

Лабораторная работа
ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОРШНЯ
В СТАЦИОНАРНОЙ ПОСТАНОВКЕ

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 моделирования 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.

Анализ факторов нагружения, действующих на поршень

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 $> 3000 \text{ мин}^{-1}$ 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} .

В расчете будем учитывать следующие факторы нагружения:

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

Практическая часть

Рассмотрим расчет поршня дизеля. Целью данной лабораторной работы является оценка уровня напряжений, возникающих в поршне при стационарном тепловом нагружении. В качестве модели поршня используем ранее созданную модель (см. лаб. работу "Стационарное тепловое нагружение поршня").

Ввиду симметричности рассматриваемой модели можно рассматривать только одну половину или четверть поршня. В этом случае в модели необходимо задание условий симметрии граней, а также деление на 2 (или 4) всех внешних объёмных нагрузок.

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 блока В (Steady-State Thermal) – ПКМ – *Transfer Data to New – Static Structural*. После выполнения этой команды главное окно проекта будет выглядеть аналогично рис. 4.3.

Выполнив команду *Setup-Edit*, переходим в модуль редактирования исходных данных для расчета на конструкционную прочность. Здесь используются некоторые результаты, которые должны быть получены в предыдущей лабораторной работе. Эти результаты помогут понять связь между этими блоками.

После выполнения расчета на конструкционную прочность мы получим тепловое состояние термомеханической модели поршня. Для него нам необходимо рассчитать напряженное состояние, проанализировав которое мы сможем оценить напряжение и деформации в поршне с учётом тепла.

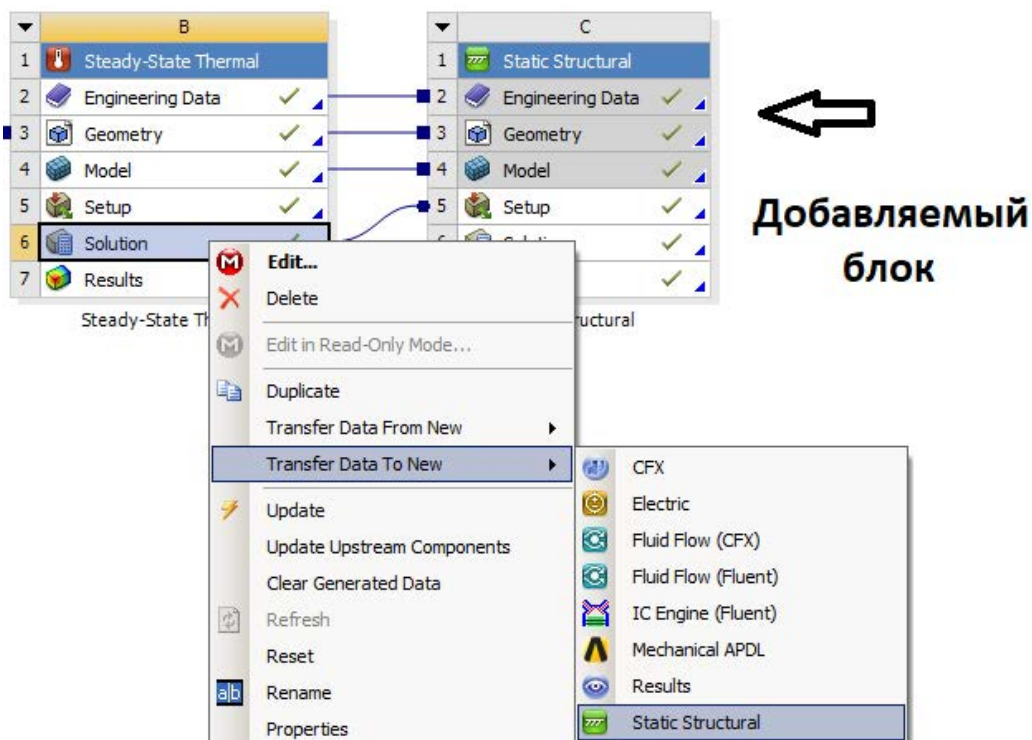


Рис. 4.3 Схема проекта

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).

Напомним, что расчет теплового состояния поршня (блок В) на режиме номинальной мощности выполняется по методике, описанной в лабораторной работе "Стационарное тепловое нагружение поршня". В качестве материала для поршня зададим из встроенной библиотеки Workbench алюминиевый сплав.

На результатах расчета теплового состояния поршня останавливаться не будем. Но прежде чем переходить к расчету прочностному анализу, 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.

Для задания нагрузок от воздействия давления газов используем схему, приведенную на рис. 8.4. Необходимо помнить о том, что если мы рассматриваем четверть поршня, то 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: $p = 100\% = 4$ МПа; $p_1 = 76\% = 3$ МПа; $p_2 = 25\% = 1$ МПа; $p_3 = 20\% = 0,8$ МПа; $p_4 = 15\% = 0,6$ МПа и $p_5 = 10\% = 0,4$ МПа.

