

КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

- по принципу смесеобразования:
- с внешним смесеобразованием
 - *топливо и воздух перемешиваются вне цилиндра,*
 - *воспламенение происходит от внешнего источника.*
- с внутренним смесеобразованием (дизели)
- *топливо через форсунку впрыскивается в сжатый (и потому нагретый) воздух, где испаряется и самовоспламеняется*
- по рабочему циклу:
- **четырёхтактные**
- рабочий цикл происходит за два оборота коленчатого вала впуск и выпуск **через клапаны**
- **двухтактные**
- рабочий цикл происходит за один оборот коленчатого вала, впуск свежего заряда происходит через окна в нижней части цилиндра, а выпуск через клапаны в крышке, процесс газообмена происходит вблизи н.м.т., причем вытеснение выхлопных газов производится *предварительно сжатым* воздухом или горячей смесью.

ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Внутренняя мертвая точка - то же, что *верхняя*,

Наружная мертвая точка - то же, что *нижняя*.

Ход поршня- перемещение поршня между мертвыми точками.

Такт - рабочий процесс, происходящий за один ход поршня.

Объем камеры сгорания V_c - пространство над поршнем в в.м.т.

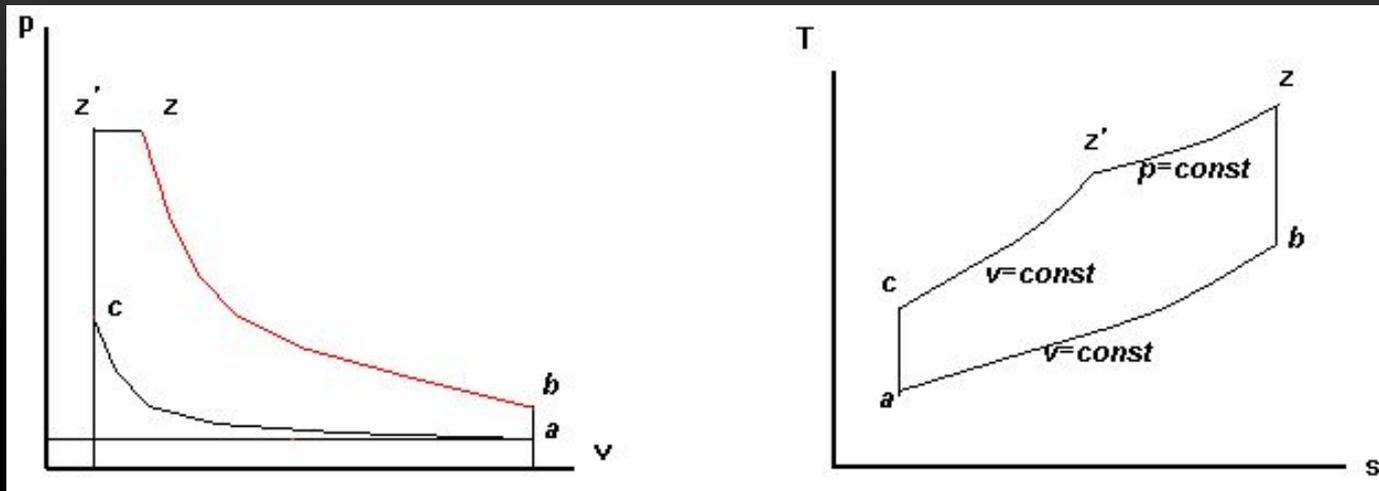
Полный объем цилиндра V_a - пространство над поршнем в н.м.т.

Рабочий объем цилиндра (вытесняемый объем)- разность полного объема и объема камеры сгорания: $V_h = V_a - V_c$.

Индикаторная диаграмма - графическое изображение изменения давления в цилиндре за цикл.

Термодинамический КПД цикла - КПД идеального цикла

Индикаторный КПД цикла - КПД действительного цикла



При расчете циклов принимают следующие обозначения:

степень сжатия $\varepsilon = V_a / V_c$ при этом $T_c / T_a = (v_a / v_c)^{k-1}$;

степень повышения давления ; ;
 $\lambda = p_z / p_c = p'_z / p_c$

степень предварительного расширения (только для дизеля):

$$\rho = v_z / v_{z'} = v_z / v_c$$

$$\lambda = p_z / p_c = p'_z / p_c$$

Среднее давление термодинамического (или индикаторного) цикла - отношение работы, совершаемой двигателем за цикл к рабочему объему цилиндра:

