

Процесс сжатия

Характер теплообмена. Степень сжатия. Показатель политропы. Параметры конца процесса

Процесс сжатия происходит при перемещении поршня от начала закрытия выпускных органов (точка a) до ВМТ поршня (точка c). В дизелях можно допустить, что

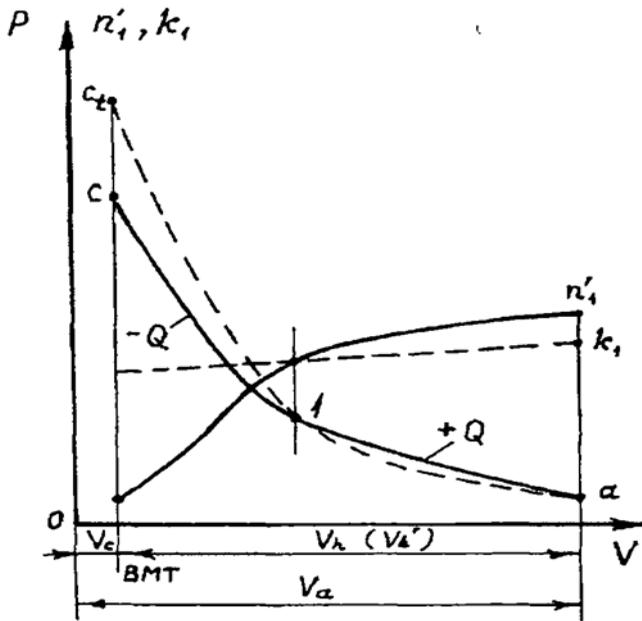


Рис. 1. Схема изменения показателей процесса сжатия

в процессе сжатия не происходит изменения состава и массы рабочего тела. Объем и масса впрыскиваемого в конце хода сжатия топлива составляют незначительную величину, утечки

рабочего тела через уплотнительные кольца в исправном судовом дизеле практически отсутствуют.

Задачей расчета сжатия является определение давления и температуры рабочего тела (смесь свежего заряда воздуха и остаточных газов) в конце сжатия p_c и T_c .

Сжатие представляет собой сложный процесс, который сопровождается в начальной стадии подогревом рабочего тела от нагретых деталей цилиндра. По мере сжатия давление и температура рабочего тела возрастают и в заключительной стадии направление теплового потока изменяется - тепло отводится от рабочего тела в стенки цилиндра.

Рис. 1 иллюстрирует качественную картину сжатия. Теоретическая кривая сжатия показана штриховой линией *a-c*. Так как в ходе сжатия температура возрастает, то показатель адиабаты сжатия κ_1 несколько снижается (показано штриховой линией). Действительная кривая сжатия на рисунке показана сплошной линией *a-c*.

Сопоставление кривых сжатия показывает, что в начальной стадии сжатия в связи с подогревом рабочего тела действительная кривая расположена выше теоретической. В некоторый момент (точка 1 на рисунке) она пересекает теоретическую кривую. В этот момент температура рабочего тела и стенок цилиндра равны и теплообмен отсутствует (квазиadiaбатная точка), в дальнейшем линия сжатия проходит ниже теоретической из-за отвода тепла. В связи с отводом тепла давление и температура рабочего тела в конце сжатия в действительном цикле ниже, чем в теоретическом.

Для расчета параметров в конце сжатия используются уравнения политропного процесса

$$pV^n = \text{const} \text{ и } TV^{n-1} = \text{const}. \quad (1)$$

Для точного описания действительного процесса сжатия **показатель политропы n** в уравнениях (1.30) должен быть переменным по ходу сжатия, как показано на рис. 1 (здесь $n = n_1'$). По опытным данным для судовых дизелей диапазон изменения n_1' - от 1,5 в начале сжатия, до 1,1 у ВМТ.

Расчет процесса сжатия с переменным показателем был бы чрезмерно сложным, поэтому в теории ДВС принято, что сжатие происходит по политропе с условным средним постоянным показателем политропы n_x . Для минимизации погрешности в определении параметров p_c и T_c величину n_x выбирают таким образом, чтобы при расчете с выбранным значением постоянного показателя получалась та же работа сжатия, что и при истинном переменном показателе.

Наиболее простой метод определения среднего показателя политропы сжатия состоит в следующем. При наличии экспериментальной индикаторной диаграммы по ней определяют давления в начале и конце сжатия - p_{a_3} и p_{c_3} . Запишем уравнения политропного процесса для начала и конца сжатия $p_{a_3} V_a^{n_1} = p_{c_3} V_c^{n_1}$. Прологарифмировав и преобразовав это уравнение, получим расчетную формулу в виде

$$n_1 = \frac{\ln\left(\frac{p_{c_3}}{p_{a_3}}\right)}{\ln \varepsilon} \quad (2)$$

Для двухтактных дизелей в уравнение (1) подставляется значение действительной степени сжатия. В расчетах при проектировании дизелей

используют более сложную методику определения среднего показателя политропы сжатия.

