателей перед конструкторами стоит ряд трудно-совместимых задач:

- повышение прочностных показателей деталей поршневой группы и КШМ;
- снижение массовых показателей этих деталей;
- обеспечение этих показателей не должно приводить к существенному увеличению производственных затрат.

Решение данной задачи возможно с использованием средств автоматизированного проектирования, позволяющих значительно повысить точность прочностного и температурного анализа на основе использования расчетных комплексов, реализующих метод конечных элементов. Значительное повышение точности расчетов связано с возможностью моделиро-

вания всех факторов нагружения и создания расчетных моделей, включающих несколько деталей, взаимодействующих друг с другом. Достоверность получаемых результатов позволяет снизить принимаемые запасы прочности до 1,5 и ниже для таких ответственных деталей, как поршень и детали КШМ.

Анализ характерных ошибок, допускаемых при использовании метода конечных элементов

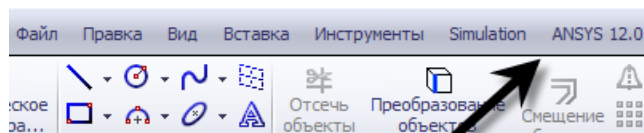
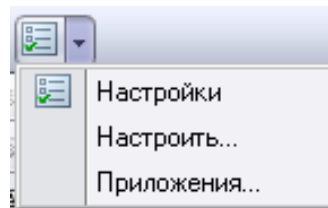
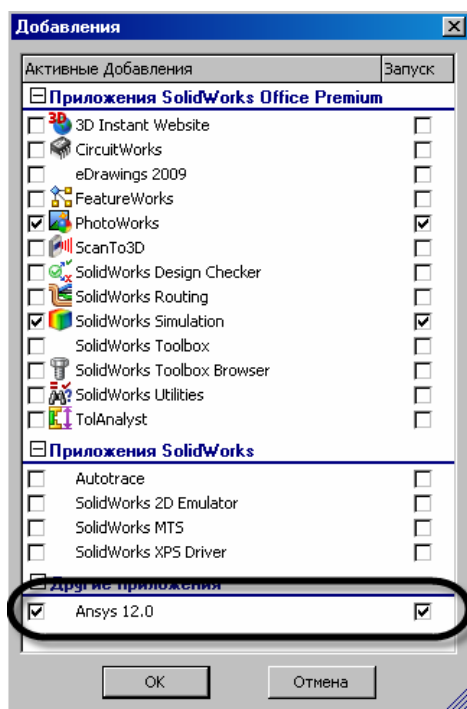
Однако использование даже такого точного инструмента не гарантирует от возникновения ошибок, связанных со следующим рядом причин:

- включение в трехмерную модель, предназначенную для передачи в среду конечно-элементного анализа, конструктивных элементов (фасок, скруглений и т.п.), размер которых на три и более порядков меньше основных размеров детали. Такая точность может привести к появлению вырожденных или вытянутых конечных элементов, что, в свою очередь, приведет к появлению расчетных узловых напряжений, уровень которых на порядок выше действительных. Избежать этого можно исключением из модели таких конструктивных элементов, если они не находятся в наиболее нагруженной зоне, в противном случае необходимо сгущение сетки, чтобы размеры ребер конечного элемента были или меньше, или приблизительно равны размерам таких конструктивных элементов;
- задание кинематических граничных условий (КГУ), лишь формально обеспечивающих протекание расчетного процесса, но не обеспечивающих физически реального деформирования деталей;
- моделирование условий контакта кинематически связанных деталей (поршень – палец, палец – шатун, шатун – втулка – палец и т.д.) с помощью распределенной нагрузки и КГУ;
- приближенность определения граничных условий теплообмена, силовых и динамических факторов нагружения.

Практическая часть

Рассмотрим расчет поршневой группы дизеля, включающей поршень, палец, втулку поршневой головки и саму поршневую головку шатуна.

Модель такой сборки построена в системе трехмерного моделирования *SolidWork*. Связь геометрии между программами можно осуществить, используя встроенное меню. Для того чтобы в *Solid Works* появилось меню *Ansys*, необходимо выполнить команду *Настройки – приложения* (рис. 8.1).



**запуск Ansys из меню
SolidWorks**

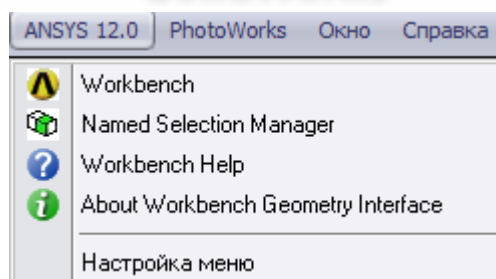


Рис. 8.1. Настройка связи между программами Ansys и SolidWorks

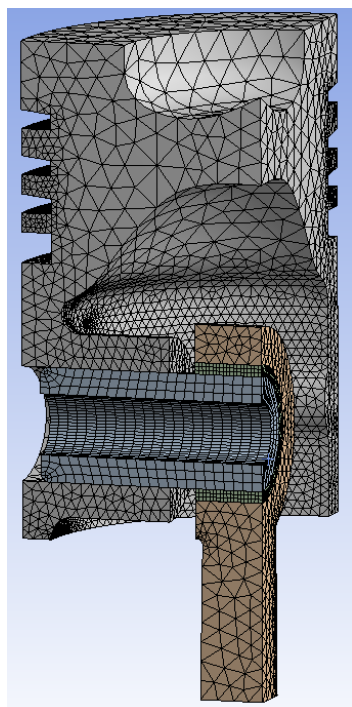


Рис. 8.2. Конечно-элементная модель поршневой группы

Для переноса геометрии в *Design Modeler Ansys Workbench* необходимо выполнить команду *Ansys – Workbench*, находящуюся в появившемся меню. При этом автоматически запустится *Ansys Workbench*, в котором будет уже создан проект с файлом геометрии. При этом стоит отметить, что иконка файла геометрии имеет иконку, свойственную файлам SolidWorks, что визуально показывает связь программы с CAD пакетом SolidWorks.

Ввиду симметричности рассматриваемой модели будем рассматривать только одну четверть поршневой сборки. Конечно-элементная модель представлена на рис. 8.2.

Анализ факторов нагружения, действующих на поршневую группу

Поршень – наиболее нагруженная деталь КШМ. Его напряженное состояние обусловлено следующими видами нагружения:

- тепловое воздействие со стороны рабочего тела и охлаждающих контуров вызывает появление высоких температурных градиентов в области днища, кромки камеры сгорания (КС), межкольцевых перемычек и соответственно локальных зон с высокой концентрацией напряжений. Особенно опасно нестационарное температурное воздействие, обусловленное работой двигателя на переходных режимах, характерных для тракторных и автомобильных двигателей, а также высокочастотные тепловые нагрузки, возникающие при протекании рабочего процесса. Как показывают результаты экспериментальных и расчетных исследований, уровень напряжений, возникающих в днище, кромке КС поршня, кольцевых перемычках и других концентраторах на неустановившихся режимах, в несколько раз превосходит уровень напряжений на стационарных режимах. Образующиеся при этом локальные циклически повторяющиеся пластические деформации приводят к появлению и росту трещин в результате малоциклового усталости материала поршня;

- повышение частоты вращения современных автомобильных дизелей приводит к увеличению гидродинамического воздействия масляной пленки на юбку поршня, достигающего 3 – 5 МПа. В облегченных конструкциях поршней с толщиной стенок юбки < 2,5 мм при частоте вращения > 3000 мин⁻¹ в результате деформации юбки могут возникать локальные напряжения, сопоставимые с пределом усталости некоторых поршневых сплавов, вызывающие усталостные разрушения в зоне бобышек;

- высокие значения максимального давления рабочего цикла P_z при увеличении частоты вращения приводят к необходимости более точного анализа НДС бобышек, в основном воспринимающих эти нагрузки.

Выбор расчетной схемы и видов нагружения

При построении расчетной модели необходимо учитывать, что заданный уровень форсирования дизеля может достигать $P_z = 16$ МПа и частоты вращения коленчатого вала 2400 мин⁻¹.

Использование в модели поршневой головки шатуна позволяет перенести на нее КГУ закрепления. Ввод контактных элементов на сопрягаемых поверхностях деталей позволит учесть их взаимное влияние при деформировании под действием приложенной нагрузки. В расчете будем учитывать следующие факторы нагружения:

- температурное поле на режиме номинальной мощности $T_{ном}$;
- газовые силы P_z ;
- силы инерции P_j .

Практическая часть

Поскольку результаты расчета должны содержать и температурные, и механические составляющие напряжений, то целесообразно в проект *Ansys Workbench* включить блок теплового и структурного расчета (рис. 8.3).

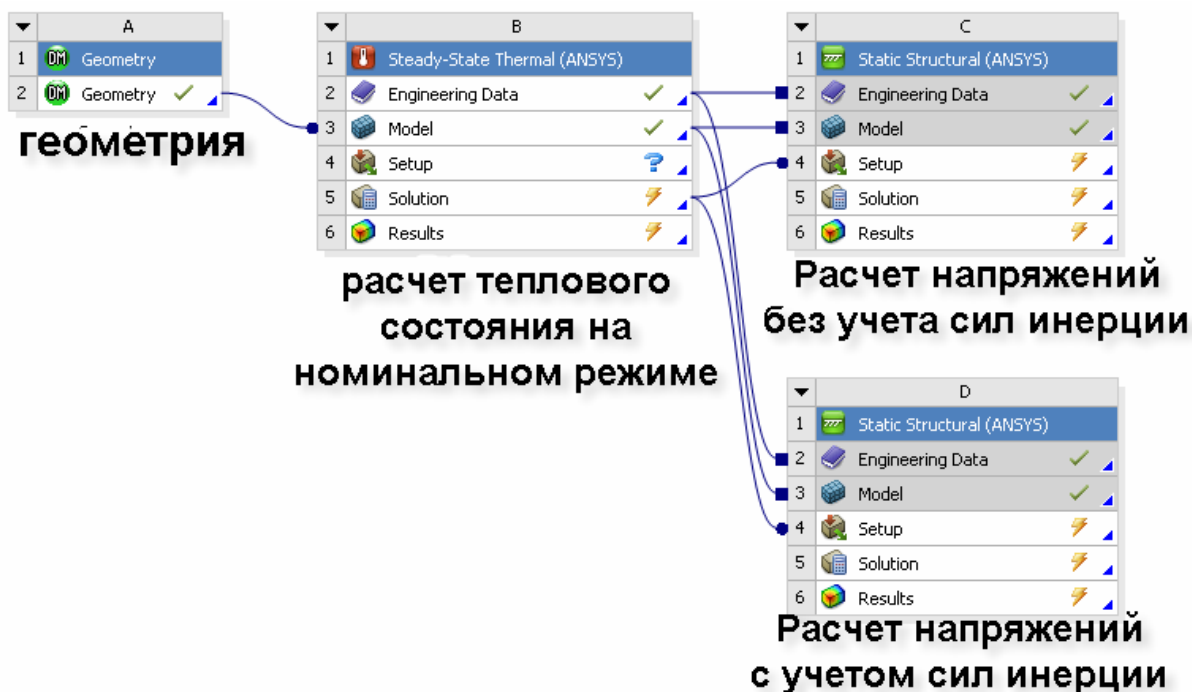


Рис. 8.3. Общий вид проекта и связь между отдельными блоками

Расчет теплового состояния поршня (блок А, см. рис. 8.3) на режиме номинальной мощности выполняется по методике, описанной в лабораторной работе № 2. В качестве материалов задаем следующие: поршень – алюминиевый сплав; палец – сталь; втулка – медь; шатун – чугун. Все эти материалы имеются в встроенной библиотеке *Workbench*.

На результатах расчета теплового состояния поршня останавливаться не будем. Но прежде чем переходить к расчету поршневой группы, желательно самостоятельно оценить уровень напряжений, который вызван лишь тепловым нагружением поршня. Это будет полезно для понимания того, какой вклад вносят тепловые нагрузки в напряженное состояние деталей КШМ.

Блок С и D (рис. 8.3) отличаются между собой только наличием силы инерции, поэтому более детально остановимся только на блоке D.