для термодинамического цикла

$$p_t = L_t / (V_a - V_c)$$

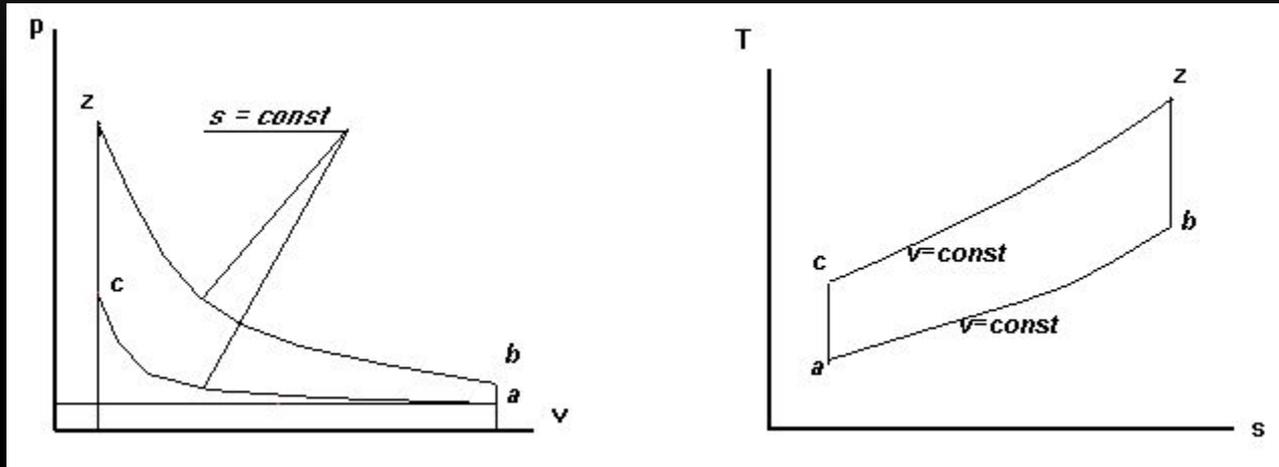
для индикаторного цикла

$$p_i = L_i / (V_a - V_c)$$

то же через удельную работу $l = L/G$:

$$p_t = l_t / (v_a - v_c), p_i = l_i / (v_a - v_c),$$

КПД ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА ПРИ ВНЕШНЕМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИИ



$$\eta_i = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_b - T_a)}{c_v(T_z - T_c)} = 1 - \frac{T_a(T_b/T_a - 1)}{T_c(T_z/T_c - 1)}$$

поскольку

$$T_b/T_a = T_z/T_c$$

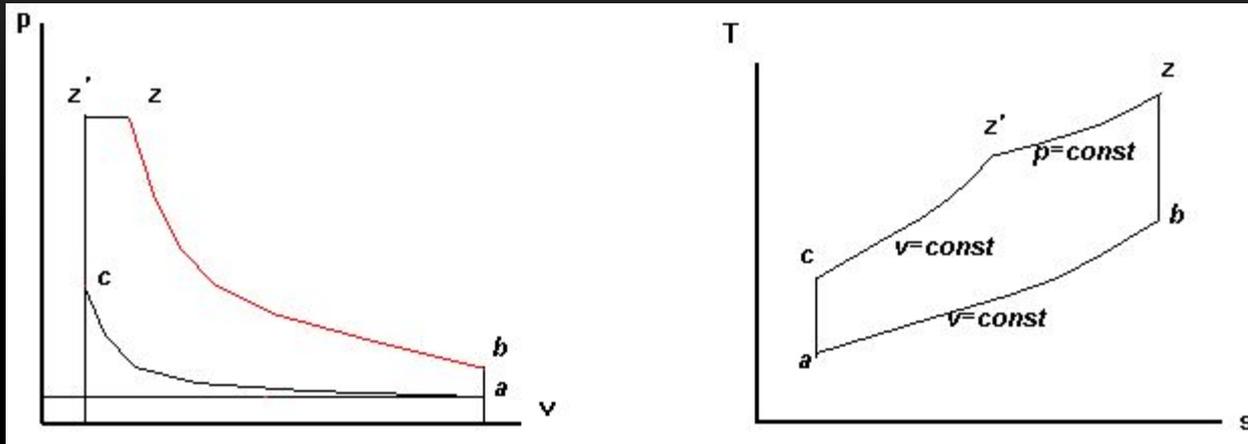
и

$$T_a/T_c = (v_c/v_a)^{k-1} = 1/\varepsilon^{k-1}$$

получим

$$\eta_e = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}$$

КПД ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА ПРИ ВНУТРЕННЕМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИИ



$$q_1 = C_v(T_{z'} - T_c) + C_p(T_z - T_{z'})$$

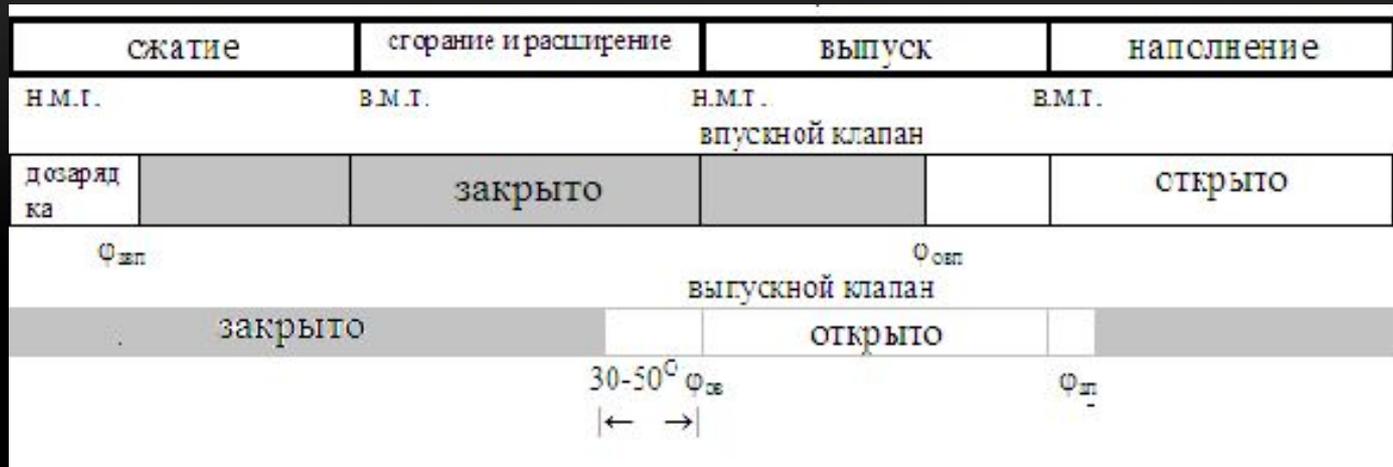
$$q_2 = C_v(T_b - T_a)$$

$$\eta_e = 1 - \frac{T_a(T_b/T_a - 1)}{T_c(T_{z'}/T_c - 1) + kT_{z'}(T_z/T_{z'} - 1)}$$

$$T_b/T_a = p_b/p_a = p_c/p_a \cdot p_z/p_c \cdot p_b/p_z = \varepsilon^k \lambda (\rho/\varepsilon)^k$$