По опытным данным в судовых малооборотных и среднеоборотных дизелях $n_1=1,34-1,37$, в высокооборотных – $n_1=1,38-1,39$. Значение среднего показателя политропы зависит от соотношения между количеством тепла, подведенного к рабочему телу в начале сжатия и отведенного в конце (см. рис. 1.14). В судовых дизелях с наддувом используется интенсивное охлаждение поршней, поэтому у них теплоотвод преобладает, и

$$n_1 < k_{1cp},$$

где $n_1 \approx 1.39$ - среднее значение показателя адиабаты сжатия. В высокооборотных дизелях с неохлаждаемыми поршнями вследствие преобладания подогрева рабочего тела при сжатии значения n_1 могут превышать k_{1cp} , а в дизелях с воздушным охлаждением цилиндров даже достигать значения **1,42**.

$$p_c V_c^{n_1} = p_a V_a^{n_1}; \quad T_c V_c^{n_1-1} = T_a V_a^{n_1-1}. \quad (3)$$

Давление и температура рабочего тела в конце сжатия могут быть получены из уравнений политропных процессов, записанных в виде

Решим уравнения политроп относительно p_c и T_c

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (4)$$

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad (5)$$

В формулах (4 и 5) для двухтактных двигателей записывается действительная степень сжатия.

Из полученных формул следует, что параметры рабочего тела в конце сжатия пропорциональны их значениям в начале сжатия и зависят от степени сжатия. В современных высокофорсированных дизелях p_c на полной нагрузке достигает 140 бар при степени сжатия 12-14. Это обусловлено тем, что давления p_c , p_a и p_s связаны между собой примерно пропорциональной зависимостью. По этой же причине при уменьшении нагрузки дизеля p_c снижается, достигая значений 35-37 бар на режиме малого хода (или холостого хода при работе с постоянной частотой вращения).

В отличие от давления, T_c изменяется незначительно и для разных дизелей составляет 850-950 К (при изменении нагрузки дизеля T_c также существенно не изменяется). Постоянство T_c объясняется тем, что температура в начале сжатия не изменяется вследствие поддержания температуры надувочного воздуха в продувочном ресивере в узких пределах, так как T_a примерно пропорциональна T_s .

При пуске холодного двигателя из-за усиленного теплоотвода в стенки цилиндра n_l снижается до 1,2-1,25, поэтому температура в конце сжатия будет низкой. В связи с этим степень сжатия при проектировании дизелей выбирают достаточной для обеспечения устойчивого самовоспламенения топлива на пусковых режимах. **Нижний ее предел для судовых дизелей составляет $\varepsilon_{min} = 11$, что обеспечивает T_c не менее 800°K и гарантирует их надежный пуск при температуре воздуха в машинном отделении $+7^\circ\text{C}$ (это требование к судовым дизелям выдвигается классификационными обществами, в частности**

Российским Морским Регистром Судоходства). В высокооборотных дизелях с полуразделенными и разделенными камерами сгорания, имеющими относительно большую суммарную поверхность теплоотвода для обеспечения пуска степень сжатия может составлять 18-23.

Верхний предел для ε обусловлен необходимостью ограничения максимального давления сгорания, которое связано с величиной давления надува $p_z = \lambda \cdot p_c = \lambda \cdot p_a \varepsilon^{n_1}$. В современных судовых дизелях с наддувом $p_z = 140-200$ бар и более, поэтому для его ограничения степень сжатия составляет 14-18. По мере совершенствования конструкции, будет обеспечиваться прочность и надежность двигателя при больших значениях p_z , поэтому верхний предел ε может изменяться в сторону увеличения.

Отмеченное касается дизелей с обычной организацией рабочего процесса, когда топливо подается в цилиндр до ВМТ поршня и действительный цикл имеет своим аналогом идеальный термодинамический цикл со смешанным подводом тепла. Некоторые дизелестроительные концерны (например, финский концерн «Вяртсиля») оптимизировали рабочие циклы судовых среднеоборотных дизелей с целью снижения образования в цилиндрах экологически вредных оксидов азота. Для этого применяется позднее начало подачи топлива в цилиндр, а для сохранения КПД существенно повышается степень сжатия. Величина степени сжатия подбирается с таким расчетом, чтобы p_c достигло уровня p_z (180-200 бар). Вследствие поздней

подачи топлива его сгорание происходит после ВМТ и p_z лишь незначительно превышает p_c . Рабочий цикл в этом случае похож на идеальный цикл Дизеля.

Литература

1. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2010.- 382 с. Страницы 30-33