Импортирование тепловых нагрузок произведем по аналогии с лабораторной работой № 4, используя команду *Import Load*.

Для задания нагрузок от воздействия давления газов используем схему, приведенную на рис. 8.4. Необходимо помнить о том, что мы рас-

смотрим четверть поршня, поэтому максимальное давление нужно уменьшить в 4 раза, то есть $p_z = p_z/4 = 16/4 = 4$ МПа.

При этом давление на боковой поверхности будет иметь следующие значения: $p = 4$ МПа; $p_1 = 3$ МПа; $p_2 = 1$ МПа; $p_3 = 0,8$ МПа; $p_4 = 0,6$ МПа и $p_5 = 0,4$ МПа.

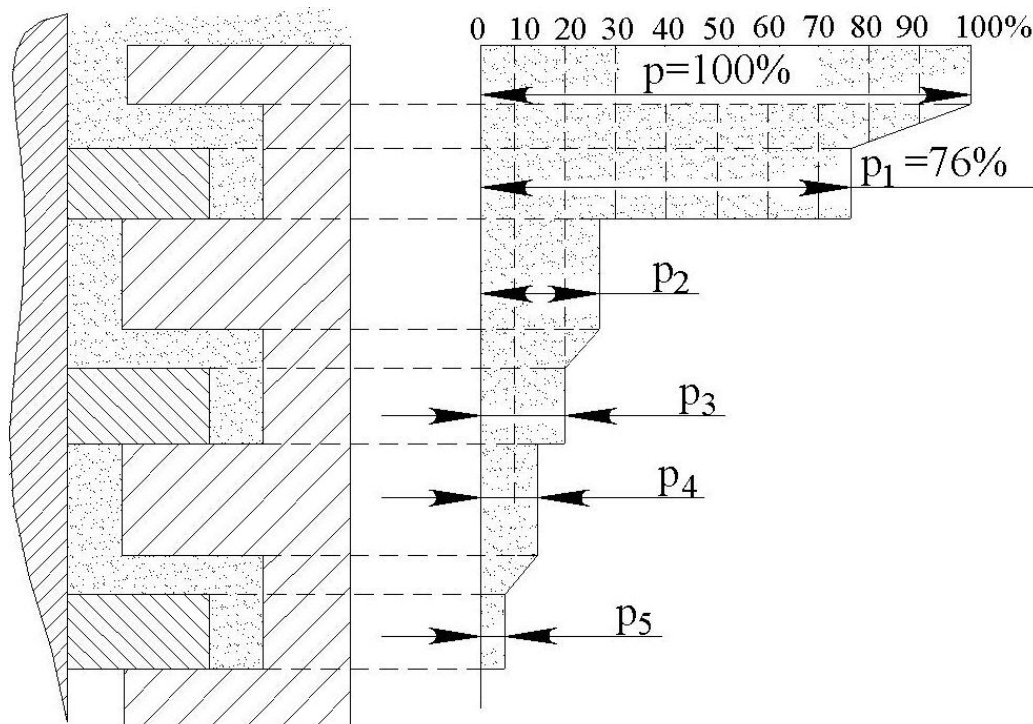


Рис. 8.4. Условная схема распределения давления газов на поверхности поршня

Силы инерции, действующие в КШМ, принято разделять на силы инерции поступательно движущихся масс и силы инерции вращающихся масс. Поскольку наша модель относится большей частью к верхней головке шатуна, которая совершает возвратно-поступательное движение, будем рассматривать только силы инерции поступательно движущихся масс. Рассчитать величину этих сил можно с помощью формулы

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (8.1)$$

где m_j – масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, кг; j – ускорение поршня, м/с^2 ; R – радиус кривошипа, м; ω – угловая скорость вращения ($\omega = \pi \cdot n / 30$), рад/с, где n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; φ – угол отклонения кривошипа от оси цилиндра, град.; $\lambda = R / L_{III}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Массу деталей с учетом заданных свойств можно определить в окне *Properties* (рис. 8.5) как для всей сборки, так и для каждого компонента по отдельности.

Что касается самой величины сил инерции, то из (8.1) видно, что она зависит от геометрических параметров двигателя и режима его работы. Будем рассматривать максимальную величину сил инерции, соответствующую режиму работы двигателя на номинальном режиме.

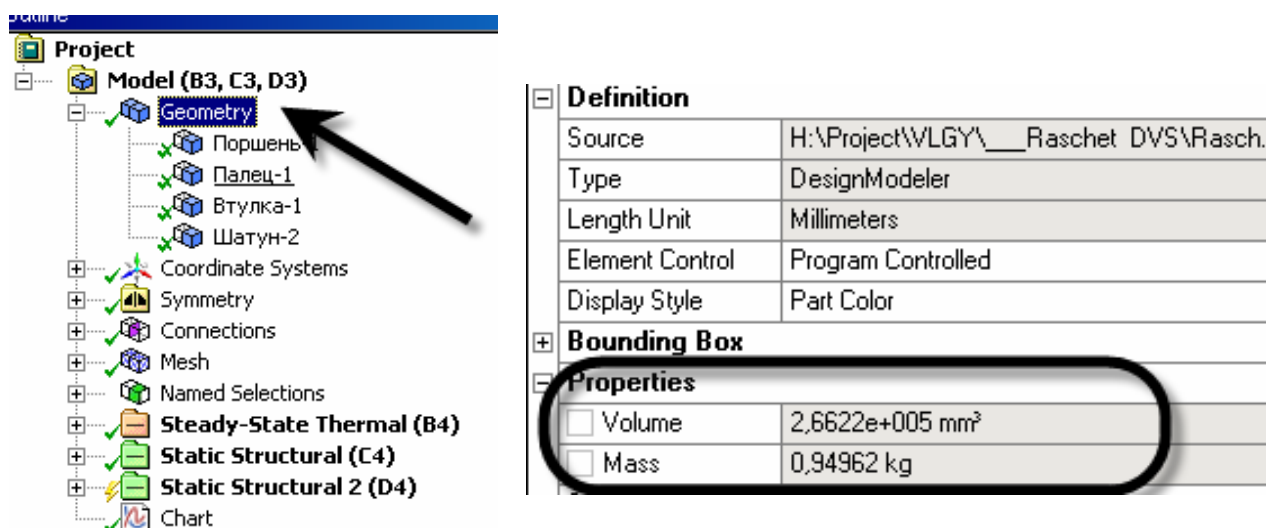


Рис. 8.5. Определение массы сборки

В общем случае мы можем реализовать задание сил инерции двумя способами:

- уменьшить силу давления газов на величину сил инерции, так как силы инерции направлены в противоположную сторону ускорению поршня, о чем свидетельствует знак «-» в выражении (8.1);
- задать ускорение поршня для всей модели.

Оставим первый способ для самостоятельного рассмотрения и зададим ускорение модели, рассчитав его по формуле, m/c^2 :

$$j_{\max} = R\omega^2(1 + \lambda) = 0,061 (3,14 \cdot 2400 / 30)^2 (1 + 0,3) \approx 5000 . \quad (8.2)$$

Задание силы инерции с помощью ускорения выполняется командой *Static Structural – ПКМ – Insert – Acceleration* (📌 Acceleration). В появившемся окне указываем направление действия нагрузки и величину $5000 m/c^2$.

После задания давления на поверхности поршня запускаем задачу на выполнение. По результатам расчета необходимо построить поля напряжений, деформаций и перемещений. Удобно воспользоваться локальной системой координат, созданной в вершине камеры сгорания. Ось x такой

системы координат направлена в радиальном направлении поршня, ось z совпадает с осью симметрии модели.

На рис. 8.6 и 8.7 приведены результаты расчета деформаций и напряжений соответственно. Подобные графики необходимо приводить в отчете при выполнении данного задания.

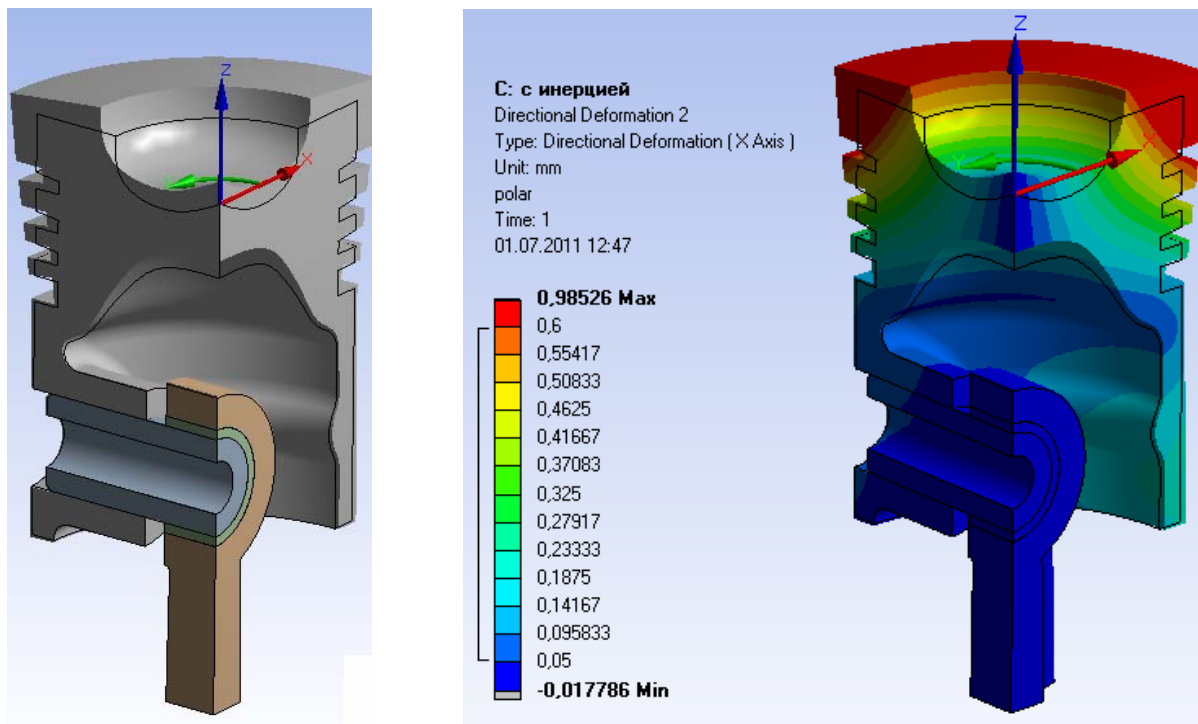


Рис. 8.6. Радиальные деформации модели (темная линия на левом рисунке – недеформированная модель)

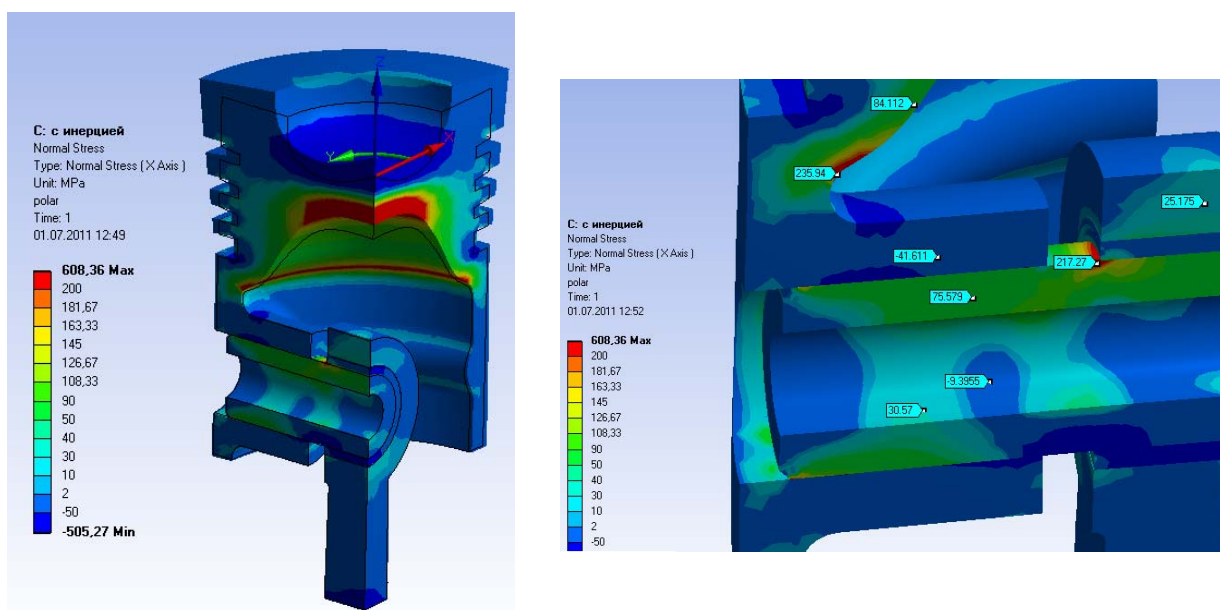


Рис. 8.7. Результаты расчета эквивалентных напряжений

Анализ результатов расчета

Анализ результатов расчета должен быть проведен после любого расчета вне зависимости от того, какие цели преследовались. В общем случае анализ результатов расчета должен содержать:

- местоположение минимального и максимального значения температуры модели с обоснованием причин. Необходимо приводить численные значения показателей температуры;
- оценку теплового нагружения – равномерное или неравномерное нагружение и чем это было вызвано;
- диапазоны изменения температур на характерных областях модели (например днище поршня);
- оценку максимального расширения, перемещения и деформации поршня в различных направлениях, поведение камеры сгорания (раскрытие, неравномерное искривление и т.д.);
- анализ поршневого пальца – изменение отверстия пальца, овализация, компоненты напряжений и эквивалентные напряжения в этом компоненте сборки;
- анализ поршневой головки шатуна – изменение отверстия под палец, величины перемещений и деформаций компоненты напряжений и эквивалентные напряжения в этом компоненте сборки.