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}$$

ФАЗЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ 4-Х ТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ



$\phi_{о.вп}$ - угол опережения открытия впускного клапана

$\phi_{о.в}$ - угол опережения открытия выпускного клапана

$\phi_{з.в}$ - угол запаздывания закрытия выпускного клапана

$\phi_{з.вп}$ - угол запаздывания закрытия впускного клапана

общая продолжительность газообмена:

$$\phi_{о.в} + 360^\circ + \phi_{з.в} = 400 \dots 520^\circ$$

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ В ДЕЙСТВИТЕЛЬНОМ ЦИКЛЕ

Баланс энергии:

$$Q_{ac} = U_c - U_a + L_{ac}$$

Уравнение состояния

$$pV = T(R_g G_g + R_{nc} G_o) = \\ = R_g G_g T (1 + g_o R_{nc} / R_g).$$

Обозначим: $g_o = G_o / G_g$ - относительное количество остаточного газа

$g_{тц} = G_{тц} / G_g$ - относительное количество сгоревшего за цикл топлива

$\chi = 0.05-0.1$ - относительное количество тепла, отведенное в стенки цилиндра

Отведенное тепло :

$$Q_{ac} = \chi g_{тц} G_B Q_p^H$$

Работа процесса:

$$L_{ac} = \int_a^c p dv = \frac{1}{n-1} (p_a V_a - p_c V_c) = \frac{G_{ц} R_B}{n-1} (1 + g_o R_{nc} / R_B) (T_a - T_c)$$

Уравнение энергии:

$$\chi g_{тц} Q_p^H = (u_{св} - u_{ав}) + g_o (u_{спс} - u_{апс}) - \frac{R_B}{n-1} (1 + g_o R_{nc} / R_B) (T_c - T_a)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n-1}$$

$$p_c = p_a \varepsilon^n$$

двигатели	n	p _c , МПа	T _c , К
с принудительным воспламенением жидкого топлива и охлаждением	жидкостным	1.36-1.39	550-750
	воздушным	1.39-1.42	600-800
газовые	1.37-1.39	1.2-2.0	650-750
дизели	без наддува с неохлаждаемыми поршнями	1.35-1.42	800-950
	с наддувом и охлаждаемыми поршнями	1.32-1.37	700-1100

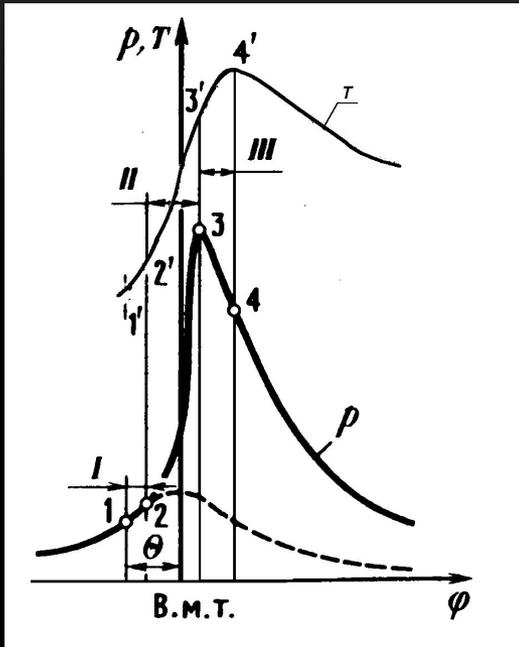
Ориентировочные предельные значения степеней сжатия для двигателей различных типов

карбюраторные двигатели	6.5 - 11.0
газовые двигатели	6.0 - 10
дизели без наддува	15.0 - 20.0
дизели с наддувом	11.0 - 16.0

октановое число бензина	66 - 72	73 - 76	77 - 80	81 - 90	91 - 100	> 100
допустимое ε	5.5 - 6.5	6.6 - 7.0	7.1 - 7.5	7.6 - 8.5	8.6 - 9.5	до 12.5

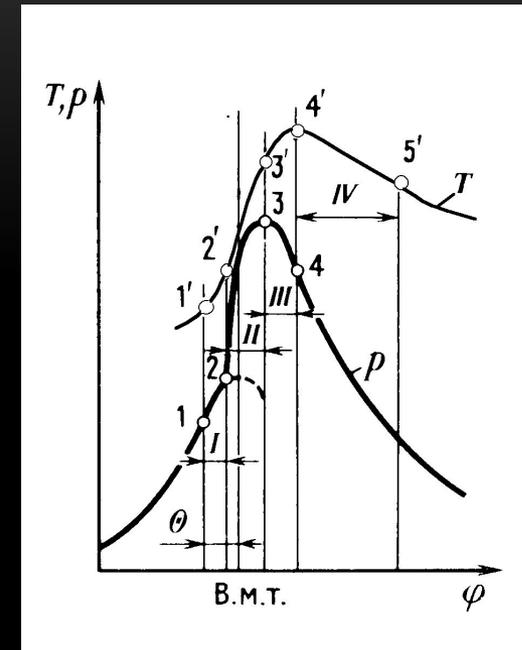
ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

