

Лекция 2

1. Термодинамические циклы поршневых тепловых двигателей.

2. Характеристики дизелей, газотурбинных установок.

3. Топливо для тепловых двигателей и его свойства.

1

Определение. Термодинамическими циклами называются такие циклы, в которых в результате чередующихся процессов расширения и сжатия рабочего тела (например, воздуха) происходит изменение его внутренних характеристик (объёма, давления и температуры).

Теоретические термодинамические циклы предполагают, как наличие, так и отсутствие теплообмена с окружающей средой. Практически теплообмен происходит всегда.

Теоретически процесс сжатия может идти по изотерме $pV = T = const$, или по адиабате $pV^k = const$, где $k = 1.4$. Практически сжатие всегда идёт по одной из политроп $pV^m = const$, где $1 < m < k$.

Теоретически возможными являются термодинамические циклы с подводом тепла к рабочему телу, как при постоянном объёме рабочего пространства, так и при постоянном давлении в нём. Для расчетного цикла с подводом тепла при постоянном объёме (рис. 2.1) при движении поршня от нижней мёртвой точки (НМТ) к верхней мёртвой точке (ВМТ) сжатие происходит по адиабате ac , подвод тепла (сгорание топлива) по изохоре ce , работа расширения по адиабате eb и отвода тепла (выпуск продуктов сгорания в атмосферу) по изохоре ba .

В случае расчетного цикла с подводом тепла при постоянном давлении (рис. 2.2) порядок чередования процессов аналогичен только что описанному. Отличие состоит в том, что подвод тепла (горение топлива) происходит в процессе «предварительного» расширения.

При смешанном цикле (рис. 2.3) подвод тепла начинается по изохоре ce , а завершается (топливо догорает) по изобаре ed . По своим параметрам он наиболее близок к циклам реальных тепловых двигателей.

Параметры термодинамических циклов. Под параметрами термодинамических циклов подразумеваются такие основные показатели, характеризующие работу двигателя, как: степень сжатия, степень повышения давления, степень предварительного расширения и термический к. п. д.

Степень сжатия характеризует изменение объёма рабочего пространства до начала подвода тепла и

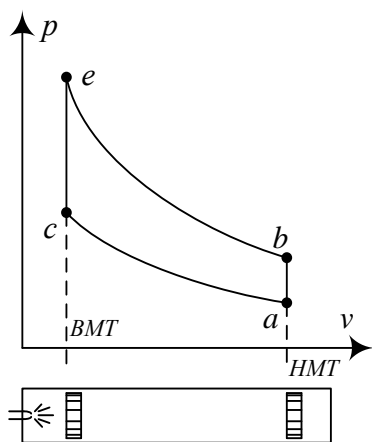


Рис. 2.1

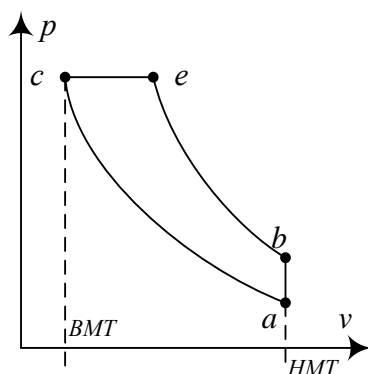


Рис. 2.2

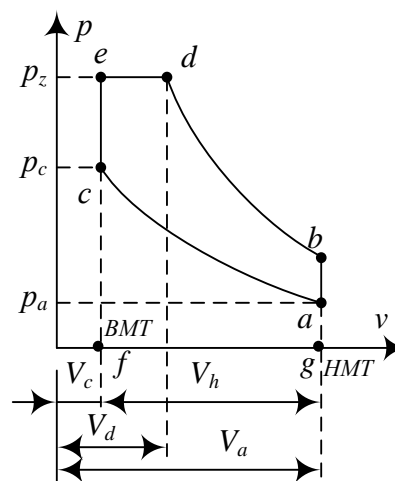


Рис. 2.3

численно выражает кратность изменения этого объёма

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_b} \quad (2.1)$$

Степень повышения давления характеризует кратность возрастания давления в результате подвода тепла

$$\lambda = \frac{p_d}{p_c} \quad (2.2)$$

Степень предварительного, расширения характеризует кратность увеличения объёма в процессе подвода тепла (догорания топлива)

$$\rho = \frac{V_d}{V_c} \quad (2.3)$$

Термический КПД

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{q_{ce} + q_{ed} - q_{ab}}{q_{ce} + q_{ed}}. \quad (2.4)$$

