

РАСЧЕТ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ДНИЩА ПОРШНЯ СУДОВОГО ДВС*

Поршневые ДВС находят самое широкое применение во многих отраслях экономики страны в качестве источников энергии. Помимо традиционных сфер (транспорт, строительство, сельское хозяйство и др.), в последние годы поршневые ДВС все шире используются в системах аварийного энергообеспечения объектов особого назначения и при сооружении мини-ТЭЦ [1].

Известно, что поршень работает в особых условиях, при высоком температурном режиме (во время сжигания топлива температура в камере сгорания может достигать 1500 °С) и воспринимает большие (до 10 МПа) давления со стороны дымовых газов. Поэтому к материалу поршня предъявляются повышенные требования: он должен быть по возможности легким, чтобы не возникали большие силы инерции; жаропрочным, чтобы выдерживать высокие температуры; иметь небольшой коэффициент теплового расширения, чтобы не возникали большие температурные напряжения; должен быть прочным, чтобы выдерживать большие механические нагрузки.

Целью нашего исследования являлось определение температурных напряжений в днище поршня и деформаций, вызванных как температурными напряжениями, так и давлением газов.

Условия теплообмена с разных сторон поршня значительно отличаются, к тому же поршень имеет сложную форму, и это не позволяет решить задачу аналитически. Поэтому задача решалась численным методом с помощью специального пакета ELCUT [2], предназначенного для решения задач электростатики, электродинамики, стационарного и нестационарного теплообмена методом конечных элементов. При решении тепловых задач используется дифференциальное уравнение теплопроводности. Для нелинейных задач в осесимметричной постановке оно имеет вид

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda(T)r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -q - c(T)\rho \frac{\partial T}{\partial t},$$

где T – температура; t – время; $\lambda(T)$ – коэффициент теплопроводности как функция температуры, представленная кубическим сплайном;

q – удельная мощность тепловыделения; $c(T)$ – удельная теплоемкость, в нелинейном случае это функция температуры, аппроксимированная кубическим сплайном; ρ – плотность. Алгебраический аналог приведенного дифференциального уравнения получен в результате автоматического деления плоского сечения на треугольные элементы и записи для каждого из них уравнения теплового баланса. В итоге это дает замкнутую систему алгебраических уравнений, которую решают одним из общепринятых методов, например, методом прогонки.

Для решения задач теплонапряженности применяется так называемое пакетное решение, когда сначала решается задача нестационарной теплопроводности, в результате которой находят распределение температуры внутри анализируемого сечения, а затем, по правилам теории упругости, определяются как термические деформации, так и деформации, вызванные действием внешних сил, и далее – соответствующие механические напряжения.

Для расчета задачи нестационарной теплопроводности использовались граничные условия третьего рода, когда заданы свойства материала (теплопроводность, теплоемкость, плотность), температуры газов и коэффициенты теплоотдачи от среды к поверхности тела [3].

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к днищу поршня находился по эмпирической формуле Эйхельберга [4]:

$$\alpha_r = 2,44 \cdot \sqrt[3]{C_{pm}} \sqrt{P_r T_r},$$

где C_{pm} – массовая теплоемкость дымовых газов; P_r , T_r – давление и температура в камере сгорания.

Температура дымовых газов вдоль поверхности днища поршня не является постоянной, и выше всего она во впадине днища. Ближе к стенкам цилиндра она уменьшается примерно на 20 %, а к центру поршня – примерно на 15 % по отношению к максимальной температуре. Именно такое распределение ее принималось нами при формулировании условий однозначности в расчетах.

На рис. 1 приведены результаты расчетов, выполненных для поршня с выгнутым днищем с размерами: диаметр поршня 350 мм, толщина днища 55 мм, материал поршня – жаропрочный чугун (модуль Юнга $E = 67\,500$ Н/м², коэффициент теплового расширения $\alpha = 0,00023$ 1/К, коэффициент теплопроводности $\lambda = 172$ Вт/м · К; максимальная температура в камере сгорания $T_r = 1173$ К). На рисунке температурный уровень отражен градациями серого цвета. На сечении нанесена сетка изотерм с интервалом через 40 К. Из рисунка видно, что самые теплонапряженные места поршня находятся там, где частота изотерм наибольшая, т.е. это те места, которые наиболее подвержены воздействию температурных деформаций.

Температурные деформации поршня показаны на рис. 2 тонкими линиями изменившегося контура. В качестве критерия оценки прочности использовался критерий Треска, который характеризует максимальное сдвиговое напряжение. Величины этих напряжений по сечению поршня отражены градациями серого, соответствующая оцифрованная шкала позволяет оценить напряжения в любой точке сечения.

На рис. 3 показано изменение температуры по длине контура наиболее опасного сечения, выделенного в области, где изотермы проходят наиболее густо (линия $A - B$ на рис. 1). По величине угла наклона касательной к данной кривой можно судить о величине градиента температур по этому направлению.