Подобным образом желательно провести анализ всех компонентов сборки, чтобы установить целостную картину напряженного состояния и выявить изъяны в конструкции, если таковые имеются.

Аналогичным образом проводится расчет с учетом только двух факторов нагружения (блок С, рис. 8.3).

Для проведения прочностного расчета, то есть определения коэффициентов запаса прочности, необходимо провести расчет сборки для двух режимов работы двигателя. Это необходимо для определения максимального и минимального уровней напряжений, возникающих в деталях КШМ. Допустим, на режиме работы двигателя «А» детали имеют минимальный уровень напряжений, а максимальный на режиме – «Б». В качестве примера граничные условия для этих режимов могут быть скомпонованы следующим образом (табл. 8.1).

После того как будут получены результаты расчетов для двух режимов, рассчитывается запас прочности. Для этого используют модель усталостного разрушения при многокомпонентном напряженном состоянии и асимметричном цикле действующих напряжений. Значения тензора, глав-

ных и интенсивности напряжений для каждой конкретной расчетной точки представляют в виде таблицы. В качестве примера представлена табл. 8.2.

Таблица 8.1

Граничные условия для двух режимов работы

Граничные условия	Режим А	Режим Б
Температура	Температура, соответствующая режиму работы двигателя на холостом ходу	Температура, соответствующая режиму работы двигателя на номинальной мощности
Максимальное давление сгорания	Соответствует режиму работы двигателя на холостом ходу	Соответствует режиму работы двигателя на номинальном режиме
Силы инерции	Величина сил соответствует частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу	Величина сил соответствует частоте вращения вала на номинальной мощности

Таблица 8.2

Напряженное состояние поршня на кромке камеры сгорания, МПа

Номер варианта	σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}	τ_{zx}	σ_1	σ_2	σ_3	σ_i
1	90,3	-116,25	22,13	19,5	6,2	-0,5	92	22,4	-118,35	185,7
2	22,9	24,86	21,4	2,1	-0,2	-0,05	26,2	21,6	21,4	4,7

При определении запаса прочности по критериям усталостного разрушения вначале рассчитывают амплитуды нормальных и касательных напряжений цикла нагружения, например, МПа,

$$\sigma_{xa} = (\sigma_{x \max} - \sigma_{x \min}) / 2 = (90,3 - 22,9) / 2 = 33,7;$$

$$\sigma_{ya} = (\sigma_{y \max} - \sigma_{y \min}) / 2 = (24,86 - (-116,25)) / 2 = 70,555;$$

$$\sigma_{za} = (\sigma_{z \max} - \sigma_{z \min}) / 2 = (22,13 - 21,4) / 2 = 0,365;$$

$$\tau_{xya} = (\tau_{xy \max} - \tau_{xy \min}) / 2 = (19,5 - 2,1) / 2 = 8,7;$$

$$\tau_{zxa} = (\tau_{xz \max} - \tau_{xz \min}) / 2 = (-0,05 - (-0,5)) / 2 = 0,225;$$

$$\tau_{yza} = (\tau_{yz \max} - \tau_{yz \min}) / 2 = (6,2 - (-0,2)) / 2 = 3,2.$$

Далее рассчитывают интенсивность амплитуд переменных напряжений цикла, МПа,

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{xa} - \sigma_{za})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{xza}^2)} = 62,9.$$

Для определения запаса прочности используется зависимость:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \sigma_{ia} + \psi_{\sigma} \sigma_{1\max}},$$

где σ_{-1} – предел усталости материала; K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе; ε_{σ} – коэффициент, учитывающий масштабный эффект при изгибе; β_{σ} – коэффициент, учитывающий состояние поверхности; $\psi_{\sigma} = \sigma_{-1}/\sigma_B$ – коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости при изгибе; σ_B – предел прочности материала; $\sigma_{1\max}$ – максимальное главное напряжение.

Предел усталости поршневых сплавов обычно отсутствует среди справочных данных по физико-механическим свойствам, так как его значение имеет большой разброс и в значительной степени зависит от скорости развития деформаций и природы циклического нагружения (температурное, механическое, термомеханическое). Поэтому для определения предела усталости может быть использована зависимость, полученная на основании обобщения опубликованных данных, а именно:

$$\sigma_{-1} = (0,45 - 0,0001 \sigma_{0,2}) \sigma_{0,2}.$$

Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Выполнить расчет КШМ проектируемого двигателя, предварительно согласовать задание с преподавателем. Составить отчет по проделанной работе.
2. Оценить уровень температурных напряжений.
3. Проанализировать величину механических напряжений от воздействия сил давления газов.
4. Оценить суммарный уровень напряжений.
5. Напряжения, вызванные какими факторами, являются более значимыми? Почему?
6. Проанализировать результаты расчета КШМ с действием сил инерции и без них.

7. Какие режимы работы двигателя используются при оценке коэффициентов запасов прочности КШМ?
8. По каким зависимостям определяется запас прочности деталей КШМ?
9. Предложите конструктивные мероприятия по снижению/ увеличению рассчитанных запасов прочности.
10. Может ли расчетчик получить на этапе проектирования данные теплового состояния двигателя для использования их в качестве ГУ при расчете деталей ЦПГ?
11. Чем различаются температурное, механическое и термомеханическое нагружения?
12. Какие еще виды нагружения испытывают элементы двигателя в реальных условиях эксплуатации?

Лабораторная работа № 9

ЗАДАЧА ОПТИМИЗАЦИИ

Теоретическая часть





Прежде чем рассматривать практическую часть оптимизационной задачи остановимся на ее предпосылках:

- во-первых, выполнение оптимизационной задачи позволяет узнать о поведении детали в условиях изменения нагрузки намного больше, чем это дает один расчет;
- во-вторых, выполнение оптимизационной задачи позволяет установить чувствительность конструкции к внешним воздействиям;
- в-третьих, это возможность уменьшения массово-габаритных показателей детали с вытекающей экономической, а в некоторых случаях и технологической эффективностью.

В программной среде *Ansys Workbench* оптимизация моделей проводится в модуле *DesignXplorer*. *DesignXplorer* основан на методе планирования эксперимента. Цель планирования эксперимента – достижение максимальной точности измерений при минимальном количестве проведенных опытов и сохранении статистической достоверности результатов. Планирование эксперимента применяется при поиске оптимальных условий, построении интерполяционных формул, выборе значимых факторов, оценке и уточнении констант теоретических моделей и др.

DesignXplorer использует входные и выходные параметры, которыми могут служить параметры *DesignModeler* или из различных систем автоматизированного проектирования. Входными параметрами могут быть значения толщины, длины, механические нагрузки, свойства материалов и т.д. Выходными параметрами, как правило, выступают масса, напряжение или частота колебаний и др.

После настройки входных и выходных параметров могут быть запущены следующие виды анализов в *DesignXplorer*:

- планирование эксперимента ( Design of Experiments);
- поверхность отклика ( Response Surface);
- оптимизация ( Optimization);
- шесть сигм-анализ ( Six Sigma Analysis).

Планирование эксперимента является основой *DesignXplorer*. Техника планирования эксперимента позволяет определить количество запусков расчетной задачи с учетом получения максимально точной поверхности отклика насколько это возможно. Каждая комбинация параметров, которая решается, именуется *Design Point* (точка конструирования или проектирования).

Поверхность отклика

После того как планирование эксперимента выполнено, создается поверхность отклика на основе рассчитанных результатов. Поверхность отклика создается для каждого выходного параметра. Исходными данными для построения поверхности отклика служат численные данные, представленные в таблице результатов *Design Point*. В общем случае поверхность отклика помогает провести анализ результатов расчета.

Оптимизация

Для того чтобы обеспечить прочностные показатели детали с меньшей массой или габаритами, в частности, необходимо использовать модуль оптимизации. Этот модуль позволит подобрать нужные входные параметры с учетом заданных пользователем ограничений на выходные параметры. Например, задав показатель массы и уровень напряжений, программа подберет требуемое минимальное значение каких-либо размеров детали.

Шесть сигм-анализ

Шесть сигм-анализ является методом, который включает в себя планирование эксперимента и анализ поверхности отклика. Этот вид анализа позволяет определить наиболее весомые факторы, показатели или параметры. У пользователя существует также возможность установки закона

распределения параметров. Это означает, что можно проследить взаимосвязь между законом распределения входных переменных и результатами для выходных параметров.

Практическая часть

Целью проведения оптимизационного исследования является минимизация массы детали с сохранением безопасного уровня напряжений. Входными параметрами выступают геометрические размеры детали. Частично начало этого расчета совпадает с материалами, приведенными в лабораторной работе № 5.

1. Создание параметрической модели

Создаем новый проект и блок геометрии. В модуле редактирования геометрии *Design Modeler* создаем эскиз равносidedного уголка со стороной, равной 50 мм. Толщина уголка 3 мм, а радиус скругления составляет 1 мм. Входными параметрами будут выступать радиус скругления R и толщина уголка S (рис. 9.1). Присваиваем им значения $radius=1$ и $Thickness=3$ соответственно, для чего отмечаем флажком эти параметры в дереве построения модели. После этого в окне *Parameters* должны появиться созданные параметры.