Термический КПД смешанного цикла зависит от остальных параметров цикла. Выражение (2.4) может быть представлено в виде

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{ce} + q_{ed}} = 1 - \frac{C_v(T_b - T_a)}{C_v(T_e - T_c) + C_p(T_d - T_e)}.$$

После преобразования

$$\eta_t = 1 - \frac{T_a}{T_c} \frac{\frac{T_b}{T_a} - 1}{\frac{T_e}{T_c} - 1 + k \left(\frac{T_d}{T_c} - \frac{T_e}{T_c} \right)}. \quad (2.5)$$

Выражая отношение температур через параметры цикла, получаем:

а) из адиабаты ac

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = \varepsilon^{1-k}; \quad (2.6)$$

б) по изохоре ab

$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{p_b}{p_a},$$

но из адиабаты ac следует, что $p_a = p_c \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^k$, а из адиабаты bd — $p_b = p_d \left(\frac{V_d}{V_b} \right)^k$, следовательно

$$\frac{T_a}{T_b} = \frac{p_d V_d^k V_a}{p_c V_c^k V_b} = \lambda \rho^k; \quad (2.7)$$

в) по изохоре ce

$$\frac{T_e}{T_c} = \frac{p_e}{p_c} = \lambda; \quad (2.8)$$

г) по изобаре ed

$$\frac{T_d}{T_e} = \frac{V_d}{V_e} = \frac{V_d}{V_c} = \rho, \quad \text{и тогда} \quad \frac{T_d}{T_c} = \frac{T_d}{T_e} \cdot \frac{T_e}{T_c} = \rho \lambda; \quad (2.9)$$

Произведя подстановку в формулу (2.5) выражений (2.6) – (2.9), получим

$$\eta_t = 1 - \varepsilon^{1-k} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda [1 + k(\rho - 1) - 1]}. \quad (2.10)$$

Термический КПД зависит от различных параметров термодинамического цикла следующим образом (см. рис. 2.4):

а) с повышением степени сжатия ε КПД растет, но рост постепенно замедляется:

$$\frac{d\eta_t}{d\varepsilon} > 0 \text{ и } \frac{d^2\eta_t}{d\varepsilon^2} < 0$$

б) по мере увеличения степени повышения давления λ КПД также возрастает, но рост происходит замедленно

$$\frac{d\eta_t}{d\lambda} > 0, \text{ но } \frac{d^2\eta_t}{d\lambda^2} < 0.$$

в) увеличение степени предварительного расширения ведет к понижению термического КПД, особенно при малых значениях степени повышения давления

$$\frac{d\eta_t}{d\rho} < 0.$$

При больших значениях λ влияние ρ незначительно.

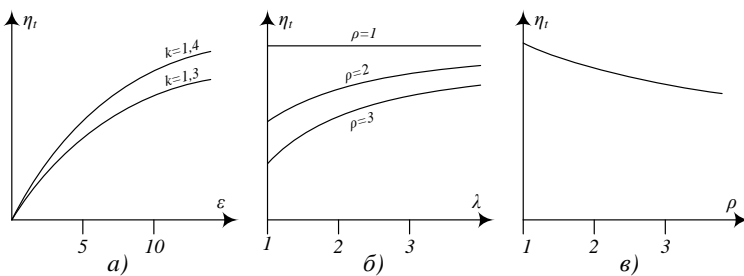


Рис. 2.4

Следовательно, наиболее высокое значение термического к. п. д. может быть достигнуто в цикле с подводом тепла при постоянном объеме, а наименьшее в цикле с подводом тепла при постоянном давлении. Полная механическая работа за цикл может быть определена по $p(V)$ диаграмме (см. рис. 2.3):

$$A = \oint pdV = \int_z^b pdV - \int_a^c pdV.$$

В масштабах рисунка она представлена площадями

$$Am_p m_V = \square bdefg - \square acfg = \square abdec$$

где m_p и m_V — соответственные масштабы по осям ординат и абсцисс.

При запуске двигателя ему необходимо сообщить с помощью внешнего источника некоторую начальную энергию, достаточную для совершения работы сжатия. В дальнейшем работа сжатия производится за счет работы других цилиндров, а в одноцилиндровом двигателе за счет кинетической энергии, накопленной маховиком в период рабочего такта.