На рис. 4 показано изменение значения критерия Треска по длине контура $A - B$. Здесь видим, что критерий Треска имеет наибольшее значение, а следовательно, и значение напряжения в местах жестких заделок, т.е. тех местах, где температурная деформация не возможна.

* Работа выполнена под руководством проф. В.И. Ляшкова.

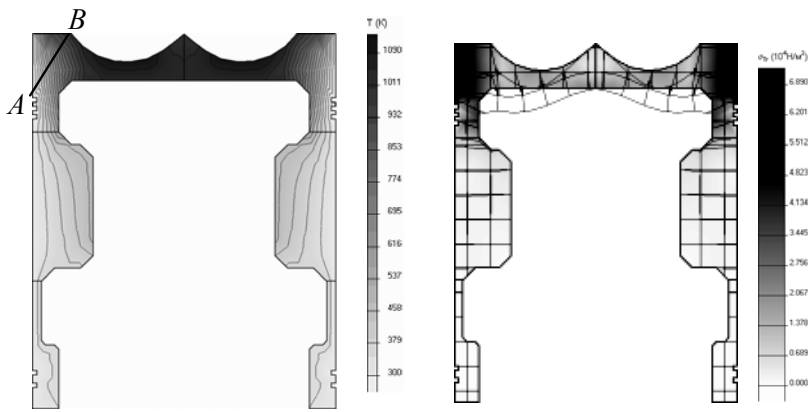


Рис. 1. Распределение температур по осевому сечению поршня

Рис. 2. Температурные деформации поршня

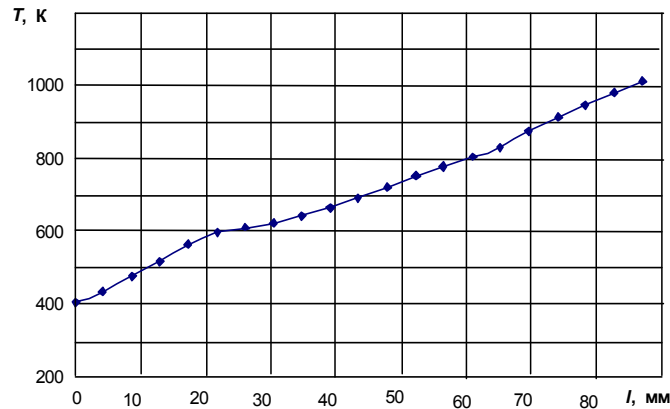


Рис. 3. Изменение температуры по длине контура А – В

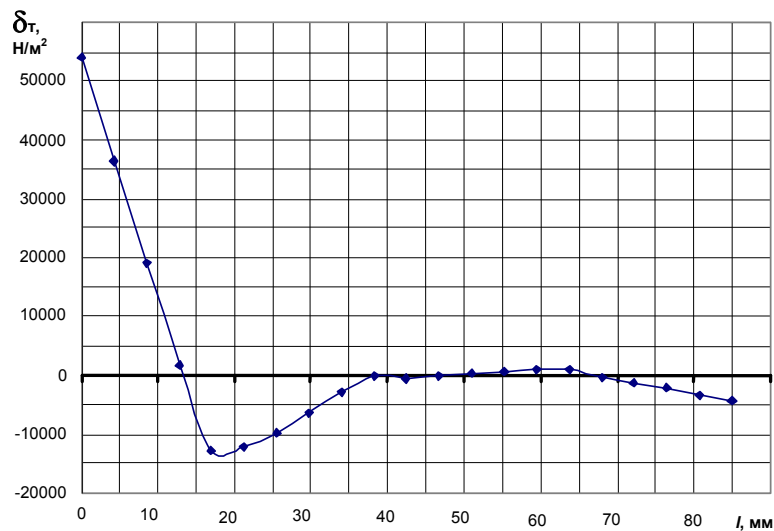


Рис. 4. Изменение значения критерия Треска по длине контура

Таким образом, отработанная методика расчетов позволила получить достаточно достоверную информацию о теплонапряженности и механических напряжениях, а значит, и наметить конструктивные усовершенствования отдельных элементов поршня (галтели и др.), которые могут способствовать повышению надежности и работоспособности машины. Ряд вариантов расчетов позволяет подобрать оптимальную с высказанной точки зрения конструкцию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Турбины и дизели : специализированный информационно-технический журнал. – М., 2006.
2. ELCUT : руководство пользователя. – СПб., 2002. – 185 с.
3. Ляшков, В.И. Теоретические основы теплотехники / В.И. Ляшков – М. : Машиностроение-1, 2005. – 260 с.
4. Рожанский, Г.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Г.С. Рожанский. – Л. : Судостроение, 1969. – 423 с.