ОСНОВНЫЕ ФАЗЫ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ



Двигатели с
принудительным
воспламенением

Двигатели с
воспламенением
от сжатия

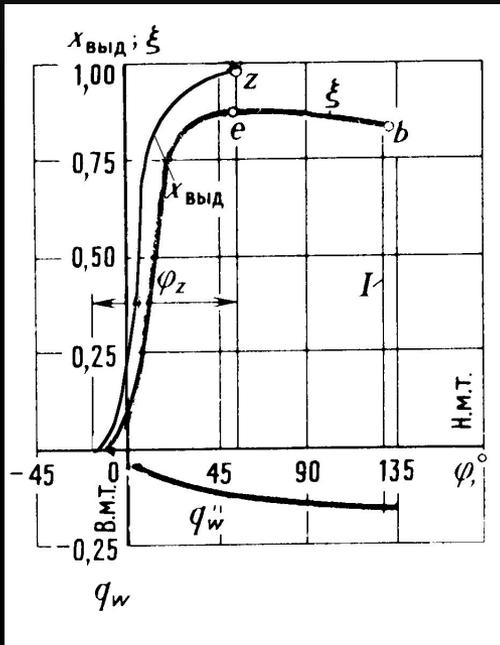


(1-2) образование начального очага и развитие турбулентного фронта пламени
(2-3) фаза быстрого сгорания (основная фаза), заканчивается при достижении максимального давления в цилиндре;
(3-4) догорание. Этот период занимает начальную часть процесса расширения, за конец его условно принимают момент, когда скорость тепловыделения сравнивается со скоростью теплоотдачи в стенки (квазиadiaбатическая точка).

(1-2), задержка самовоспламенения от начала впрыска топлива до начала быстрого роста давления;
(2-3) фаза быстрого горения, впрыск топлива заканчивается;
(3-4) сгорание при почти постоянном (слегка понижающемся) давлении, в конце фазы температура газов достигает максимального значения;
(4-5) догорание топлива и продуктов его неполного окисления из-за малого количества оставшегося кислорода и плохого перемешивания газа в цилиндре, иногда получается недожог и в выхлопных газах появляется сажа.

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ



Выделившаяся за цикл теплота

$$Q_{\text{выдц}} = \eta_r Q_p^H g_{Tc} G_c$$

относительная характеристика выделения теплоты

$$X_{\text{выд}}(\varphi) = Q_{\text{выд}}(\varphi) / Q_{\text{выдц}}$$

используемое за цикл количество теплоты

$$Q_{\text{исп}} = Q_{\text{выдц}} - Q_{\text{ст}}$$

относительная характеристика использования теплоты

$$\xi(\varphi) = Q_{\text{исп}}(\varphi) / Q_{\text{выдц}}$$

e – квазиадиабатическая точка
 $d\xi / d\varphi = 0$

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

(ОПРЕДЕЛЕНИЕ P_z И T_z)

количество подведенной теплоты на участке $c-z$

$$q_{cz} = \xi_z \eta_{\Gamma} Q_p^H g_{T\zeta}$$

Значения ξ_z принимают в пределах:

для бенз. двигателей 0.8-0.9
 для газовых двигателей 0.8-0.85
 для дизелей 0.65-0.8

состав рабочего тела:

в точке «с» $G_c = G_{\text{в}} + G_{\text{ост}} = G_{\text{в}} (1 + g_o)$

в точке «z» $G_z = G_{\text{в}} + G_{m\zeta} + G_{\text{ост}} = G_{\text{в}} (1 + g_{m\zeta} + g_o)$

Уравнение сохранения энергии для 1 кг воздуха:

$$\xi_z \eta_{\Gamma} Q_p^H g_{T\zeta} = u_{z(p\zeta)} (1 + g_o + g_{T\zeta}) - u_{c(\text{в})} - u_{c(p\zeta)} g_o + l_{cz},$$

$$\xi_z \eta_{\Gamma} Q_p^H g_{T\zeta} = C_{v(p\zeta)} T_z (1 + g_o + g_{T\zeta}) - (C_{v(\text{в})} - C_{v(p\zeta)} g_o) T_c + l_{cz},$$

В двигателях с принудительным воспламенением $l_{cz} = 0$ и неизвестно только T_z .

Для дизелей: $L_{cz} = p_z V_z - p_c V_c = p_z V_z - \lambda p_c V_c$ $l_{cz} = R [(1 + g_o + g_{\square\text{в}}) T_z - \lambda (1 + g_o) T_c]$

$$\xi_z Q_p^H g_{\square\text{в}} = C_{v(\bullet-)} T_z (1 + g_o + g_{\square\text{в}}) - (C_{v(\%o)} - C_{v(\bullet-)} g_o) T_c + R [(1 + g_o + g_{\square\text{в}}) T_z - \lambda (1 + g_o) T_c]$$

Здесь неизвестные: T_z и λ . $\lambda \rho = \mu \left(\frac{T_z}{T_c} \right)$, где $\mu \approx \frac{1 + g_o + g_{m\zeta}}{1 + g_o}$, где $\rho = 1,15-1,65$

Процесс расширения

Для участка $p = \text{const}$ (дизель): $L_{z'z} = p_z (V_z - V_{z'}) = p_z V_c (V_z / V_c - 1) = \lambda p_c V_c (\rho - 1)$.