В четырёхтактном дизеле полный рабочий цикл соответствует повороту коленчатого вала теплового двигателя на 720° . диаграмма рабочего цикла такого дизеля приведена на рис. 2.5, где пунктиром нанесена диаграмма теоретического цикла.

Ориентировочные параметры рабочего цикла характеризуются значениями:

$$p_z \approx 45 \dots 60 \text{ атм}; \quad T_z \approx 2300 \dots 2700^\circ\text{К};$$

$$p_c \approx 28 \dots 40 \text{ атм}; \quad T_c \approx 800 \dots 900^\circ\text{К}.$$

Впускной и выпускной клапаны управляются от распределительного вала. Последовательность тактов в каждом из цилиндров дизеля одинакова, а сами такты сдвинуты на угол

$$\gamma = \frac{720^\circ}{z},$$

где z — количество цилиндров дизеля.

Применительно к рисунку 2.5 такты чередуются в следующем порядке:

- всасывание воздуха при открытом впускном клапане по линии la' ;
- сжатие воздуха на участке $a's'$ при закрытых клапанах. В точке s' впрыскивается топливо и начинается его горение в процессе сжатия до точки c' ;
- от точки c' начинается процесс расширения горячей смеси, сопровождающийся повышением давления до точки e' ;

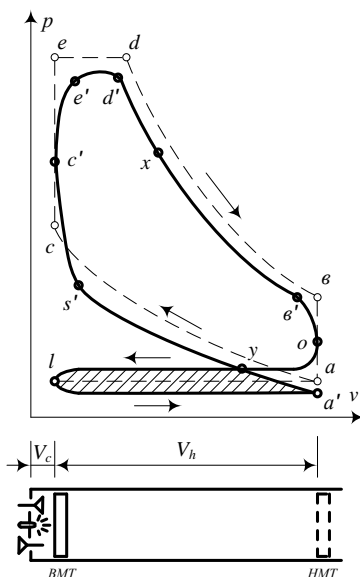


Рис. 2.5

- от точки e' до точки d' продолжается горение смеси при практически постоянном давлении в надпоршневом пространстве;
- от точки d' до точки x продолжается догорание остатков смеси и расширение объёма продуктов сгорания при понижении давления вплоть до точки v' ;
- от точки v' до точки o происходит расширение продуктов сгорания. Линия $c'e'd'xv'o$ соответствует полезной работе, а этот такт называется рабочим тактом;
- от точки o до точки l происходит выброс отработавших газов в атмосферу при открытом выпускном клапане;
- от точки l до точки a' происходит всасывание в цилиндр атмосферного воздуха.

В теоретическом цикле всасывание воздуха в цилиндр и выхлоп отработавших газов осуществляется при одинаковом давлении $p=p_{атм}$; кривая $p(v)$ при сжатии воздуха описывается политропой $pv^k=const$; сжигание топлива происходит сначала с повышением давления при постоянном объёме $v=const$, а затем – при постоянном давлении $p=const$; расширение газов описывается политропой $pv^k=const$.

Отклонение реального рабочего цикла от теоретического происходит вследствие:

- задержки воспламенения и распространения пламени по объёму цилиндра;
- теплообмена между цилиндром и окружающей средой;
- гидравлического сопротивления клапанов (на рисунке работа по преодолению гидравлических потерь характеризуется заштрихованной площадью).

Вследствие отклонения реального рабочего процесса от теоретического (расчётного) площадь диаграммы $p(V)$ уменьшается, что свидетельствует об уменьшении полезной работы.

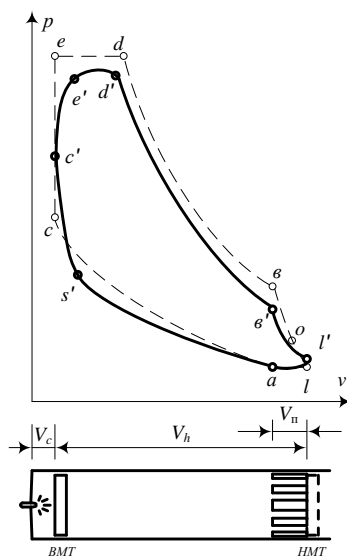


Рис. 2.6

В двухтактном дизеле полный рабочий цикл соответствует повороту коленчатого вала на 360° . В двухтактных дизелях с клапанно-щелевой продувкой цилиндров (см. рис. 2.6) нагнетание воздуха осуществляется через щели, расположенные вблизи нижней мёртвой точки (НМТ) под давлением $p=(1.3...1,6) \cdot 10^5$ Па. Применительно к рис. 2.6 такты чередуются в следующем порядке:

- на линии la закрываются щели;
- на линии ac происходит сжатие воздуха;
- в точке c происходит впрыскивание топлива и начинается процесс горения, сопровождающийся повышением давления по линии ce ;
- на линии ed продолжается горение топлива в процессе расширения смеси;
- на линии de продолжается догорание остатков смеси и расширение объёма продуктов сгорания при понижении давления;
- на линии el происходит выталкивание продуктов сгорания.