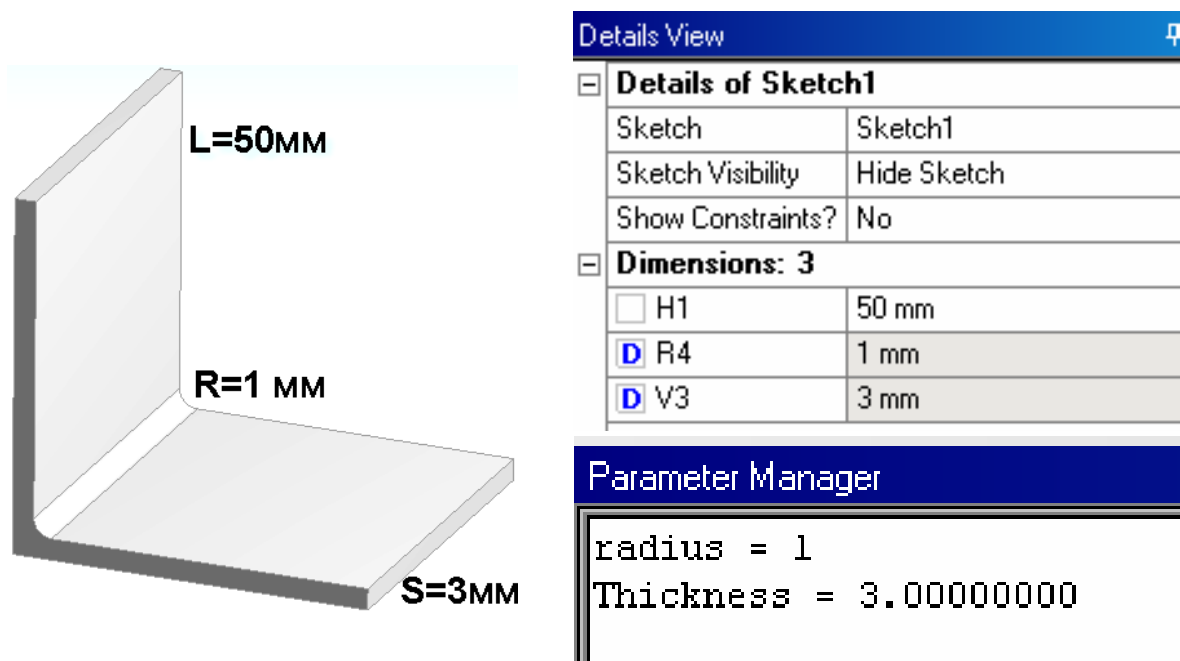


Рис. 9.1. Модель уголка, дерево построения и также окно с входными параметрами

2. Настройка исходных условий задачи

Создаем статический структурный анализ. Исходная геометрия для статического анализа уже создана, поэтому, зажав ЛКМ на геометрии нашей детали, перетаскиваем ее в блок структурного анализа (рис. 9.2).

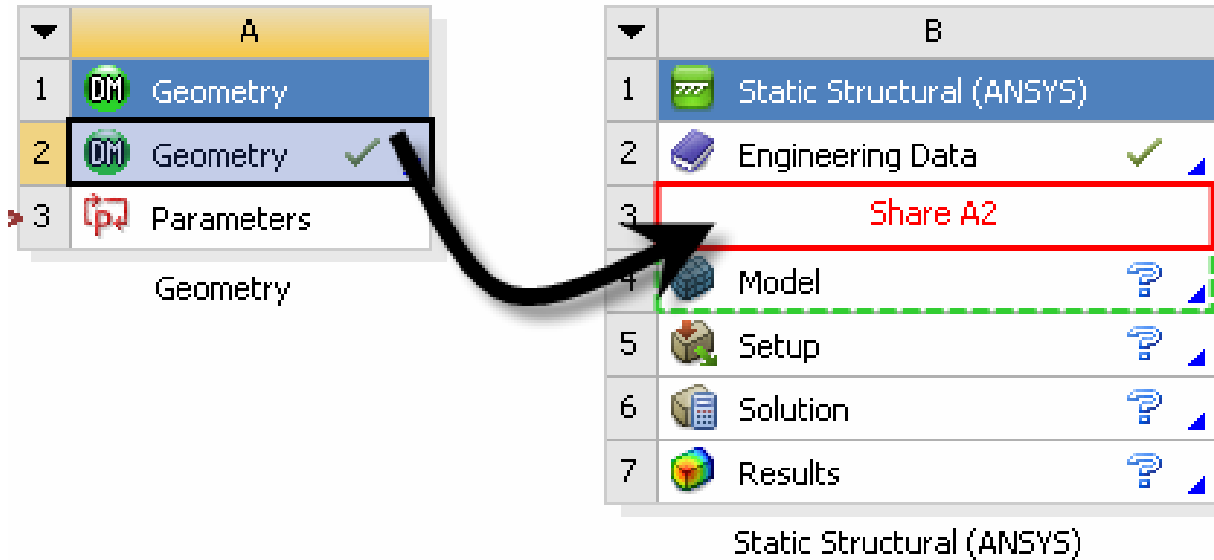


Рис. 9.2. Связь геометрии модели со структурным анализом

В качестве нагрузок задаем на одной из внешних кромок уголка силу 1000 Н, противоположный торец фиксируем во всех направлениях (рис. 9.3). Выполнив расчет, назначаем выходные параметры.

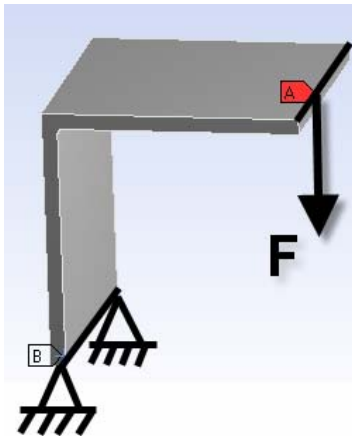


Рис. 9.3. Схема закрепления и нагружения

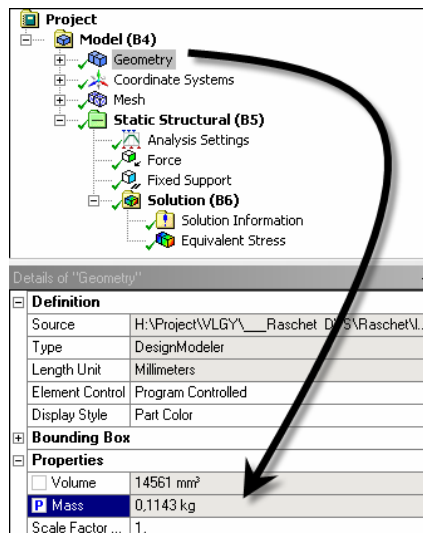


Рис. 9.4. Создание параметра «масса»

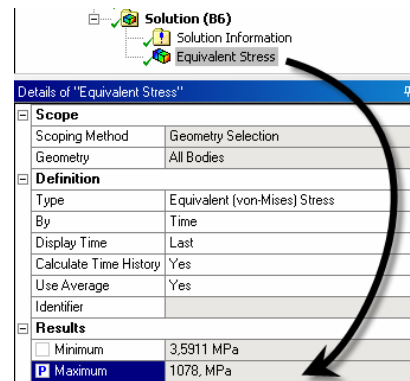


Рис. 9.5. Создание параметра «напряжение»

В качестве выходных параметров выбираем массу (рис. 9.4) и эквивалентное напряжение на поверхности скругления (рис. 9.5).

После выполненных действий проект станет выглядеть подобно рис. 9.6.

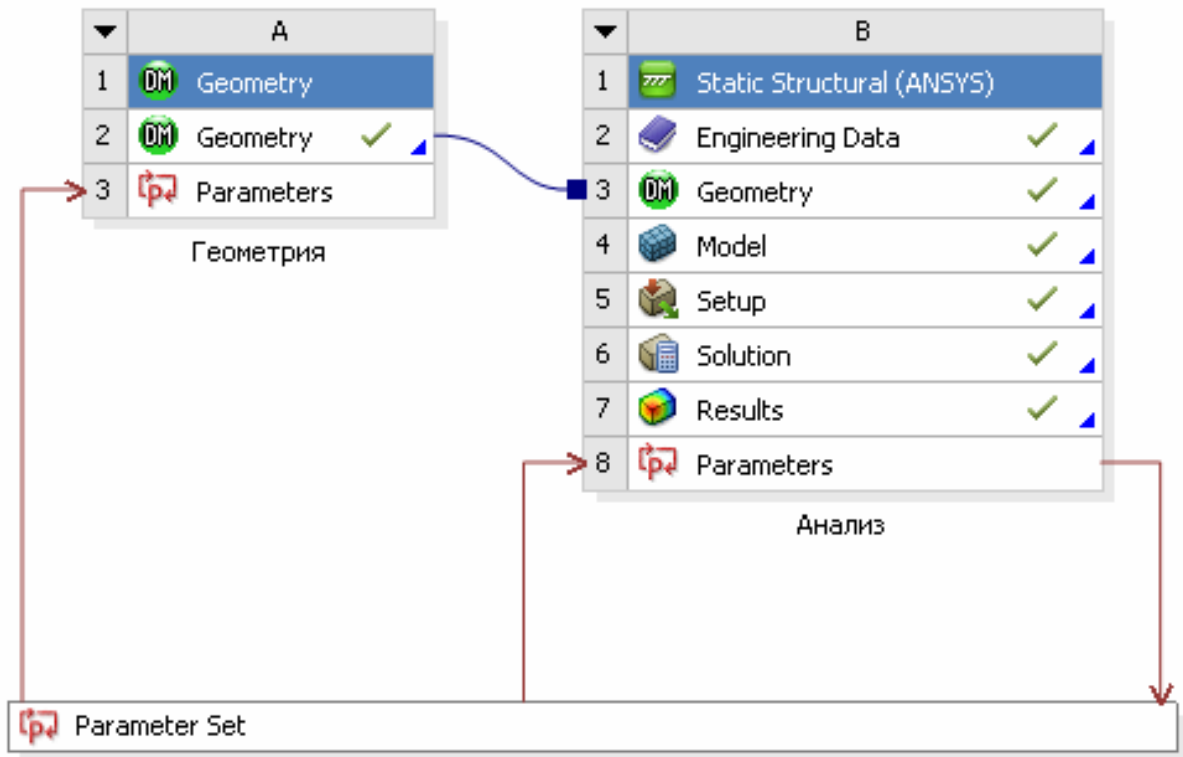



Рис. 9.6. Схема проекта со связанными параметрами

3. Настройка оптимизационной задачи

Для добавления блока оптимизации в созданный проект выполняем команду *View – Toolbox*. На появившейся панели выбираем иконку оптимизации  Goal Driven Optimization и добавляем ее в проект, просто перетащив с помощью ЛКМ (рис. 9.7).

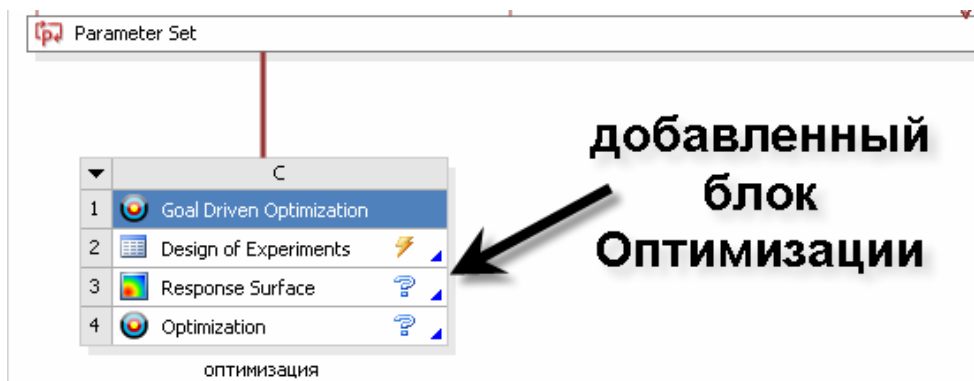


Рис. 9.7. Схема проекта с оптимизацией

Выполняем команду в строке *Design of Experiment – ПКМ – Edit*. После чего будет осуществлен переход в блок настройки входных параметров.

Наша задача состоит в том, чтобы выбрать допустимые пределы изменения радиуса скругления уголка и толщины стенки. Входные же параметры будут рассчитаны после выполнения соответствующих расчетов.

Для задания нижней и верхней границы диапазона изменения радиуса скругления выполняем команду *View – Outline* и ЛКМ выделяем строку с интересующим нас параметром (рис. 9.8). В соседнем окне *Properties of Outline* изменяем значения нижней границы (*Lower Bound = 1*) и верхней (*Upper Bound = 3*) (см. рис. 9.8).

