

## **Тема № 8. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания и ГТ.**

### **■ 8.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВС**

- *Все современные двигатели внутреннего сгорания подразделяются на три основные группы:*

*1. Двигатели, в которых используется цикл с подводом тепла при постоянном объеме  $v=\text{const}$  (цикл Отто).*

*2. Двигатели, в которых используется цикл с подводом тепла при постоянном давлении  $p=\text{const}$  (цикл Дизеля).*

*3. Двигатели, в которых используется смешанный цикл с подводом тепла как при  $v=\text{const}$ , так и при  $p=\text{const}$  (цикл Тринклера).*

- *При исследовании идеальных термодинамических циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания к числу определяемых величин относятся; количество подведенной и отведенной теплоты, основные параметры состояния в характерных точках цикла, термический КПД цикла.*

## ■ 8.2. ЦИКЛЫ ДВС С ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ ПРИ ПОСТОЯННОМ ОБЪЕМЕ

- Исследование работы реального поршневого двигателя целесообразно производить по так называемой индикаторной диаграмме (снятой с помощью специального прибора – индикатора). Индикаторная диаграмма двигателя, работающего со сгоранием топлива при постоянном объеме, представлена на рис. 8.1.

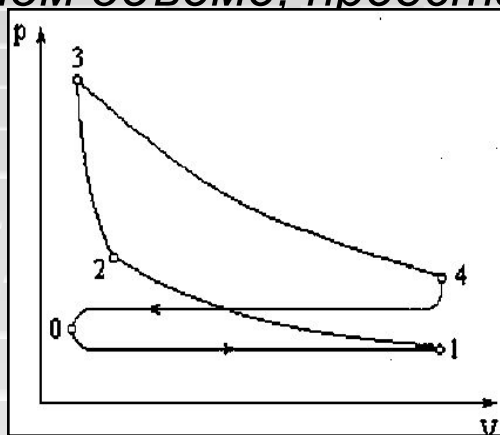


Рис. 8.1.

- В данном случае рабочий процесс совершается за четыре хода поршня (такта). Коленчатый вал делает за это время два оборота. Поэтому рассмотренные двигатели называются четырехтактными.
- Из анализа работы реального двигателя видно, что рабочий процесс не является замкнутым, и в нем присутствуют все признаки необратимых процессов: трение, теплообмен при конечной разности температур, конечные скорости поршня и проч.

- Так как в термодинамике исследуются лишь идеальные обратимые циклы, то для исследования цикла ДВС примем следующие допущения:
  - рабочее тело – идеальный газ с постоянной теплоемкостью;
  - количество рабочего тела постоянно;
  - между рабочим телом и источниками теплоты имеет место бесконечно малая разность температур;
  - подвод теплоты к рабочему телу производится не за счет сжигания топлива, а от внешних источников теплоты. То же самое справедливо и для отвода теплоты.

Рассмотрим идеальный термодинамический цикл ДВС с изохорным подводом теплоты. Цикл в  $p-v$  – координатах представлен на рис. 8.2.

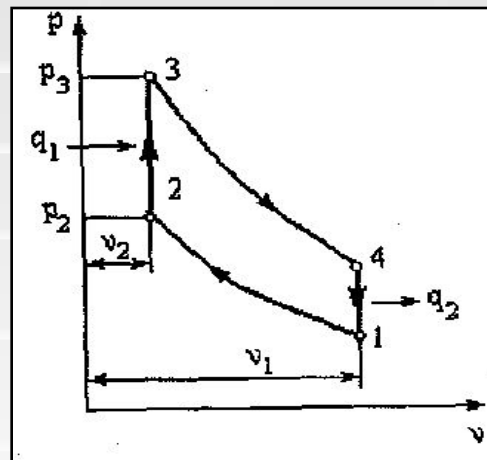


Рис. 8.2.

■ Характеристиками цикла являются:  $\epsilon = v_1/v_2$  – степень сжатия;  $l = p_3/p_2$  – степень повышения давления.

■ Количество подведенной и отведенной теплот определяется по формулам

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2);$$

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1).$$

■ Подставляя эти значения теплот в формулу для термического КПД, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}.$$

■ Найдем параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла.

■ Точка 2.  $v_2 = v_1/\epsilon$ ,  $p_2 = p_1(v_1/v_2)^k = p_1\epsilon^k$ ,  $T_2 = T_1(v_1/v_2)^{k-1} = T_1\epsilon^{k-1}$ .

■ Точка 3.  $v_3 = v_2$ ;  $p_3 = p_2\lambda = p_1\epsilon^k\lambda$ ;  $\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda$ .