Отдельные процессы рабочего цикла двухтактного дизеля описываются кривыми, аналогичными кривым четырёхтактного дизеля (политропы, изобары, изохоры).

Применительно к рис. 2.6 геометрическая степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c},$$

а действительная степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_h - V_{\text{п}} + V_c}{V_c} = \varepsilon' - \frac{V_{\text{п}}}{V_c}$$

В двухтактных двигателях с цилиндрами такого типа из-за наличия окон теряется часть хода поршня, но зато по сравнению с четырёхтактными у них вдвое чаще происходит рабочий ход. Поэтому при равных размерах цилиндра и одинаковых параметрах рабочего цикла теоретическая мощность двухтактного дизеля по сравнению с четырёхтактным выше в 1,7...1,8 раза. Однако вследствие несколько меньшей степени сжатия и худшей продувки цилиндра воздухом, что вызывает необходимость снижения подачи топлива, реальная мощность двухтактного выше в 1,5...1,7 раза по сравнению с четырёхтактным.

Основные характеристики тепловозных дизелей представляют собой зависимости эффективной мощности N_e , крутящего момента M_o , эффективного КПД η_e и удельного расхода топлива g_e от угловой скорости коленчатого вала n . Они определяются параметрами рабочего процесса. К этим параметрам относятся:

коэффициент полноты индикаторной диаграммы, характеризующий отношение площади реальной индикаторной диаграммы к площади расчётной $p(V)$ диаграммы. Применительно к рис. 1.12 этот коэффициент определится отношением

$$\mu_i = \frac{\text{площадь } s'c'e'd'xe'oy}{\text{площадь } cedva}$$

Величина коэффициента полноты индикаторной диаграммы зависит от показателя политропы, давлений впуска и выпуска, организации процессов распыливания и горения, фаз распределения;

коэффициент наполнения, представляющий собой отношение

$$\eta_v = \frac{G}{G_h},$$

где G — действительное количество воздуха, заполнившего цилиндр к началу сжатия; G_h — количество воздуха в установившемся состоянии, т. е. если давление впуска равно p_a и температура равна T_a .

Практически давление впуска всегда меньше p_a на величину Δp_e , которая обусловлена гидравлическими потерями и пропорциональна квадрату скорости воздуха на впуске $\Delta p_e \equiv V_e^2$;

коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G}{G_0},$$

где G_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания всего впрыскиваемого топлива при условии идеального смесеобразования и горения. Коэффициент избытка воздуха должен быть по возможности минимален, но таков, чтобы обеспечить действительно полное сгорание всего топлива. Он зависит от качества процесса смесеобразования, т. е. от качества распыливания топлива и перемешивания его с воздухом;

средне индикаторное давление

$$p'_i = \frac{\int p dV}{V_h} = \frac{A_i}{V_h} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \lambda\rho \frac{1 - \frac{1}{\delta^{\kappa_2 - 1}}}{\kappa_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa_1 - 1}}}{\kappa_1 - 1} \right],$$

где κ_2 – показатель политропы при расширении газов; κ_1 – показатель политропы при сжатии воздуха в цилиндре.

Действительная величина среднего индикаторного давления четырёхтактного дизеля

$$p_i = p'_i \eta_{mex} = (0,92 \dots 0,98) p'_i,$$

индикаторная мощность дизеля зависит от количества цилиндров z , количества тактов τ и угловой частоты n :

$$N_i = \frac{2 p_i V_h n z}{\tau};$$

индикаторный КПД представляет собой отношение теплоты, преобразованной в работу в цилиндре дизеля, к затраченной теплоте

$$\eta_i = \frac{q_i}{q_t};$$

эффективная мощность на валу дизеля

$$N_e = N_i - \Delta N_{\Pi}$$

меньше индикаторной на величину потерь в двигателе ΔN_{Π} , которые включают:

- насосные потери при впуске, выпуске и перетекании газов;
- потери на трение поршней и подшипников;
- расход энергии на привод вспомогательных устройств, распределительного вала, топливного, масляного и водяного насосов и др.