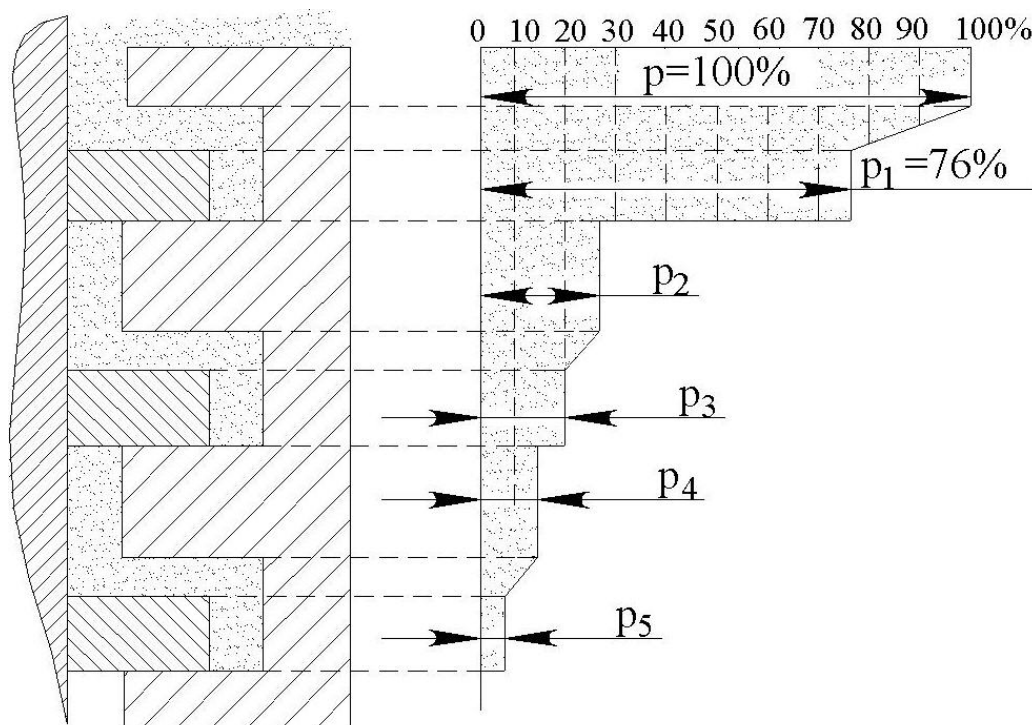


Рис. 8.4. Условная схема распределения давления газов на поверхности поршня

Силы инерции, действующие в КШМ, принято разделять на силы инерции поступательно движущихся масс и силы инерции вращающихся масс. Поскольку наша модель относится к верхней части, 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.; $\lambda = R / L_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

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

Что касается самой величины сил инерции, то из формулы (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.

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, м/с^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 м/с^2 .

После задания всех внешних нагрузок запускаем задачу на выполнение. По результатам расчета необходимо построить поля напряжений, перемещений и определить коэффициент запаса прочности.

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

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.);

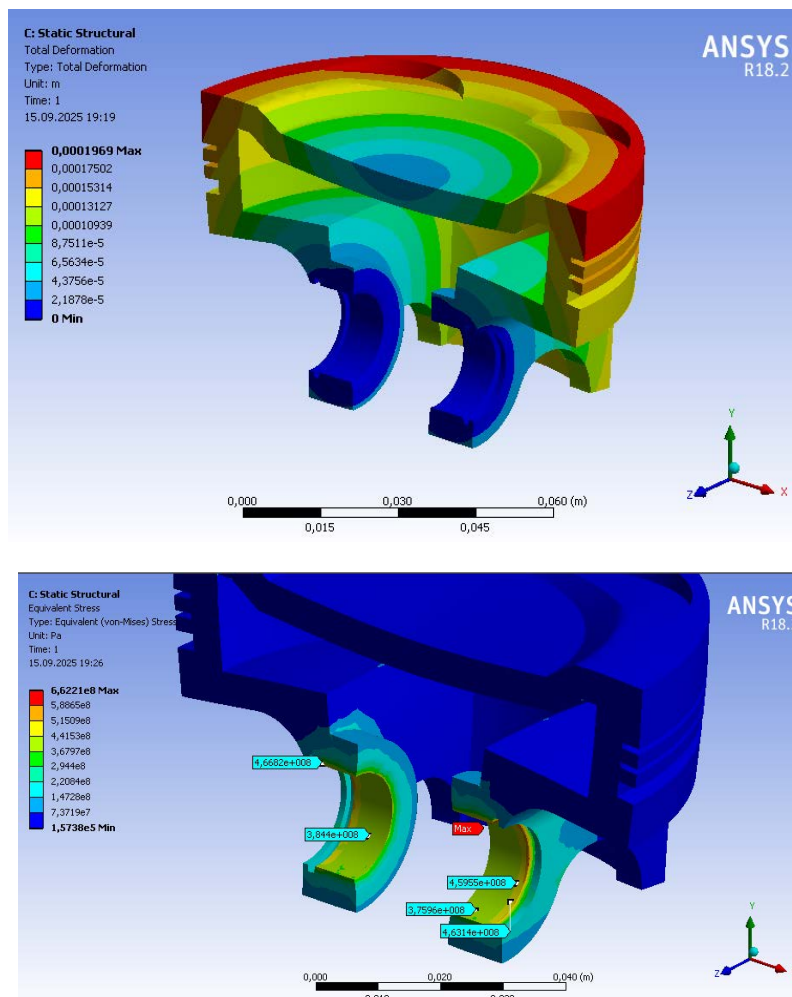


Рис. 8.6. Полные перемещения и эквивалентные напряжения

- 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.

Для проведения прочностного расчета, то есть определения коэффициентов запаса прочности, необходимо знать предел усталости материала. Однако 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 зависимости от предела текучести, 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?