Суммарная теплота, подведенная в процессе расширения $q_{zb} = (\xi_b - \xi_z) \eta_\Gamma Q_p g_{m\Gamma}$

Уравнение сохранения энергии

$$(\xi_b - \xi_z) \eta_\Gamma Q_p g_{m\Gamma} = (1 + g_0 + g_{m\Gamma}) \left[C_{v(\cdot)} T_b - C_{v(\cdot)} T_z \right] + R / (n - 1) * (T_z - T_b)$$

Соотношения:

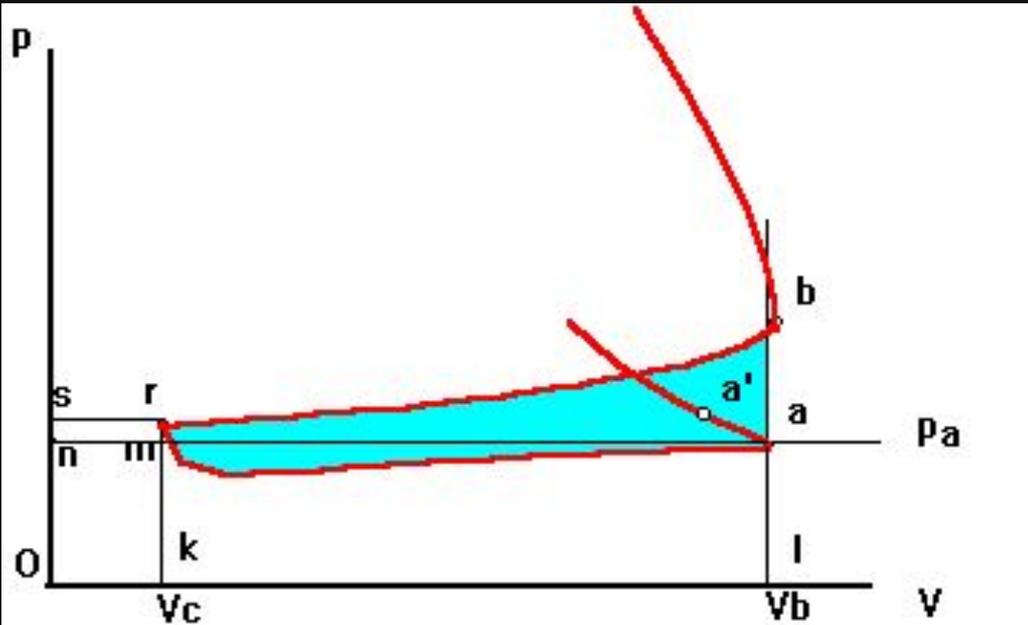
$$p_b = p_z (V_z / V_b)^n, \quad T_b = T_z (V_z / V_b)^{n-1}$$

где $V_b / V_z = \varepsilon$ для двигателей с принудительным воспламенением и
 $V_b / V_z = \varepsilon / \rho$ для дизелей

Среднее значение показателя политропы в высокооборотных дизелях $n = 1.15 - 1.25$, у мало- и среднеоборотных дизелей $n = 1.2 - 1.3$, у бензиновых двигателей $n = 1.22 - 1.28$.

По опытным данным $\xi_b = 0.82 - 0.87$ (до 0.92).

Процессы газообмена



Индикаторная диаграмма процессов газообмена четырехтактного поршневого двигателя

- Допущения:
 1. *давление и температура газа в разных местах пространства цилиндра в данный момент одинаковы.*
 2. *(более грубое, чем первое) давления перед впускным и за выпускным клапанами являются на протяжении всего цикла постоянными.*

Периоды газообмена.

Свободный выпуск.

От начала открытия выпускного клапана до н.м.т. В начале периода давление $p_b = 0.3 - 0.8$ МПа, скорость истечения равна критической и постепенно уменьшается, принимая значения 720-550 м/с.

Принудительный выпуск.

От нижней до верхней мертвой точки. Скорость истечения определяется скоростью движения поршня и размерами клапанной щели и составляет 80-250 м/с. Давление газа изменяется мало, температура приблизительно постоянна.

Продувка (применяется только в комбинированных двигателях).

Здесь давление во впускном трубопроводе выше, чем в выпускном и свежий заряд выталкивает остатки выхлопных газов. При этом, однако, теряется и некоторая часть свежего воздуха.

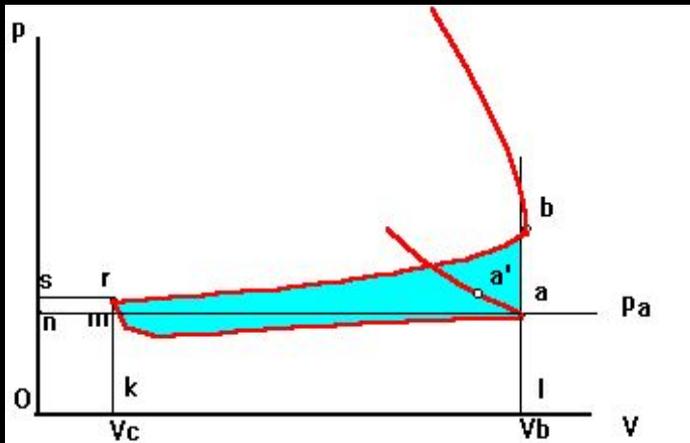
Наполнение.

От верхней до нижней мертвой точки. Средняя за время наполнения скорость в минимальном сечении составляет 80-200 м/с. Скорость определяется скоростью движения поршня и размерами клапанной щели. Существенно влияние волн давления во впускном трубопроводе.

Дозарядка.

В начале такта сжатия давление в цилиндре меньше давления во впускном трубопроводе, несмотря на уменьшение объема цилиндра. Воздух (или горючая смесь) продолжают поступать в цилиндр, и процесс сжатия до закрытия впускного клапана происходит с переменной массой.

Работа процессов газообмена.