Приближенно сумма потерь может быть оценена как

$$\Delta N_n = b n^m,$$

где $b \approx \frac{B_{чхх}}{B_{чном}}$ – коэффициент пропорциональности; $B_{чхх}$ – часовой расход топлива на холостом ходу; $B_{чном}$

– часовой расход топлива при номинальной мощности дизеля; $m=1,5 \dots 1,6$;

механический КПД

$$\eta_{mex} = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{\Delta N_n}{N_i}.$$

термический КПД дизеля

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda p^{\kappa} - 1}{\xi^{\kappa-1} [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)]}.$$

При одноцилиндровом исполнении крутящий момент дизеля непрерывно меняется по величине и направлению, что при малой массе вращающихся частей привело бы к колебанию угловой скорости. Колебания практически устраняются применением многоцилиндровых двигателей ($z \geq 4$) и массивного маховика.

При механической передаче роль маховика в процессе движения играет масса поезда, а при электрической передаче достаточно массивным маховиком является якорь генератора.

Крутящий момент может быть определен из равенства

$$N_e = M_{\delta} \omega,$$

где $\omega = 2\pi n$ – угловая скорость вращения вала дизеля.

Отсюда крутящий момент

$$M_{\delta} = \frac{N_e}{\omega} = \frac{p_e V_h z}{\pi \tau}.$$

Одной из главных особенностей дизеля является то, что подача воздуха в цилиндры в процессе работы не регулируется, некоторое её изменение определяется гидравлическими потерями на входе и выходе, а также динамической слагающей напора.

На рис. 2.7 представлены зависимости ряда рабочих параметров дизеля от угловой частоты при полной и постоянной подаче топлива.

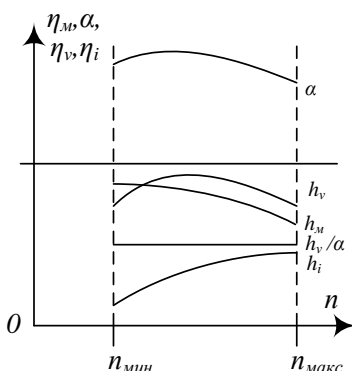


Рис. 2.7

Коэффициент наполнения η_v вначале растет в связи с увеличением динамической слагающей напора, достигает максимума, а затем начинает падать вследствие все более значительного роста гидравлических потерь. Коэффициент избытка воздуха α изменяется аналогично и по тем же причинам. Поэтому отношение η_v/α остается приблизительно постоянным. Уменьшение α сначала благоприятно влияет на параметры термодинамического цикла, но затем препятствует полному сгоранию топлива и приводит к дымлению.

Минимальная устойчивая угловая скорость $n_{\text{мин}}$ зависит главным образом от качества распыления топлива, которое ухудшается по мере снижения скорости, а также от утечек и тепловых потерь в процессе сжатия, возрастающих при снижении скорости. Эти причины приводят к невозможности обеспечить надежное воспламенение и горение смеси при скорости $n < n_{\text{мин}}$.

Индикаторный КПД η_i растет с увеличением скорости главным образом за счет повышения качества распыления топлива, а механический КПД η_m уменьшается вследствие роста механических и гидравлических потерь.

Индикаторный КПД η_i растет с увеличением скорости главным образом за счет повышения качества распыливания топлива, а механический КПД η_m уменьшается вследствие роста механических и гидравлических потерь.

Если при повышении скорости вращения увеличивать подачу топлива, то коэффициент избытка воздуха

будет уменьшаться быстрее и предел по дымлению наступит раньше, несмотря на улучшение распыливания, а кривая зависимости η_v/α будет иметь падающий характер.

Применение наддува позволяет при желании по мере увеличения частоты вращения повышать коэффициент наполнения и поддерживать коэффициент избытка воздуха на необходимом уровне.

Наддув дает возможность повысить мощность и к. п. д. при высоких значениях угловой скорости.

На рис. 2.8 приведены примерные внешние характеристики дизеля.

В условиях работы на характеристике. Очень часто приходится использовать неполную мощность, которой соответствуют уменьшенная подача топлива и частичные характеристики, общий вид которых показан на рис. 2.9.