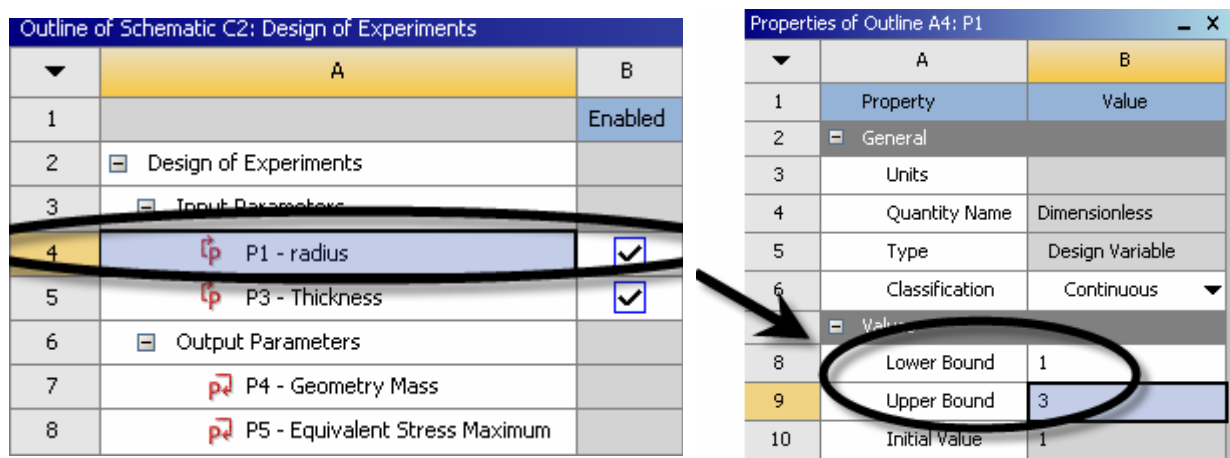


Рис. 9.8. Выбор параметров и диапазона их изменения

Аналогичным образом поступаем для второго параметра *Thickness* (толщина уголка). Устанавливаем значения нижнего и верхнего пределов, равные 2 и 4 соответственно.

4. Планирование эксперимента

Для того чтобы составить матрицу планирования входных параметров, необходимо выполнить команду *Preview Design of Experiment* . После выполнения этой команды окно *Table of Schematic* обновится, после чего станет возможно просмотреть, какое количество расчетов понадобится программной среде для выполнения данного анализа. В нашем случае это 10 расчетов. Количество расчетов заметно влияет на расчетное время задачи и определяется исходя из количества параметров и их взаимосвязей. Заметно на расчетном времени сказывается вычислительная мощность компьютера и число процессоров.

В *Ansys Workbench* существует возможность выбора типов планирования эксперимента: полный факторный эксперимент, дробный факторный эксперимент, использование центрального композиционного планирования и др. В свою очередь, каждый из этих типов имеет еще несколько настроек, ознакомиться более подробно с которыми можно из официальной справки к программной среде. Кроме того, пользователь сам может вручную ввести матрицу планирования входных факторов, выбрав тип планирования как *Custom*.

В нашем случае выбираем в строке *Design Experiment Type* – *Central Composite Design*, то есть центрально композиционный план. Остальные настройки оставляем по умолчанию.


5. Определяем планирование эксперимента

После выполнения расчета матрица планирования будет заполнена результатами расчета массы и напряжений при различных значениях входных параметров (рис. 9.9).

Table of Schematic C2: Design of Experiments					
	A	B	C	D	E
1	Name	P1 - radius	P3 - Thickness	P4 - Geometry Mass (kg)	P5 - Equivalent Stress Maximum (MPa)
2	1	1,5	2,5	0,095861	1021,6
3	2	1	2,5	0,095756	1056,1
4	3	2	2,5	0,096009	1017,8
5	4	1,5	2	0,07712	1627,5
6	5	1,5	3	0,11441	717,32
7	6	1	2	0,077014	1627,1
8	7	2	2	0,077267	1627,8
9	8	1	3	0,1143	1078
10	9	2	3	0,11455	705,44

Рис. 9.9. Результаты расчета масс и напряжений

6. Построение поверхности отклика

Поскольку расчет выполнен, мы можем провести расчет поверхности отклика, для чего переходим в строку *Response Surface*  *Response Surface* и выполняем команду *Update Response Surface*.

На рис. 9.10 и 9.11 показаны поверхности отклика для массы и напряжений.

Помимо всего прочего пользователь имеет возможность проанализировать, оставаясь в этом же окне, чувствительность массы или напряжений

от входных параметров, а также оценить взаимосвязь между входными и выходными параметрами.

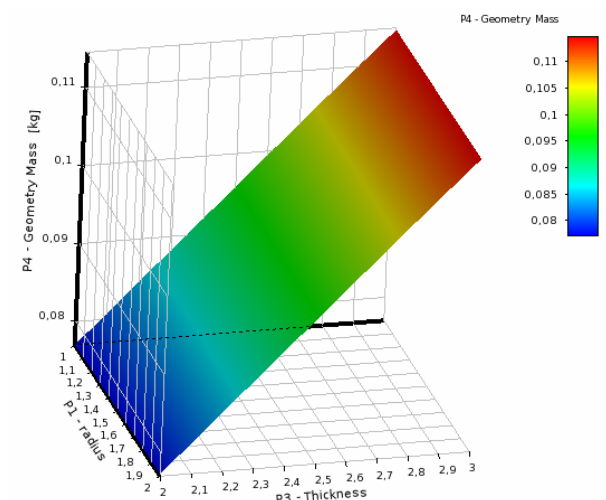


Рис. 9.10. Поверхность отклика для параметра массы

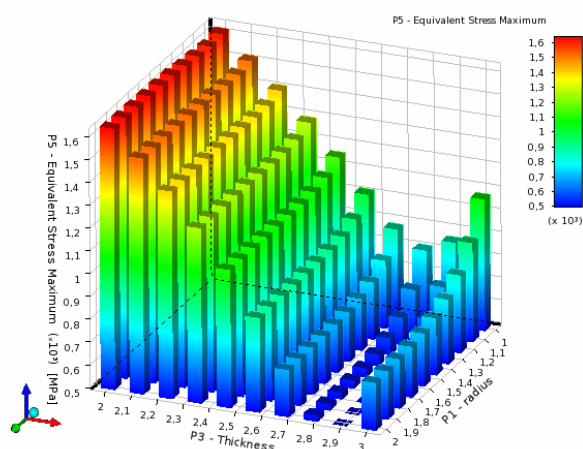


Рис. 9.11. Столбиковая диаграмма отклика для параметра напряжения

7. Запуск оптимизации

После выполнения расчета поверхности отклика появляется возможность получить оптимальную конструкцию с учетом сформулированных требований к массе и напряжениям.


Последняя строка блока оптимизации позволяет провести все необходимые настройки для выполнения поставленной цели. Переходим в окно *Optimization* Optimization. Таблица, находящаяся в окне *Table of Schematic*, служит как раз для настройки целей оптимизации.

Допустим, мы поставили перед собой цель минимизировать массу уголка на уровне 120 г, при этом сохранив безопасный для нас уровень напряжений 760 МПа. Тогда необходимо заполнить таблицу подобно рис. 9.12.

Table of Schematic C4: Optimization					
	A	B	C	D	E
1		P1 - radius	P3 - Thickness	P4 - Geometry Mass (kg)	P5 - Equivalent Stress Maximum (MPa)
2	Optimization Study				
3	Objective	No Objective	No Objective	Values <= Target	Values <= Target
4	Target Value			0,12	750
5	Importance	Lower	Higher	Default	Higher

Рис. 9.12. Заполнение таблицы для задачи оптимизации

Последняя строка таблицы с названием *Importance* служит для обозначения приоритетности заданных факторов.

Выполнив команду *Update Optimization* , будут получены результаты расчета. Программа предложит пользователю выбрать подходящего кандидата, который будет отмечен количеством звездочек (рис. 9.13).

6	GDO Sample Set 1				
7	Candidate A	1,835	2,7941	★ 0,10696	★★★ 506,7
8	Candidate B	1,615	2,7394	★ 0,10486	★★★ 580,78
9	Candidate C	1,355	2,7706	★ 0,10596	★★★ 568,77

Рис. 9.13. Кандидаты для набора значений параметров, предложенные программой

Как мы видим, кандидаты не имеют между собой существенной разницы, поэтому целесообразно выбрать тот, который более всего подходит для пользователя. После того как будет выбран кандидат, желательно провести расчет еще раз с учетом этих параметров, чтобы удостовериться в правильности результатов. Кроме того, необходимо учитывать технологию изготовления этой детали, что вполне вероятней отразится на точности принимаемых геометрических размеров. К примеру, размер 1,835 мм (кандидат А, см. рис. 9.13) выполнен с точностью до сотых, поэтому его необходимо округлить до размера 1,84 мм.

Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Выполнить оптимизационный расчет одного из элементов двигателя, предварительно согласовать задание с преподавателем. Подготовить отчет.
2. Почему уравнение регрессии – многочлен, от чего зависит количество членов в уравнении регрессии, количество коэффициентов регрессии, количество опытов в плане?
3. Какие условия должны соблюдаться при выборе интервалов варьирования факторов?
4. Какие компьютеры рациональны для выполнения работ по математическому моделированию?
5. Достигается ли экономический эффект при применении оптимизации?

Библиографический список

1. Басов, К. А. Ansys: справ. пользователя / К. А. Басов. – М.: Пресс, 2005. – 640 с. – ISBN 5-94074-8-8.
2. Вихерт, М. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / М. Вихерт [и др.] ; под ред. Ю. А. Степанова – М. : Машиностроение, 1964. – 552 с.
3. Глинкин, С. А. Прочностной анализ поршня перспективного дизеля типа ЧН 10,5/12 / С. А. Глинкин, А. Б. Иванченко // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы X Междунар. науч.-практ. конф. – Владимир: ВлГУ. – 2005. – С. 73 – 74.
4. Гоц, А. Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: дис. ... д-ра техн. наук. – Владимир, 2004. – 362 с.
5. Зарубин, В. С. Расчет теплонапряженных конструкций / В. С. Зарубин, И. В. Станкевич. – М. : Машиностроение, 2005. – 352 с. – ISBN 5-217-03291-X.
6. Кавтарадзе, Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях : учеб. пособие для вузов / Р. З. Кавтарадзе. – М. : МГТУ им. Н. Э.Баумана, 2007. – 472 с. – ISBN 5-7038-10725-0.
7. Казанцев, А. Г. Малоцикловая усталость при сложном термомеханическом нагружении / А. Г. Казанцев. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 248 с. – ISBN 978-5-7038-1822-0.
8. Когаев, В. П. Расчеты на прочность и долговечность : справ. / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М. : Машиностроение, 1985. – 224 с.
9. Машиностроение : энцикл. / под общ. ред. В. В.Клюева. Т. IV-3. Надежность машин. – М. : Машиностроение. – 1995. – 592 с.
10. Морозов, Е. М. Ansys в руках инженера / Е. М. Морозов, А. Ю. Музеймек, А. С. Шадский. – М. : ЛЕНАНД, 2008. – 456 с. – ISBN 978-5-9710-0279-6.
11. Терентьев, В. Ф. Циклическая прочность металлических материалов : учеб. пособие / В. Ф. Терентьев, А. А. Оксогоев. – Новосибирск : НГТУ, 2001. – 61 с.
12. Чигарев, А. В. Ansys для инженера : справ. пособие / А. В. Чигарев, А. С. Кравчук, А. Ф. Смалюк. – М. : Машиностроение, 2004. – 496 с. – ISBN 5-94275-048-3.

13. ANSYS – Core, 001252 , Fifth Edition, ANSYS Release 5.6, Published November 1999, ANSYS, Inc., ANSYS, Inc. is a UL registered ISO 9001: 1994 Company.