Индикаторная диаграмма процессов газообмена четырехтактного поршневого двигателя

$$L_{н.х.} = L_{\epsilon} + L_{\eta} = \int_{V_b}^{V_c} p dV + \int_{V_c}^{V_a} p dV$$

< 0 > 0

$$L_{н.х.} \cong \text{пл. } r a k l$$

$$L_{\epsilon \eta} \cong \text{пл. } b r k l$$

Уравнение первого закона термодинамики для процесса газообмена

	сечение впускного клапана	сечение выпускного клапана
внутр. энергия	$U_{ВП}$	U_B
скорость	$W_{ВП}$	W_B
работа проталкивания	$dL_{пр} = p_{ВП} v_{ВП} dG_{ВП}$	$dL_{пр} = -p_B v_B dG_B$

изменение энергии системы:

$$dE = (u_{ВП} + w_{ВП}^2 / 2 + p_{ВП} v_{ВП}) dG_{ВП} - (u_B + w_B^2 / 2 + p_B v_B) dG_B = h_{ВП}^* dG_{ВП} - h_B^* dG_B$$

$$dQ_w + h_{ВП}^* dG_{ВП} - h_B^* dG_B = dU + p dV$$

Показатели качества газообмена:

коэффициент наполнения:

$$\eta_v = G_{ц} / G_{теор.} = G_{ц} / \rho_k V_h$$

Условия, при которых всасывается теоретическое количество заряда:

- скорость поршня бесконечно мала;
- теплообмен между стенками цилиндра и свежим зарядом отсутствует;
- свежий заряд не смешивается с остаточными газами;
- в конце такта выпуска давление остаточных газов равно давлению в выпускном трубопроводе.

Коэффициент наполнения может быть больше 1 при наличии продувки цилиндра

Расчет коэффициента наполнения:

учитываем, что часть воздуха поступает в цилиндр в процессе дозарядки. Тогда $G_{\text{ц}} = \zeta_{\text{возд}} G_a$.

уравнение сохранения энергии для процесса наполнения r -а :

$$C_{\text{рвозд}} (T_k + \Delta T) G_{\text{ц}} / \zeta_{\text{возд}} = C_{\text{рсм}} T_a G_a - C_{\text{рп.с.}} T_o G_o$$

$$G_o = \frac{p_o V_c}{R_{\text{пс}} T_o}; \quad G_a = \frac{p_a V_a}{R_{\text{см}} T_a}; \quad G_{\text{ц}} = \eta_V G_{\text{теор}} = \eta_V \frac{p_k}{R_{\text{возд}} T_k} V_h.$$

$$\eta_V = \xi_{\text{возд}} \left(\frac{C_{\text{рсм}} R_{\text{возд}} p_a}{C_{\text{рвозд}} R_{\text{см}} p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{V_a}{V_h} - \frac{C_{\text{рп.с.}} R_{\text{возд}} p_r}{C_{\text{рвозд}} R_{\text{п.с.}} p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{V_c}{V_h} \right).$$

$$\eta_V = \xi_{\text{возд}} \frac{C_{\text{рсм}} R_{\text{возд}} p_a}{C_{\text{рвозд}} R_{\text{см}} p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \left(1 - \frac{C_{\text{рп.с.}} R_{\text{возд}} p_r}{C_{\text{рвозд}} R_{\text{п.с.}} p_k \varepsilon} \right) \approx \xi_{\text{возд}} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \left(1 - \frac{C_{\text{рп.с.}} p_r}{C_{\text{рвозд}} p_k \varepsilon} \right)$$

0.75-0.88 для карбюраторных и газовых двигателей;
0.82-0.95 для малооборотных дизелей;
0.75-0.9 для высокооборотных дизелей (большие значения относятся к двигателям с наддувом)

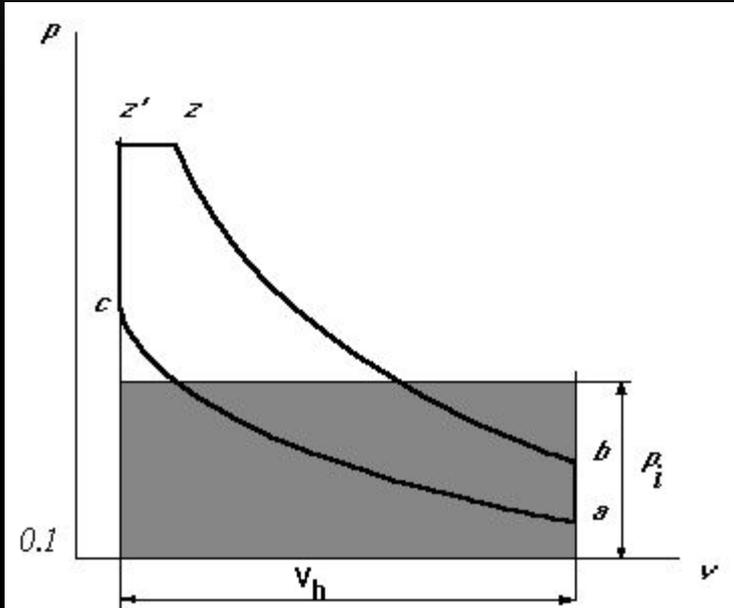
$g_o = 0.06 - 0.12$ для карбюраторных и газовых двигателей и
0 - 0.06 для дизелей

Индикаторные показатели двигателя. (действительный цикл)

среднее индикаторное давление цикла p_i

индикаторная работа
цикла без учета работы
насосных ходов:

$$L_{ip} = p_i V_h$$



удельная
работа

$$L_{ip\ yd} = L_{ip} / V_h$$

разность работ сжатия и расширения

$$L_{ip} = p_c V_c \left\{ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n' - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n' - 1} \right] - \frac{1}{n - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n - 1}} \right) \right\}$$

учитывая соотношения

$$V_c / V_h = 1 / (\epsilon - 1),$$

$$p_c = p_a \epsilon^n.$$

$$p_{ip} = \frac{p_a \epsilon^n}{\epsilon - 1} \left\{ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n' - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n' - 1} \right] - \frac{1}{n - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n - 1}} \right) \right\}$$

$$p_{ip} = \frac{p_a \epsilon^n}{\epsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n' - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right]$$

$$p_i = \phi_n p_{ip}, \text{ где} \\ \phi_n = 0.92 - 0.97$$

Индикаторная мощность двигателя:

$$N_i = (p_i V_h 2n) / \tau$$

i - число цилиндров,
 τ - тактность,
 n - частота вращения, мин^{-1}

при $\tau=4$

$$N_i = (p_i V_h n) / 120.$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = (L_i / Q_p^H G_m)$$

учитывает все потери, связанные с осуществлением действительного цикла.

