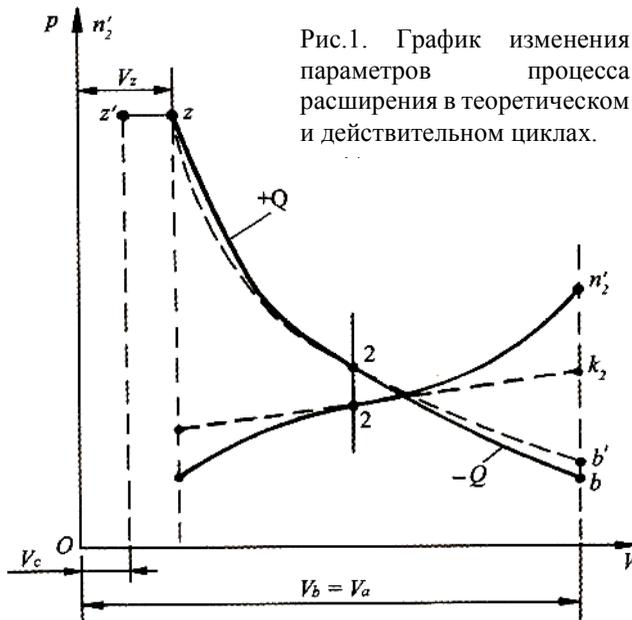


Процесс расширения

Характер теплообмена. Показатель политропы. Параметры в конце процесса расширения

Расчетная схема процесса расширения должна учитывать продолжающееся после точки z тепловыделение в цилиндре вследствие догорания топлива. Если пренебречь неполнотой сгорания топлива (в дизелях менее 1 % от цикловой подачи), то количество теплоты, выделяющееся в начальной фазе процесса расширения будет равно теплоте, не выделившейся в процессе сгорания в точке z - $Q_{нс}^{cz}$.



Теплоотдача в стенки происходит в течение всего процесса расширения. На рисунке 1 схематично показано изменение давления в цилиндре в процессе расширения. Штриховой линией показан теоретический процесс расширения, происходящий без учета теплоподвода и теплоотвода. В нем учтено только изменение показателя адиабаты расширения k_2 вследствие снижения температуры рабочего тела в процессе расширения. При температуре в начале расширения для топлива среднего состава и коэффициента избытка воздуха $\alpha = 2$, $k_2 \approx 1,27$; в конце процесса расширения $k_2 \approx 1,32$. Среднее значение показателя адиабаты расширения примерно равно 1,295.

Подвод тепла к рабочему телу в начале процесса расширения обуславливает повышение давления относительно линии адиабатного

расширения (на рисунке 1 действительная кривая расширения показана сплошной жирной линией). Поскольку в течение всего процесса расширения происходит отвод тепла, то в точке 2 **теплоотвод** и **теплоподвод** становятся равными, действительная линия расширения пересекает теоретическую кривую.

Показатель политропы.

Если описывать действительную кривую расширения уравнением политропы с переменным значением показателя n'_2 , то он должен изменяться по ходу расширения так, как показано на рисунке 1. Расчеты показывают, что n'_2 изменяется от 1,1 в начале расширения до 1,5 в конце процесса. Теплоотвод, преобладающий в процессе расширения, обуславливает меньшее значение давления в конце расширения p_2 по сравнению с его значением при адиабатном процессе расширения $p_{2'}$.

По аналогии с процессом сжатия, для определения параметров рабочего тела в процессе расширения используют **политропу с усредненным показателем n_2** , постоянным для всего процесса и дающим такую же работу, как и при действительном расширении с переменным показателем политропы n'_2 .

В расчетах при проектировании дизелей среднее значение показателя политропы расширения определяют из уравнения первого закона термодинамики. В упрощенных расчетах его принимают из рекомендованных диапазонов: 1,2÷1,3 для судовых средне- и малооборотных дизелей с охлаждаемыми поршнями; 1,1÷1,25 для высокооборотных дизелей.

Из рассмотренной выше схемы процесса расширения очевидно, что величина n_2 зависит от баланса подведенного и отведенного тепла в течение процесса. **Увеличение** подвода тепла приводит к **уменьшению** n_2 . Преобладание отвода - к его увеличению. Поскольку подвод тепла в процессе расширения определяется неполнотой сгорания топлива в точке z , то очевидна связь между ξ_z и n_2 , чем **меньше** тем **больше** тепла будет выделяться в процессе расширения и тем **меньше** будет n_2 и наоборот.

В связи с отмеченным, выбор величины n_2 при расчетах должен координироваться с величиной ξ_z , т. е., принимая **меньшее** значение коэффициента использования тепла из рекомендуемого диапазона, надо принимать также **меньшее** значение показателя политропы расширения и наоборот.

Отмеченное обстоятельство, наряду с необходимостью принимать значение максимального давления сгорания по данным

двигателя-прототипа, является «слабым» местом в методике теплового расчета ДВС по методу «Гриневецкого-Мазинга».

Параметры в конце процесса расширения

Из четырех термодинамических параметров рабочего тела в точке b известны масса рабочего тела ($M_b=M_z$) и объем $V_b=V_a$. Для определения неизвестных **давления** и **температуры** в конце процесса расширения запишем уравнения политропных процессов в виде

$$p_b V_b^{n_2} = p_z V_z^{n_2}; T_b V_b^{n_2-1} = T_z V_z^{n_2-1};$$

Параметры рабочего тела в конце процесса расширения определяются как

$$p_b = p_z \left(\frac{V_b}{V_z}\right)^{n_2} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \quad (1)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_b}{V_z}\right)^{n_2-1} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (2)$$

Как следует из уравнения (1), величина p_b пропорционально связана с максимальным давлением сгорания. Для современных высокофорсированных дизелей p_b - 9-12 бар. Температура рабочего тела в конце расширения составляет 900-1100 К.

Тепловой расчет двигателя завершается определением его показателей и построением расчетной индикаторной диаграммы.

Литература.

Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2010.- 382 с. Стр. 37-39.