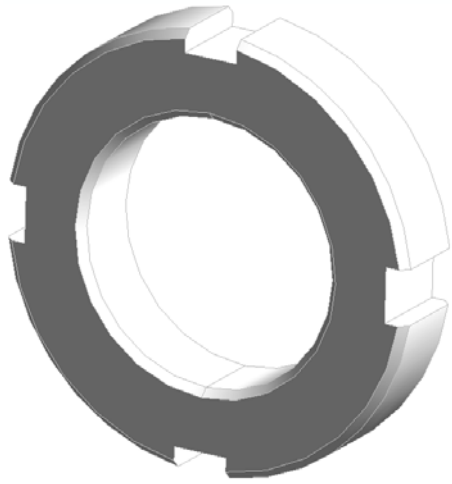
14. David V. Hutton. Fundamentals of finite element analysis. © The McGraw-Hill Companies, 2004. – 494

15. Kohnke P. Ansys. Theory reference. Southpointe: ANSYS Inc. 2009.

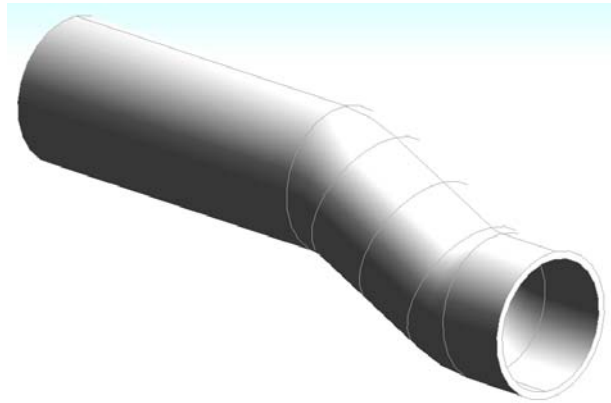
16. Singiresu S.Rao The finite element method in engineering. Fourth edition. – Elsevier Science & Technology Books, 2004. – 658 p.

ПРИЛОЖЕНИЯ

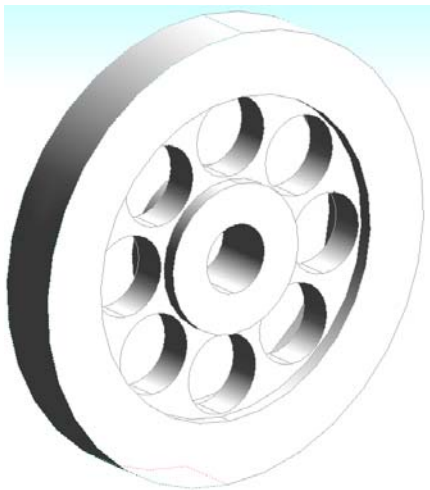
Приложение 1



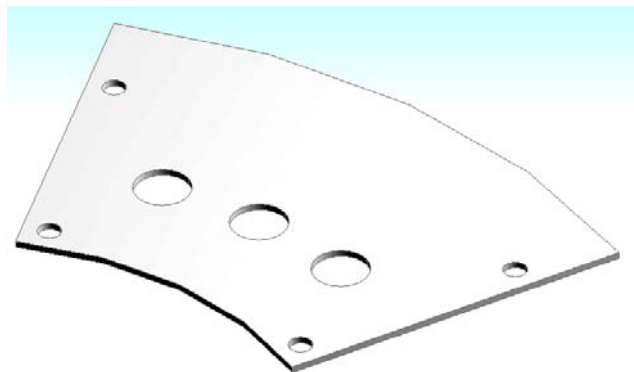
а)



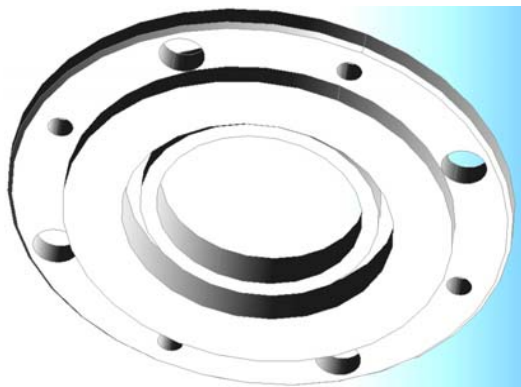
б)



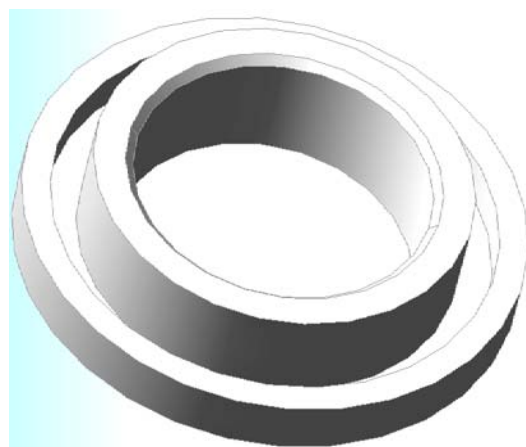
в)



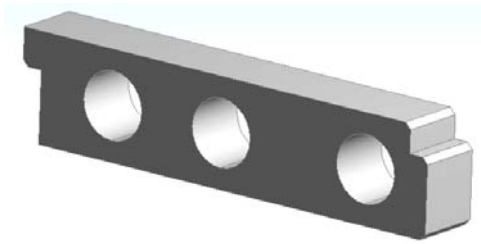
г)



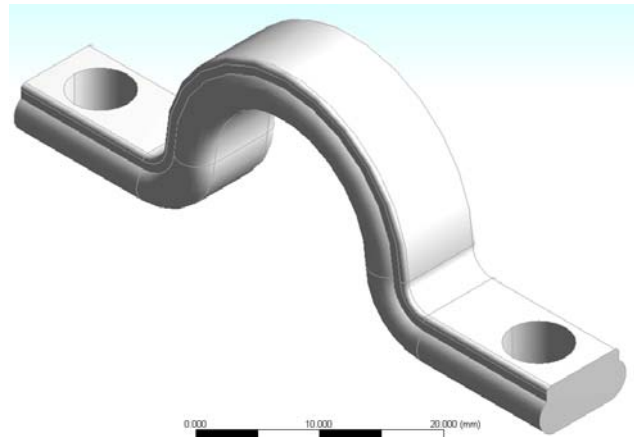
д)



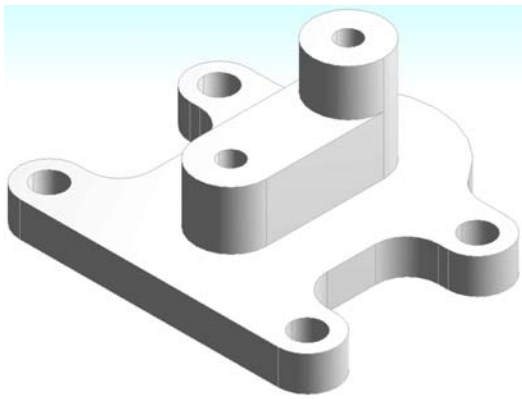
е)



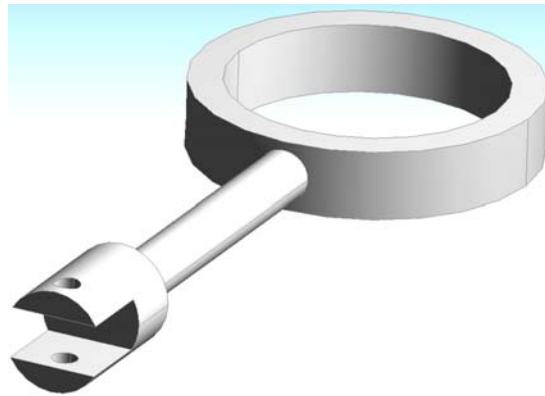
ж)



з)



и)



к)

Циклическая симметрия

В большинстве вращающиеся части деталей машин можно рассматривать как осесимметричные или циклически симметричные. В случае осесимметричности трехмерную деталь проще всего свести к двумерной, используя профиль такой детали. Для циклически симметричных деталей дело обстоит иначе.

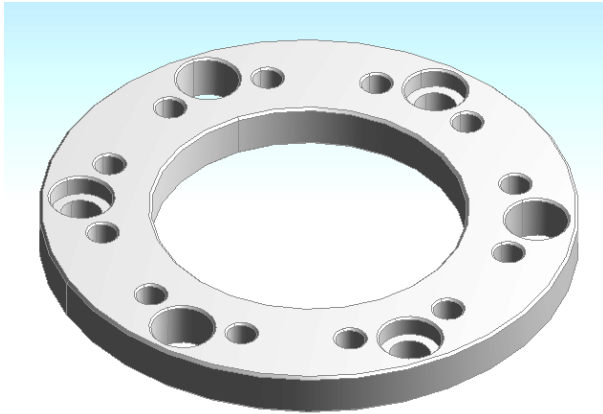


Рис. П 2.1. Деталь, имеющая три повторяющихся сектора относительно оси

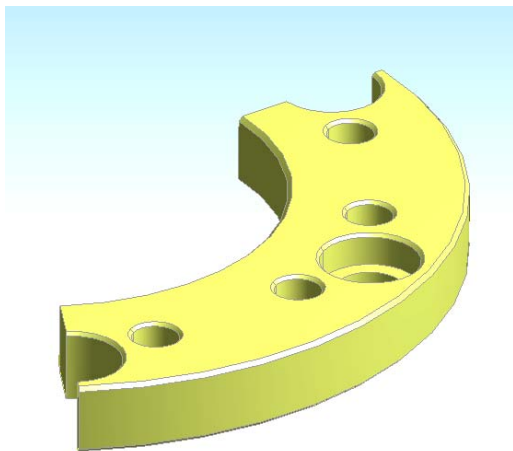


Рис. П 2.2. Сектор детали, равный 120°

Рассмотрим, например диск, который имеет три повторяющихся сектора относительно оси симметрии (рис. П 2.1).

Наша задача изменить эту деталь таким образом, чтобы по возможности уменьшить объем расчетной области. Логично оставить лишь одну треть этой детали. Для этого выполним соответствующие команды и оставим сектор, равный 120° (рис. П 2.2).

При задании силовых граничных условий необходимо учитывать, что мы оставили одну треть детали.

Второй шаг – выполнение расчета с применением соответствующих граничных условий. Зафиксируем внутренний диаметр кольца и нагрузим давлением одну из торцевых поверхностей в нормальном направлении.

После этого необходимо выполнить команду *Static-Insert-Command*. В открывшемся окне набираем следующие строки кода:

<code>/prep7</code>	вход в препроцессор;
<code>cyclic,3</code>	циклическая симметрия с тремя секторами;
<code>/solu</code>	переход к решению

В разделе *Solution* стандартным образом добавляем результаты, которые нас будут интересовать.

Также добавим строку *Command* аналогичным образом. В появившемся окне набираем следующие строки (рис. П 2.3):

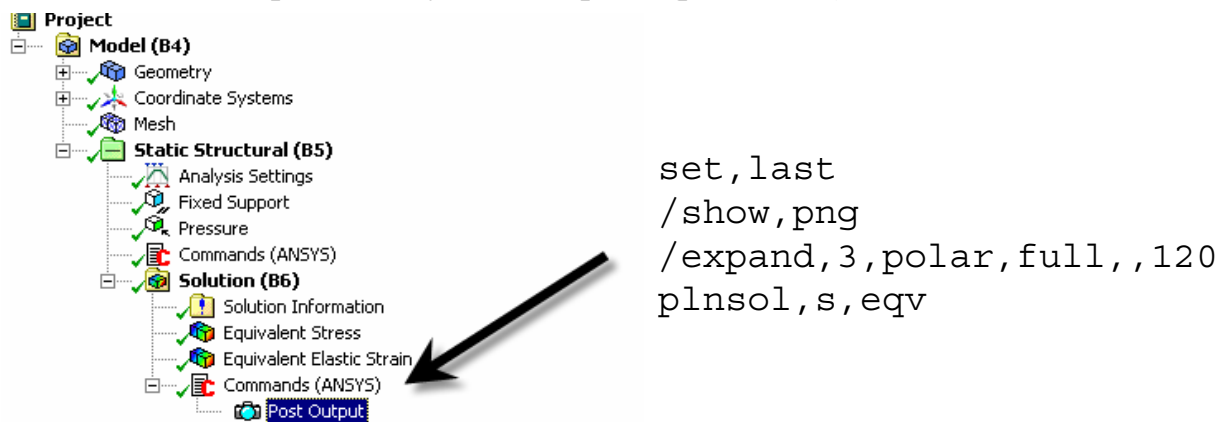


Рис. П 2.3. Командный вывод результатов расчета

Расшифруем строки набранного кода:

set, last	установка последнего решенного шага;
/expand, 3, polar, full, , 120	создание графических результатов для непоказанных секторов с настройками: 3 секции повтора относительно полярной системы координат, полное копирование, угол копирования 120°;
plnsol, s, eqv	отображение результатов эквивалентных напряжений.