■ Отсюда  $T_3 = T_2\lambda = T_1\epsilon^{k-1}\lambda$

■ Точка 4.  $v_4 = v_1$ ;  $p_4 = p_3\left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = p_3\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k = \frac{p_3}{\epsilon^k} = p_1\lambda$ ;

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_3 \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \lambda \quad .$$

- С учетом найденных значений температур формула для кпд примет вид  $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ . (8.1) Из последнего соотношения следует, что термический кпд увеличивается с возрастанием степени сжатия  $\varepsilon$  и показателя адиабаты  $k$ .
- Однако повышение степени сжатия в двигателях данного типа ограничивается возможностью преждевременного самовоспламенения горючей смеси. Поэтому рассматриваемые типы двигателей имеют относительно низкие кпд. В зависимости от рода топлива степень сжатия в таких двигателях изменяется от 4 до 9.
- Работа цикла определяется по формуле  $l_{ц} = q_1 \eta_t = c_v (T_3 - T_2) \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)$ .
- Циклы с подводом теплоты при постоянном объеме применяются в карбюраторных типах двигателей с использованием принудительного воспламенения от электрической искры.

## 8.3. ЦИКЛЫ ДВС С ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ ПРИ

### ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

- Двигатели, в основу работы которых положен цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (с постепенным сгоранием), имеют ряд преимуществ по сравнению с двигателями, работающими по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме. Они связаны с тем, что в двигателях с постепенным сгоранием осуществляется раздельное сжатие топлива и воздуха. Поэтому здесь можно достигать значительно более высоких степеней сжатия.
- Воздух при высоких давлениях имеет настолько высокую температуру, что подаваемое в цилиндр топливо самовоспламеняется без всяких специальных запальных приспособлений. Кроме того, раздельное сжатие воздуха и топлива позволяет использовать любое жидкое дешевое топливо – нефть, мазут, смолы и проч.
- Раздельное сжатие позволяет применять высокие степени сжатия (до  $\epsilon = 20$ ), исключая преждевременное самовоспламенение топлива. Постоянство давления при горении топлива обеспечивается соответствующей регулировкой топливной форсунки. Конструкция такого двигателя впервые была разработана немецким инженером Дизелем.

- Рассмотрим идеальный цикл двигателя с подводом теплоты при постоянном давлении в  $p\nu$ - диаграмме (рис. 8.3).

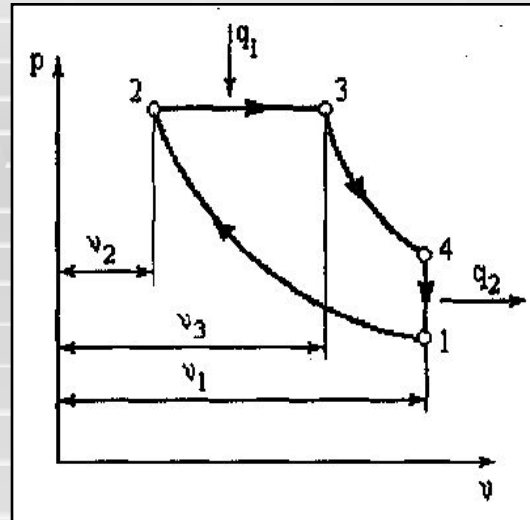


Рис. 8.3.

- Характеристиками цикла являются:  $\varepsilon = \nu_1 / \nu_2$  - степень сжатия;  
 $\rho = \nu_3 / \nu_2$  - степень предварительного расширения.
- Количество подведенной и отведенной теплот определяются по формулам

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2);$$

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1).$$

- Термический КПД цикла в предположении постоянства теплоемкостей  $c_p$  и  $c_v$  и их отношения  $k=c_p/c_v$  будет

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{k(T_3 - T_2)} .$$

- Параметры рабочего тела в характерных точках цикла.

- Точка 2.  $v_2 = v_1/\varepsilon$  ;  $p_2 = p_1(v_1/v_2)^k = p_1\varepsilon^k$  ;  $p_2 = p_1(v_1/v_2)^k = p_1\varepsilon^k$  .

- Точка 3.  $v_3 = v_2\rho = v_1\rho/\varepsilon$  ;  $p_3 = p_2 = p_1\varepsilon^k$  ;  $\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho$  .

- Отсюда  $T_3 = T_2\rho = T_1\varepsilon^{k-1}\rho$  .