относительный
КПД цикла

$$\eta_g = \eta_i / \eta_t$$

$$\eta_g = 0.7-0.9$$

Удельный индикаторный расход топлива:

$$g_i = G_T 1000 / N_i \quad (\text{г/кВт ч})$$

связь с КПД цикла:

$$\eta_i = \frac{N_i 3600}{Q_p^H G_T 1000} = \frac{3600}{Q_p^H g_i}$$

принимая V_h – условный объем цилиндра, вмещающий количество воздуха, необходимого для сгорания 1кг топлива

$$V_h = \frac{G_B R_B T_a}{\eta_V p_a}, \quad \text{тогда}$$

$$L_i = p_i \frac{G_\epsilon R_\epsilon T_a}{\eta_V p_a},$$

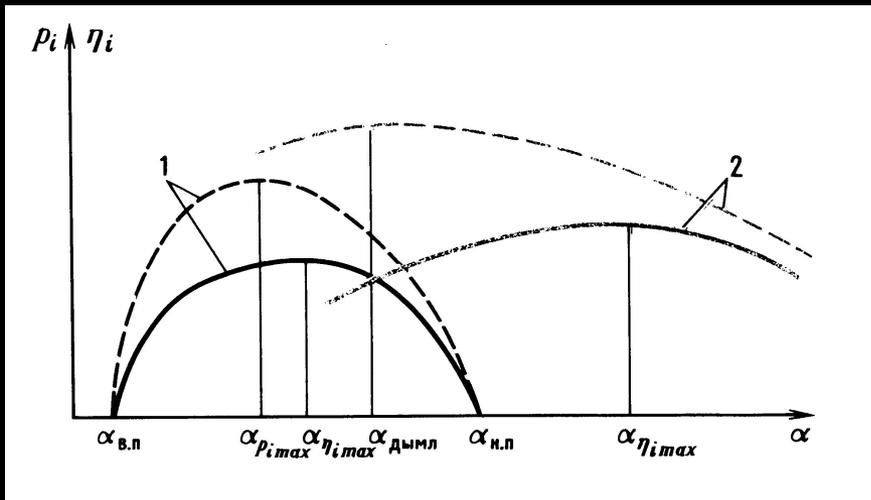
$$\eta_i = p_i \frac{G_\epsilon R_\epsilon T_a}{\eta_V p_a Q_p^H}$$

и

$$g_i = \frac{3600 \eta_V p_a}{p_i G_\epsilon R_\epsilon T_a}.$$

Факторы, влияющие на индикаторные показатели

1. степень сжатия
2. коэффициент наполнения η_v
3. увеличение интенсивности охлаждения
4. выбор коэффициента избытка воздуха



1- двигатели с электрическим зажиганием,

2- дизели

η_i - сплошные линии,

P_i - штриховые линии

Эффективная мощность и механические потери.

К мощности механических потерь N_m относят:

- мощность $N_{тр}$, затрачиваемую на трение в цилиндрах, в подшипниках, в распред. механизме и проч.;
- мощность N_δ , затрачиваемую на трение движущихся деталей о воздух (движение шатунов, маховика, дисков);
- мощность N_a , затрачиваемую на привод вспомогательных агрегатов (масляный, топливный и водяной насосы, вентилятор системы охлаждения, эл.генератор и т.д.);
- мощность $N_{н.х}$ насосных ходов.

Эффективная мощность: $N_e = N_i - N_m$

Среднее эффективное давление: $p_e = p_i - p_m$

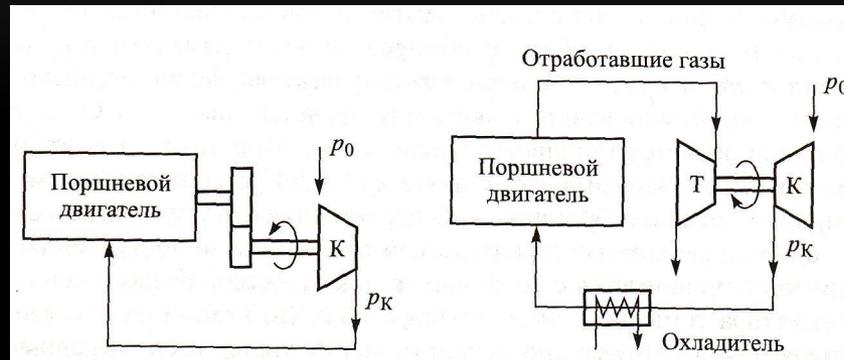
Механический КПД $\eta_m = N_e / N_i = p_e / p_i$