Частичные характеристики получают отсечкой подачи топлива в топливном насосе. При использовании частичных характеристик коэффициент наполнения не меняется. В связи с пониженной подачей топлива растет коэффициент избытка воздуха. Предел по дымлению в этом случае отодвигается, и по процессу горения возможна работа при скорости, большей, чем максимальная. Однако в этом случае возрастут гидравлические и механические потери и снизится эффективный к. п. д.

Газовая турбина может рассматриваться как обращенный компрессор. Если компрессор превращает механическую работу в энергию сжатого газа с неизбежными тепловыми потерями в процессе превращения, то турбина превращает энергию сжатого газа в механическую работу, причем повышение давления сжатого газа получается предварительным сжатием и подводом тепла до входа его в газовую турбину. Этот процесс связан также с неизбежными тепловыми потерями.

Турбины могут быть радиальными (центростремительными) или осевыми. По конструкции они подобны компрессорам, но имеют расширяющуюся по ходу газа проточную часть и отличаются формой лопаток. Турбины (в некоторой мере условно) разделяют на активные и реактивные. Активными турбинами называют такие, в которых используются центробежные силы, возникающие при протекании струй газа по криволинейному каналу, образованному рабочими лопатками. В таких турбинах преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую происходит только в направляющих лопатках, а на рабочих лопатках давление остается примерно постоянным. Диаграмма рабочего процесса осевой турбины приведена на рис. 2.10. В направляющем колесе турбины сечение канала сужается, что ведет к повышению скорости газа ($v_1 > v_0$) и снижению давления ($p_1 < p_0$). Одновременно изменяется направление скорости газа, что ведет к появлению окружной слагающей скорости. Потенциальная энергия газа преобразуется в кинетическую.

На лопатках рабочего колеса давление и относительная скорость по величине не меняются ($p_1 \approx p_2$) и ($\omega_1 \approx \omega_2$), но меняется направление скорости, в результате чего кинетическая энергия газов совершает

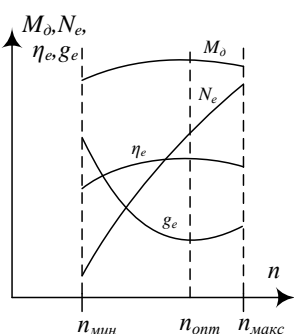


Рис. 2.8

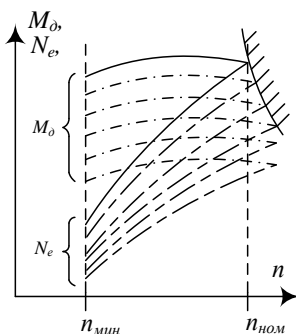


Рис. 2.9

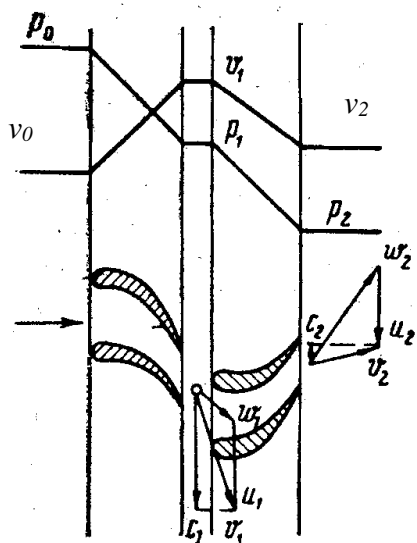


Рис. 2.10

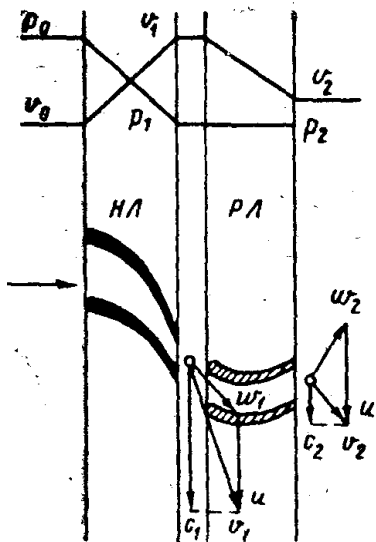


Рис. 2.11

может быть существенно меньше, чем у компрессора. Это определяется отсутствием опасности возникновения помпажа при суживающихся каналах. Степень изменения давления в одной ступени турбины может быть допущена примерно вдвое более высокой, чем в компрессоре (2—2,5 вместо 1,1—1,3).