После выполнения расчета мы можем посмотреть результаты расчета для полной модели. Это стало возможно благодаря выполнению опции *Cyclic Symmetry*.

Результаты расчета эквивалентных напряжений представлены на рис. П 2.4.

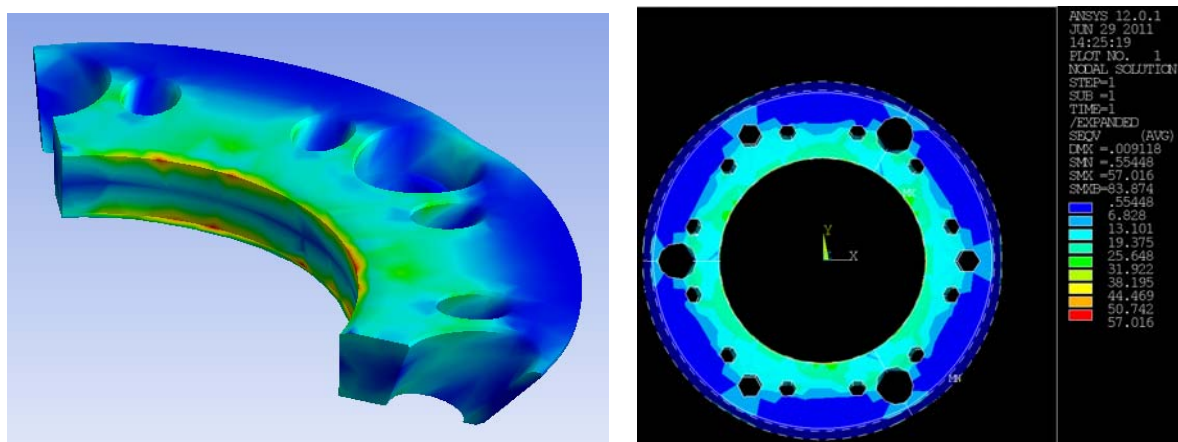


Рис. П 2.4. Результаты расчета эквивалентных напряжений

Проверка качества конечно-элементной сетки

Для оценки качества сетки в *Ansys Workbench* существует дополнительная функция. Для того чтобы получить доступ к этой функции, необходимо выполнить создание сетки. После того как сетка построена, переходим в строку *Statistics – Mesh Metric* и выбираем строку *Element Quality*. Тем самым мы переходим к настройкам качества созданной сетки (рис. П 3.1).

Details of "Mesh"	
[-] Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
[+] Sizing	
[+] Inflation	
[+] Advanced	
[+] Pinch	
[-] Statistics	
Nodes	5703
Elements	2983
Mesh Metric	Element Quality
Min	None
Max	Element Quality
Average	Aspect Ratio
Standard Deviation	Jacobian Ratio
	Warping Factor
	Parallel Deviation

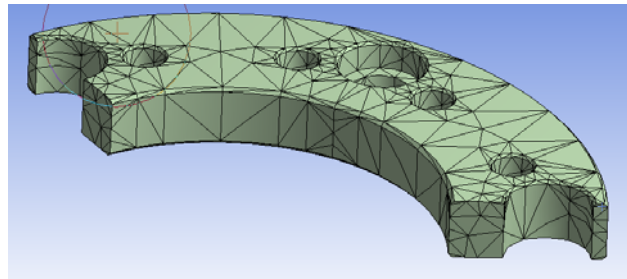


Рис. П 3.1. Настройка конечно-элементной сетки

Теперь в строке mesh выполним команду *Mesh – ПКМ – Show Worst Element*, после чего на графическом окне появится отображение конечно-элементной сетки с худшими элементами, которые на экране отмечены красным цветом (рис. П 3.2). Таким образом, можно оперативно оценить качество созданной конечно-элементной модели.

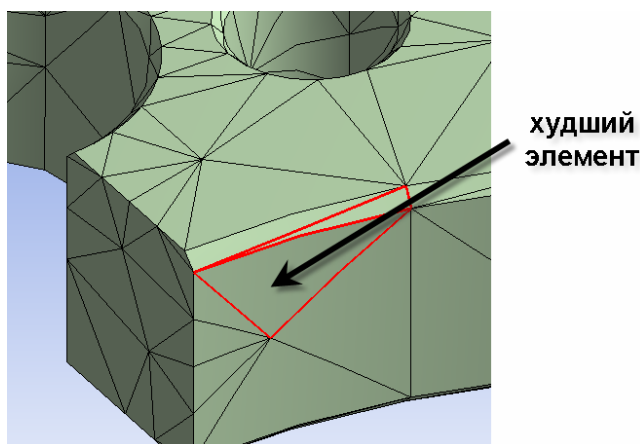


Рис. П 3.2. Отображение худших элементов, которые могут дать ошибочные результаты

Задание пространственных нагрузок

Задание нагрузок, расположенных пространственно в *Ansys Workbench*, может быть реализовано с помощью различных подходов. Некоторые из них будут перечислены ниже.

1. Определение нагрузок с помощью заданной функции

Зададим давление на одном торце диска, показанного на рис. П 4.1 (команда *Insert-Pressure*). При этом предположим, что давление изменяется по синусоидальному закону. Максимальная величина давления равняется 50 МПа.

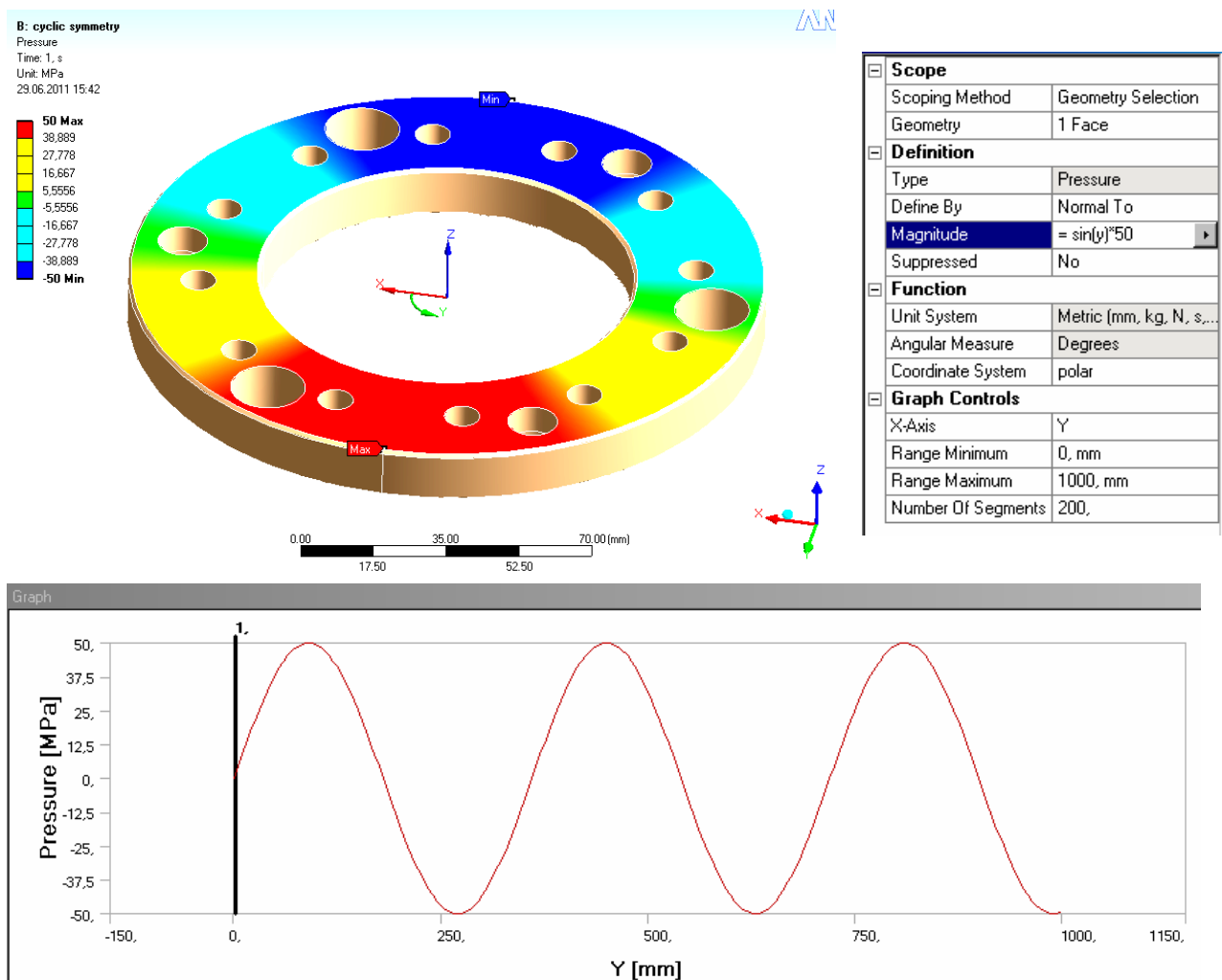


Рис. П 4.1. Настройки задания нагрузки на поверхность диска с помощью функциональной зависимости

Отметим, что нагрузка задается по нормали к поверхности в полярной системе координат, начало которой совпадает с осью диска.

2. Определение нагрузок с помощью табулированных данных

Если нагрузки не подчиняются ни одному математическому закону в своем изменении и не могут быть разложены на составляющие, тогда необходимо использовать задание с помощью таблицы (рис. П 4.2).

Предварительно необходимо получить табличные данные в любой программной среде. Самый доступный и простой способ – использовать редакторы типа *Microsoft Excel*. Результат выполнения такой процедуры приведен на рис. П 4.2.

Для указанного выше диска, если мы хотим задать хаотичное распределение нагрузки в виде таблицы, удачнее всего применить полярную систему координат с осью, совпадающей с осью диска.