Эффективный КПД

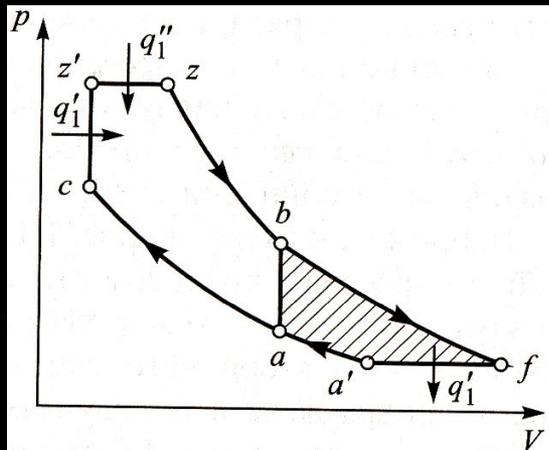
$$\eta_e = R_B \frac{G_B p_i \eta_m T_a}{Q_p^H \eta_V p_a} = R_B \frac{G_B p_e T_a}{Q_p^H \eta_V p_a}$$

Наддув двигателей

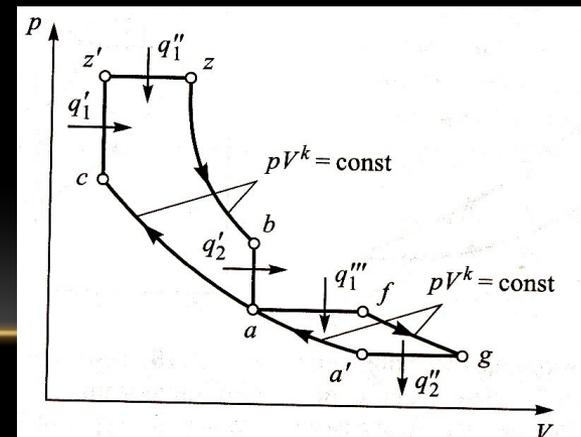
Наддув – увеличение количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, за счет повышения давления при впуске.

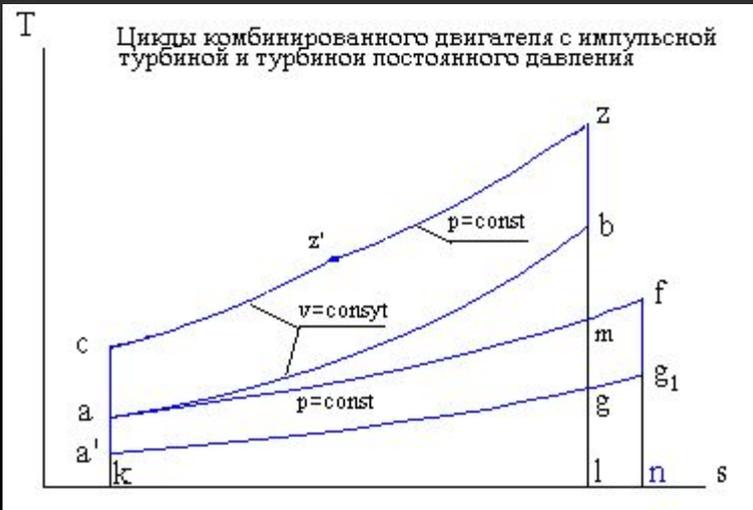


с импульсной турбиной



с турбиной постоянного давления

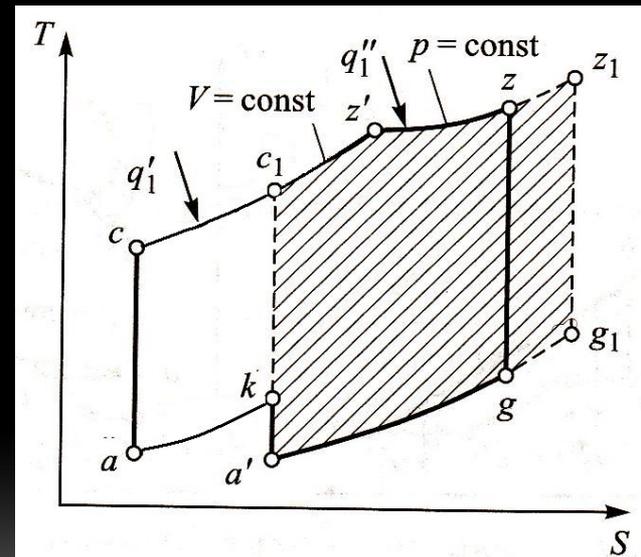
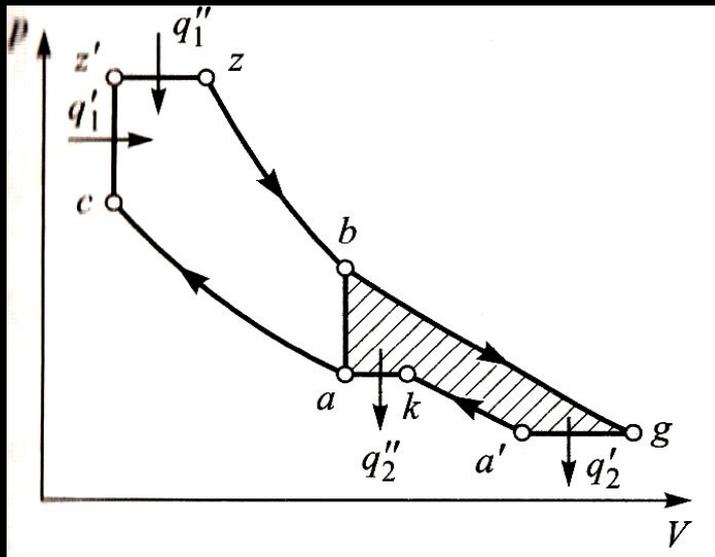




Выражение для КПД идеального цикла формально остается таким же, как для цикла ДВС без турбонаддува

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

$$C_v(T_b - T_d) = C_p(T_f - T_d) \longrightarrow T_f = T_b [1 + (k-1)p_a/p_b]$$



циклы с охлаждением наддувочного воздуха