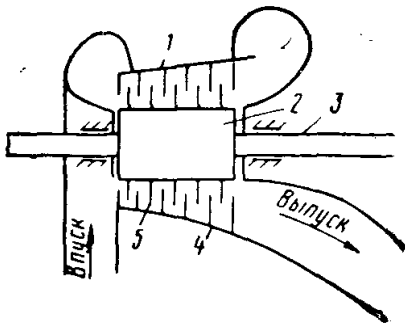


Рис. 2.12

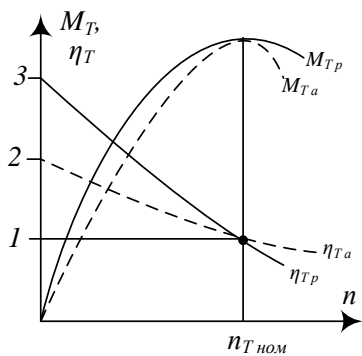


Рис. 2.13

завихритель 4 воздух смешивается с топливом, впрыскиваемым через форсунку 1. После сгорания в пространстве 3 происходит охлаждение продуктов сгорания путём смешивания с воздухом, после чего они подаются в турбину. Коэффициент избытка воздуха в жаровой трубе камеры сгорания составляет обычно $\alpha_{вн} \approx 1,7...2,5$, в то время как общий коэффициент избытка воздуха $\alpha_0 \approx 5...10$.

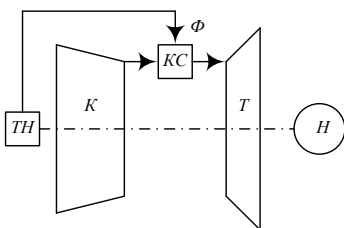


Рис. 2.14

механическую работу.

Реактивными называют турбины, в которых преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую происходит не только на направляющих, но и на рабочих лопатках одновременно с преобразованием кинетической энергии в механическую работу. Диаграмма рабочего процесса реактивной осевой турбины приведена на рис. 2.11.

В отличие от активной в реактивной турбине преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую осуществляется не только на направляющих, но и на рабочих лопатках. Здесь сужение канала вслед за направляющим продолжается и в рабочем колесе. Это ведет к увеличению относительной скорости ($\omega_2 > \omega_1$). Поэтому расширение газа и падение давления происходят и в рабочем колесе. На лопатки рабочего колеса действует не только окружная, но и осевая сила, которая образуется разностью давления по обе стороны рабочего колеса.

На рис. 1.12 приведена принципиальная схема осевой многоступенчатой газовой турбины. Для ее конструкции характерна постепенно расширяющаяся от входа к выходу проточная часть между корпусом 1, на котором укреплены направляющие лопатки 4, и ротором 2, несущим на себе рабочие лопатки 5.

Газовые турбины, так же и как и компрессоры, выполняются многоступенчатыми. При прочих равных условиях число ступеней в турбине может быть существенно меньше, чем у компрессора. Это определяется отсутствием опасности возникновения помпажа при суживающихся каналах. Степень изменения давления в одной ступени турбины может быть допущена примерно вдвое более высокой, чем в компрессоре (2—2,5 вместо 1,1—1,3).

Реактивная турбина обладает несколько большей приспособляемостью к нагрузке по сравнению с активной. Ее крутящий момент при снижении угловой скорости растет быстрее. К. п. д. с изменением скорости у реактивной турбины меняется относительно менее резко.

Примерные относительные характеристики активной и реактивной осевых турбин приведены на рис. 2.13.

Газовые турбины отличаются от дизелей существенно более узким диапазоном угловых скоростей, при которых возможна работа с высокой экономичностью.

В отличие от дизеля, в котором рабочие циклы чередуются во времени в одном и том же рабочем пространстве, в газотурбинной установке рабочий процесс непрерывен во времени, но разделен в пространстве. Здесь воздух сжимается в компрессоре и направляется в турбину через камеру сгорания, где к нему подводится тепло. Работа расширения происходит в турбине, от вала которой может быть получена полезная механическая работа.

Схема простейшей одновальной разомкнутой газотурбинной установки представлена на рис. 2.14. Многоступенчатый осевой компрессор К сжимает воздух (обычно до $p_k = 5...6$), который поступает в камеру сгорания. Одновременно в нее через форсунку Ф топливный насос ТН подает топливо, которое сгорает при температуре $1800...2000^\circ\text{C}$. Для лопаток турбины Т такая температура недопустима, поэтому продукты горения смешиваются с избыточным воздухом и температура смеси снижается до $600...800^\circ\text{C}$. Схема камеры сгорания представлена на рис. 2.15. Подаваемый в огневое пространство 2 камеры сгорания через

Диаграмма теоретического цикла газотурбинной установки приведена на рис. 2.16. Здесь линия ad характеризует процесс сжатия воздуха в компрессоре; cd — горение при $p = \text{const}$; cb — расширение продуктов горения в турбине.