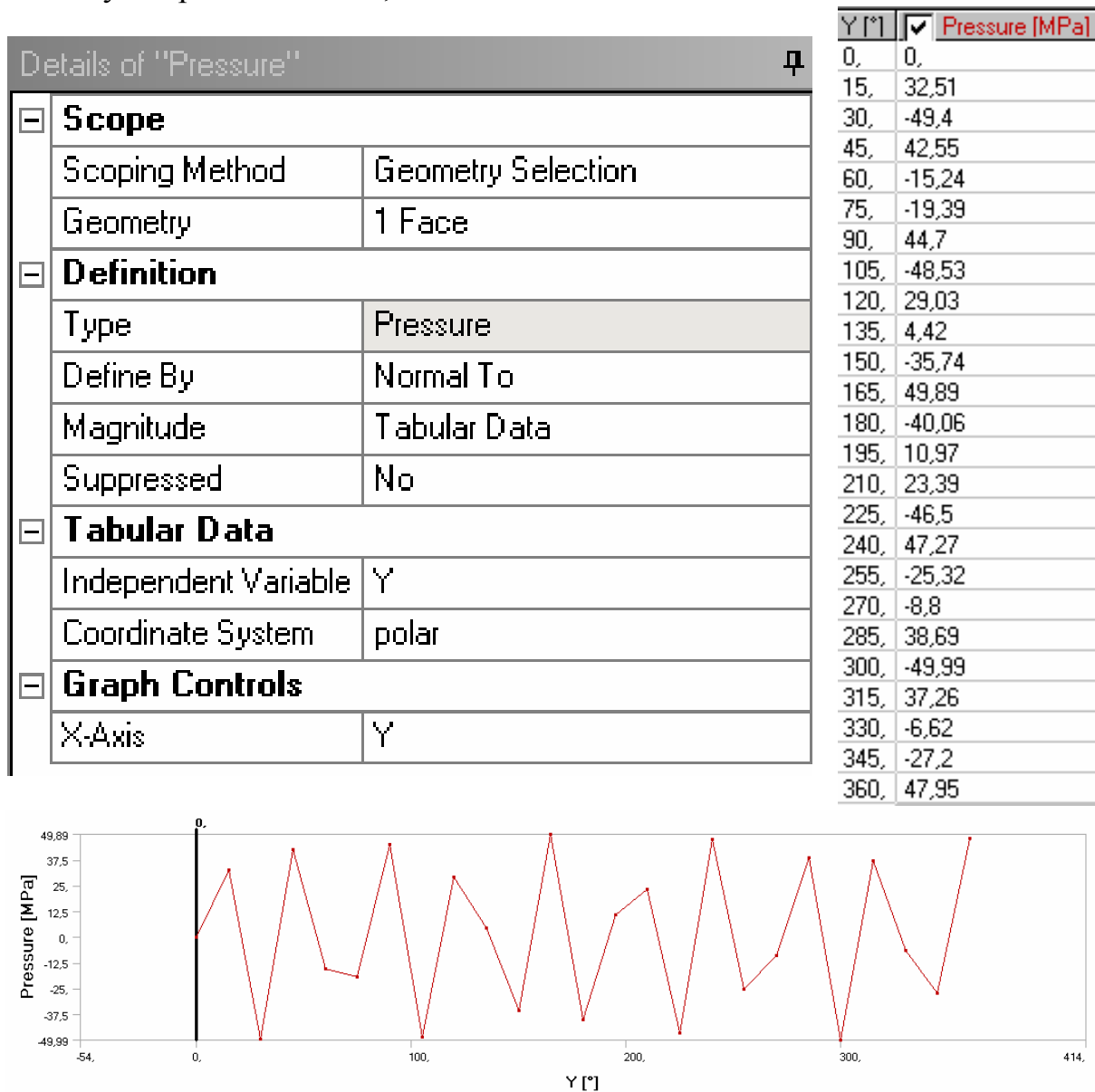


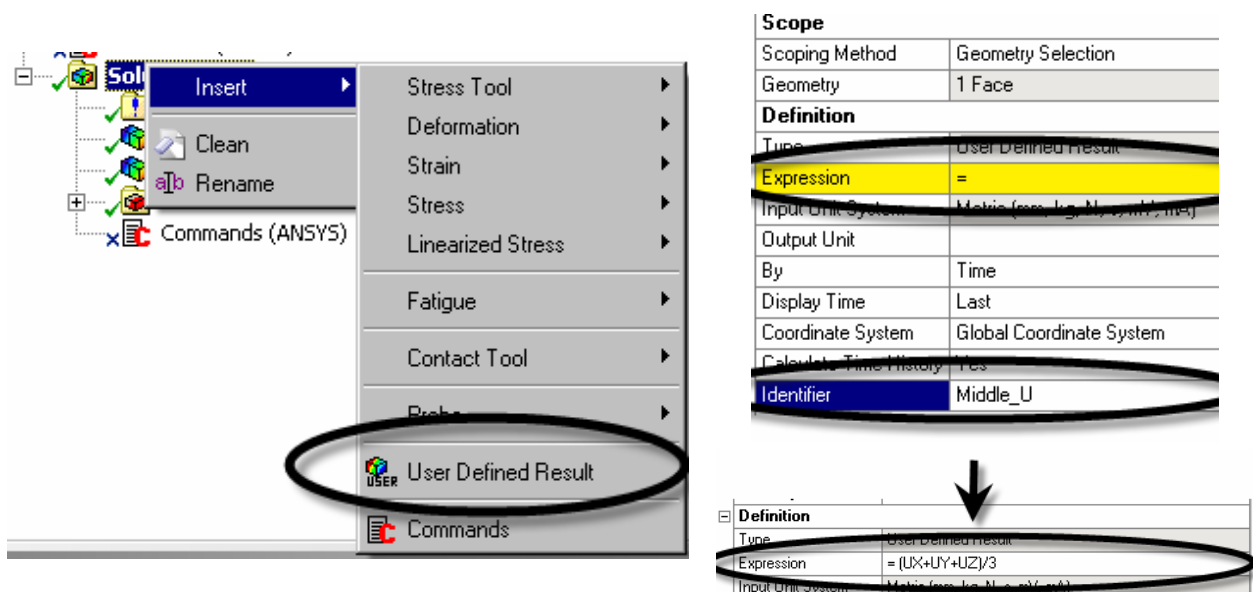
Рис. П 4.2. Настройки задания нагрузки на поверхность диска с помощью табличных данных

Использование пользовательских результатов

В некоторых задачах целью расчета может являться получение величины, которая не находится в списках вывода результата. Такой величиной, например, может служить сумма главных напряжений, разница перемещений, амплитуда напряжений и т.д.

Для вывода таких специфичных результатов в программной среде *Ansys Workbench* необходимо использовать следующий порядок действий.

1. После задания исходных данных задачи выполнить команду *Solution – Insert – user Defined Result* (см. рисунок).



Ввод пользовательских результатов

2. После этого в поле *Expression* необходимо ввести выражение для искомой величины. Если, например, нас интересует среднее перемещение, то мы должны ввести в поле строки *Expression* – $(UX+UY+UZ)/3$.

Для вывода пользовательских результатов доступны следующие математические процедуры и операции (*s* – скаляр, или числовое значение, *a* – массив данных):

Сложение (+): $s1+s2$, $a1+a2$, $a+s$ ($s+a$ невыполнимо)

Вычитание (-): $s1-s2$, $a1-a2$, $a-s$ ($s-a$ невыполнимо)

Умножение (*): $s1*s2$, $a1*a2$, $a*s$, $s*a$

Деление (/): $s1/s2$, $a1/a2$, a/s (s/a невыполнимо)

Степень (^): $s1^s2$, a^s , (неопределен для $s1 = 0$ и $s2 < 0$)

Логарифм (log10): $\log_{10}(s)$, $\log_{10}(a)$, (s и $a > 0.0$)

Квадратный корень (sqrt): $\text{sqrt}(s)$, $\text{sqrt}(a)$, (s и a должны быть ≥ 0.0)

Покомпонентное векторное перемножение (dot): $\text{dot}(a1, a2)$
 Векторное произведение (cross): $\text{cross}(a1, a2)$ ($a1, a2$ имеют по 3 колонки)
 Сложение компонент (addcomp): $\text{addcomp}(u\text{vectors}) = ux + uy + uz$
 Максимум (max): $s = \max(s1, s2), a = \max(a1, a2)$
 Минимум (min): $s = \min(s1, s2), a = \min(a1, a2)$
 Абсолютное значение (abs): $s = \text{abs}(s1), a = \text{abs}(a1)$

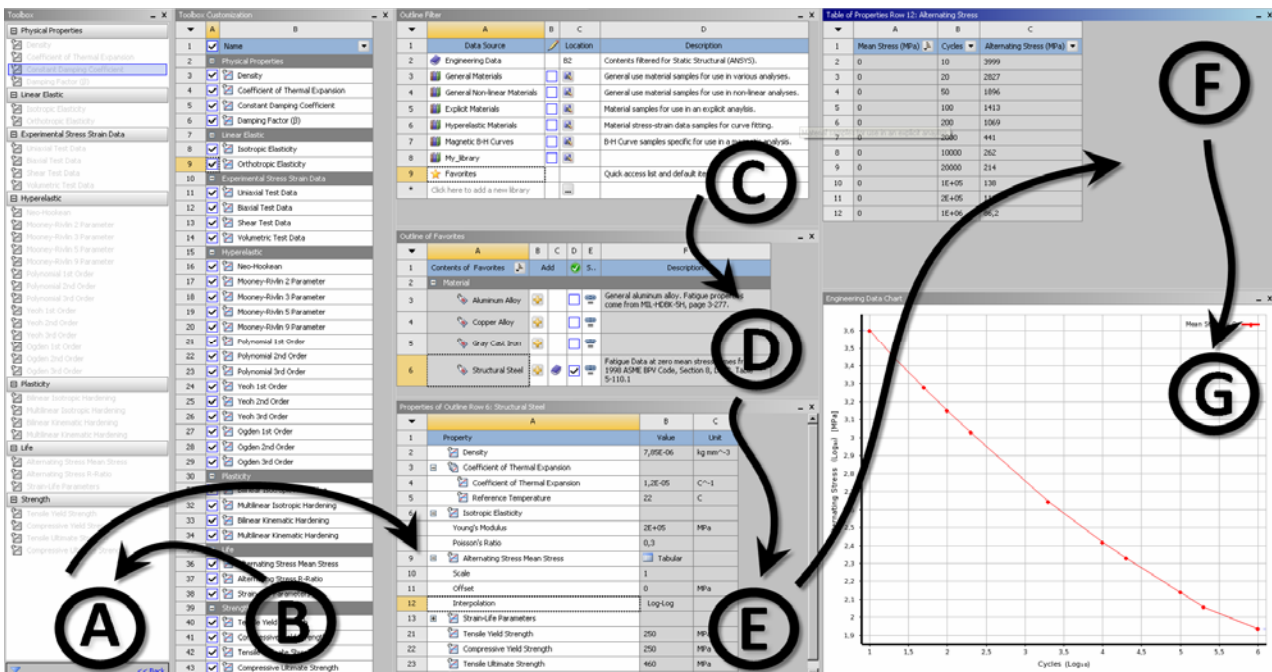
Кроме того, необходимо отметить, что результат, полученный с помощью введенного выражения в строке *Expression*, можно далее использовать для расчета других величин. Для этого необходимо указать этому параметру имя (идентификатор), заполнив ячейку в строке *Identifier* (см. рисунок).

Приложение 6

Инженерные данные (свойства материалов)

Рассмотрим более подробно настройку физико-механических свойств пользовательских материалов в *Ansys Workbench*.

Общая схема окна выбора материалов, их создания и редактирования физико-механических свойств представлена на рисунке.



Окно настройки свойств материалов

Блоки *A* и *B* содержат большинство физических свойств материалов, которые могут понадобиться при проведении расчетов. Эти свойства раз-

биты на подгруппы. Так, например, выделяют физические свойства (плотность, коэффициент термического расширения, коэффициент демпфирования и т.д.); линейно-упругие свойства (модуль упругости и коэффициент Пуассона и т.д.); экспериментальные данные долговечности (данные одноосного сжатия и растяжения и т.д.); свойства гиперэластичных материалов (коэффициенты Нео-Хукена, Муней-Ривлина и др.); пластические свойства (коэффициенты кинематического и изотропного упрочнения); показатели долговечности; показатели прочности (предел текучести при сжатии и растяжении, предел прочности при сжатии и растяжении) и т.д.

Отображение компонентов в блоке *A* настраивается соответствующими отметками в блоке *B*.

В блоке *C* представлены все материалы, которые содержатся в библиотеке материалов программы. Здесь они разделены на группы по соответствующим физико-механическим характеристикам (линейные, нелинейные, гиперэластичные, магнитные и т.д.). В каждой такой группе содержатся материалы, которые отображаются в блоке *D*. Выбор материала производится ЛКМ, а добавление в проект – с помощью отметки значка «+». В блоке *E* производится редактирование свойств материалов. Добавление новых свойств материала осуществляется прямым перетаскиванием нужного свойства из блока *A* с помощью ЛКМ. Ввод физических свойств, зависящих от других параметров системы (например зависимость модуля упругости от температуры), осуществляется в виде табличных данных в блоке *F*, одновременно отображаясь в графическом виде в окне *G*.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Список используемых сокращений.....	3
Введение	4
Лабораторная работа № 1. Основы моделирования в среде Ansys Workbench	4
Лабораторная работа № 2. Стационарное тепловое нагружение поршня.....	14
Лабораторная работа № 3. Задача нестационарного теплового нагружения поршня.....	26
Лабораторная работа № 4. Анализ теплонапряженного состояния поршня при нестационарном тепловом нагружении	33
Лабораторная работа № 5. Оценка напряженного состояния верхней головки шатуна с запресованной втулкой. Параметрическая задача	41
Лабораторная работа № 6. Расчет коэффициентов запаса прочности коленчатого вала тракторного дизеля	52
Лабораторная работа № 7. Оценка долговечности шатуна.....	61
Лабораторная работа № 8. Прочностной расчет шатунно-поршневой группы с учетом нескольких факторов нагружения	74
Лабораторная работа № 9. Задача оптимизации	85
Библиографический список.....	94
Приложения.....	96

Учебное издание

ГЛИНКИН СЕРГЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебное пособие

Подписано в печать 16.09.13.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 6,28. Тираж 100 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.
600000, Владимир, ул. Горького, 87.