

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В СТЕНКИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ОТ РАЗМЕРОВ ДВИГАТЕЛЯ

Астраханский А.Ю., Кожевников В.А.

Самарский государственный университет путей сообщения, г. Самара

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, теплообмен, камера сгорания.

Аннотация. Природа тепловых потерь очевидна. Горение происходит циклично, максимальная температура достигает 2500 °С, а температура стенок двигателя примерно 95°С. Чем больше разность температур, тем больше потери. Поэтому самые большие потери там, где самая высокая температура. Следует отметить, что расчет тепловых потерь в стенки двигателя весьма затруднен.

DEPENDENCE OF HEAT LOSSES IN THE WALLS OF THE COMBUSTION CHAMBER ON THE SIZE OF THE ENGINE

Astrakhansky A.Yu., Kozhevnikov V.A.

Samara State University of Railway Transport, Samara

Keywords: internal combustion engine, heat exchange, combustion chamber.

Abstract. The nature of the heat loss is obvious. Combustion occurs cyclically, the maximum temperature reaches 2500°C, and the temperature of the engine walls is approximately 95°C. The greater the temperature difference, the greater the loss. Therefore, the greatest losses are where the temperature is highest. It should be noted that the calculation of heat losses into the walls of the engine is very difficult.

Считается, что тепловые потери в стенки, а, следовательно, связанное с этим повышение КПД больших ДВС объясняется меньшим отношением поверхности камеры сгорания (КС) к ее объему. Рассмотрение этого вопроса показывает, что причина не в этом.

Средний тепловой поток в стенки КС определяется по уравнению:

$$Q_W = \frac{1}{c2\pi} \int_0^{\alpha 2\pi} \alpha F_W \Delta T d\varphi, \quad (1)$$

а средний тепловой поток от сгорания топлива по уравнению,

$$Q_B = m_B H_U = H_U V \frac{n\psi}{\alpha\beta L_{\min}}, \quad (2)$$

где n – частота вращения, ψ – коэффициент наполнения, β – коэффициент избытка воздуха, c – коэффициент, характеризующий тактность двигателя; α – коэффициент теплоотдачи, F_W – площадь поверхности стенок КС, T – температура, φ – угол п.к.в., m_B – масса впрыскиваемого топлива, H_U – низшая теплотворная способность топлива, V – объем КС, L_{\min} – стехиометрический коэффициент.

Для выполнения требования о постоянстве отношения обоих тепловых потоков необходимо установить, при каких условиях это является реальным. Для этого принимается, что ΔT , H_U , ψ , α , β , и L_{\min} являются постоянными. Допущение что ΔT постоянная величина на первый взгляд является не безусловным. Однако

если принять, что отношение теплового потока в стенке КС к тепловому потоку сгорания топлива должно быть постоянным, то кажется вероятной также неизменной характеристика температуры газа и постоянство температуры стенок КС, особенно при допущении одинаковых значений β и ψ . Из этого следует, что и кривая индикаторного давления в цилиндре не изменяется.

Для отношения тепловых потоков справедливо уравнение

$$\frac{Q_W}{Q_B} \sim \frac{\int_0^{\alpha 2\pi} \alpha F_W d\varphi}{V \cdot n} \quad (3)$$

Из допущения о наличии геометрического и механического подобия следует, что $S/D = \text{const}$, $c_n = \text{const}$ и

$$F_W \sim D^2, V \sim D^3, n \sim D^{-1} \quad (4)$$

Если эти соотношения подставить в уравнение 3, то

$$\frac{Q_W}{Q_B} \sim \int_0^{\alpha 2\pi} \alpha d\varphi \quad (5)$$

Для постоянного отношения обоих тепловых потоков при принятых допущениях необходимо только, чтобы α был постоянным, а поэтому размеры ДВС не имеют в этом случае значения, так как влияние отношения поверхности к объему КС учитывается влиянием n .

Однако несомненно имеющееся влияние конструктивных размеров на поток тепла в стенке КС должно быть обусловлено зависимостью α от размера ДВС для определения α наиболее часто применяется формула Вошни [1]. В ее основе лежит уравнение

$$N_U = 0,24 \left(1 + \left(\frac{D}{s} \right) \right) \text{Re}^{0,786} \text{Pr}^{0,45} \quad (6)$$

турбулентной теплоотдачи в трубопроводе. Если учитывать, что число Нусселя $N_U = \alpha D / \lambda$ и Рейнольдса $\text{Re} = WD / \nu$, то при $S/D = \text{const}$ и $W = \text{const}$, а также при постоянных значениях свойств материала [2]

$$\alpha \sim D^{-0,214} \quad (7)$$

Величина показателя степени подтверждается проведенными Вошни измерениями.

В этой связи требуется исследовать причину уменьшения тепловых потерь по мере увеличения размеров ДВС. Для этого целесообразно использовать аналогию между обменом импульсов и теплообменом по Рейнольдсу. Из нее следует, что температурный профиль и профиль скорости в трубопроводе имеют подобные характеристики, поэтому для рассмотрения теплоотдачи можно использовать профиль скоростей [3]. Для плотности теплового потока, соответственно, плотности потока импульсов между стенками и газом, решающее значение имеет градиент температуры, соответственно скорости.

Из определения Прандтля следует, что для градиента du/dy в пристеночной зоне справедливым является уравнение

$$\frac{du}{dy} = \frac{\zeta \omega^2}{8\nu}, \quad (8)$$

а на большом удалении от стенки – уравнение

$$\frac{du}{dy} = 0,884 \frac{\omega \zeta^{1/2}}{y}, \quad (9)$$

где u – локальная скорость, ω – усредненная скорость по поперечному сечению, y – координата точки, отсчитываемая от поверхности стенки, ν – коэффициент сопротивления.

Выявлено, что по мере увеличения диаметра цилиндра, а, следовательно, и числа Рейнольдса, коэффициент сопротивления уменьшается, и при допущении об одинаковых скорости и свойств материалов градиент, а, следовательно, и плотности потока импульсов, а значит и плотность теплового потока уменьшаются. Таким образом тепловые потери в стенке, а, следовательно, связанное с этим повышенное КПД больших ДВС по отношению к малоразмерным объясняется не меньшим отношением поверхности камеры сгорания к её объёму, а особенностями протекания процессов в пограничном слое.

Список литературы

1. Woschni G.A Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine // SAE Trans. 1967. No. 670931. P. 174-180.
2. Молчанов А.М. Термофизика и динамика жидкости и газа. Специальные главы. – М., 2019. – 152 с.
3. Интенсификация теплообмена. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования / Ю.Ф. Гортышов и др. – Казань: КГТУ им. А.Н. Туполева, 2009. – 531 с.

Сведения об авторах:

Астраханский Алексей Юрьевич – старший преподаватель, СамГУПС, Самара;
Кожевников Вадим Александрович – к.т.н., доцент, СамГУПС, Самара.