- Точка 4.  $v_4 = v_1$  ;  $p_4 = p_3\left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = p_1\varepsilon^k\left(\frac{v_2\rho}{v_1}\right)^k = p_1\rho^k$  ;

$$T_4 = T_3\left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = T_1\varepsilon^{k-1}\rho\left(\frac{v_2\rho}{v_1}\right)^{k-1} = T_1\rho^k .$$

- Подставляя полученные значения температур в формулу для КПД, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)} .(8.2)$$



- Отсюда следует, что с увеличением  $\epsilon$  и  $k$  кпд увеличивается, а с увеличением  $r$  – уменьшается.
- Работа цикла определяется по формуле

$$l_{\text{ц}} = q_1 \eta_t = c_p (T_3 - T_2) \left[ 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \epsilon^{k-1} (\rho - 1)} \right].$$

- Сравнения кпд циклов ДВС с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  и  $v = \text{const}$  при одинаковых давлениях и температурах, но при различных  $\epsilon$  показывают, что  $\eta_{tp} > \eta_{tv}$ .
- При этом степень сжатия  $\epsilon$  в цикле с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  больше, чем в цикле с подводом теплоты при  $v = \text{const}$ .

## ■ 8.4. ЦИКЛЫ ДВС СО СМЕШАННЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ.

- Одним из недостатков двигателей, в которых применяется цикл с подводом теплоты при постоянном давлении, является необходимость использования компрессора, применяемого для подачи топлива. Наличие компрессора усложняет конструкцию и уменьшает экономичность двигателя, т.к. на его работу затрачивается (6 – 10)% от общей мощности двигателя. С целью упрощения конструкции и увеличения экономичности двигателя русский инженер Г.В.Тринклер разработал проект бескомпрессорного двигателя высокого сжатия. На рис. 9.4 представлен идеальный цикл двигателя со смешанным подводом теплоты в  $p-v$  – координатах.

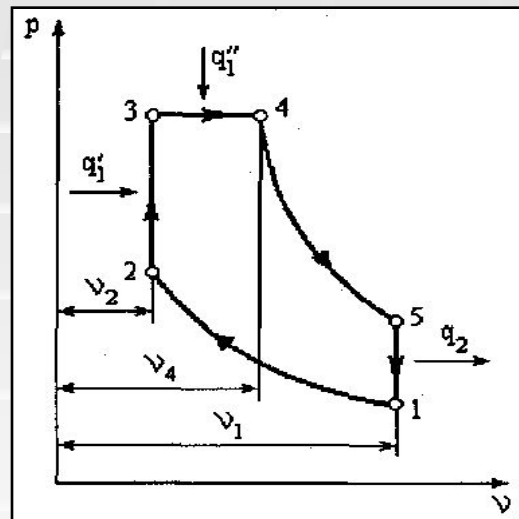


Рис. 8.4.

■ Характеристиками цикла являются:

■ степень сжатия  $\varepsilon = v_1/v_2$  ; степень повышения давления  $\lambda = p_3/p_2$  ;

■ степень предварительного расширения  $\rho = v_4/v_3$  .

■ Количества подведенной и отведенной  $q_2$  теплот определяются по формулам:

$$q_1' = c_v (T_3 - T_2);$$

$$q_1'' = c_p (T_4 - T_3);$$

$$q_2 = c_v (T_5 - T_1).$$

■ Термический КПД цикла будет  $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1' + q_1''} = 1 - \frac{(T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}$  .

■ Найдем параметры рабочего тела в характерных точках цикла.

■ Точка 2.  $v_2 = v_1/\varepsilon$  ;  $p_2 = p_1(v_1/v_2)^k = p_1\varepsilon^k$  ;  $T_2 = T_1(v_1/v_2)^{k-1} = T_1\varepsilon^{k-1}$

$$v_3 = v_2 = v_1/\varepsilon \quad p_3 = p_2\lambda = p_1\varepsilon^k\lambda \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda$$

■ Точка 3.  $T_3 = T_2\lambda = T_1\varepsilon^{k-1}\lambda$  ;

■ Отсюда .

- Точка 4.  $v_4 = v_3 \rho = v_1 \rho / \varepsilon$  ;  $p_4 = p_3 = p_1 \varepsilon^k \lambda$  ;  $\frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \rho$  .

- Отсюда  $T_4 = T_3 \rho = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho$  .

- Точка 5.  $v_5 = v_1$  ;  $p_5 = p_4 \left( \frac{v_4}{v_5} \right)^k = p_1 \varepsilon^k \lambda \left( \frac{v_1 \rho}{v_1 \varepsilon} \right)^k = p_1 \lambda \rho^k$  ;

$$T_5 = T_4 \left( \frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho \left( \frac{v_1 \rho}{v_1 \varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \lambda \rho^k .$$

- Подставив найденные значения температур в формулу для КПД, будем иметь

- $$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)]} \quad .(8.3)$$

- Отсюда следует, что с увеличением  $k$ ,  $\varepsilon$  и  $l$  КПД цикла возрастает, а с увеличением  $r$  уменьшается.