Площадь $adef$ в определенном масштабе представляет собой работу, затраченную на сжатие воздуха в компрессоре. Площадь $vcfev$ в том же масштабе соответствует работе, выполненной турбиной. Разность этих двух площадей $avcd$ определяет полезную работу H (см. рис. 2.16) газотурбинной установки.

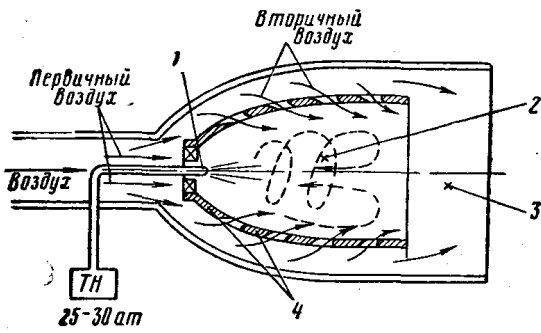


Рис 2.15

Термический КПД теоретического цикла газотурбинной установки, если принять, что сжатие и расширение происходят по адиабате ($dq = 0; q = 0$),

$$\eta_t = \frac{A_T - A_K}{4,27q_1}, \quad (2.11)$$

где A_m – работа расширения в турбине; A_K – работа сжатия в компрессоре; q_1 – тепло, подведенное к газу в процессе сгорания топлива.

Давление в процессе горения постоянно. Следовательно, $p_c = p_z = const$ и в соответствии с обозначениями на рис. 1.21

$$q_1 = C_p(T_c - T_d). \quad (2.12)$$

Работа сжатия в компрессоре

$$A_K = 4,27C_p(T_d - T_a). \quad (2.13)$$

Работа турбины

$$A_T = 4,27(T_c - T_e). \quad (2.14)$$

В процессе работы меняется объем, поэтому для расчета нельзя применить C_p . Но с изменением давления меняется и C_p , поэтому в расчетах принимается для C_p некоторое среднее значение.

Подставляя в уравнение (2.12) значения из формул (2.13) и (2.14), получим

$$\eta = \frac{T_c - T_e - T_d + T_a}{T_c - T_d} = 1 - \frac{T_e - T_a}{T_c - T_d}.$$

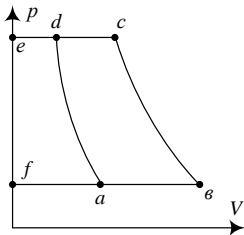


Рис. 2.16

Используя уравнение адиабаты

$$Tp^{\frac{k-1}{k}} = const$$

и, обозначив $\pi = \frac{P_d}{P_a} = \frac{P_c}{P_e}$, после введения $\frac{T_d}{T_a} = \left(\frac{P_d}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ и $\frac{T_c}{T_e} = \left(\frac{P_c}{P_e}\right)^{\frac{k-1}{k}}$

получаем $\frac{T_d}{T_a} = \frac{T_c}{T_e} = \frac{T_c - T_e}{T_e - T_a} = \pi^{\frac{k-1}{k}}$ и $\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \pi^{\frac{1-k}{k}}$,

где $\frac{k-1}{k} \approx 0,23...0,28$.

В действительности процессы сжатия и расширения происходят по политропе, а не по адиабате, и часть тепла теряется. Кроме того, имеют место и гидравлические потери в газе в процессе сжатия, расширения и перетекания. Все это приводит к тому, что площадь индикаторной диаграммы меньше площади теоретической $p(V)$ диаграммы. В результате уменьшаются полезная мощность и КПД.

Индикаторный КПД η_i может быть определен по формуле

$$\eta_i = \frac{A_T \eta_T - \frac{A_K}{\eta_K} (T_c - T_e) \eta_T - (T_d - T_a) \frac{1}{\eta_K}}{4,27q_1} = \frac{(T_c - T_e) \eta_T - (T_d - T_a) \frac{1}{\eta_K}}{T_c - T_d},$$

где $\eta_T \approx (0,87...0,9)$ и $\eta_K \approx (0,85...0,88)$ – внутренние КПД турбины и компрессора соответственно.

Индикаторная мощность ГТУ

$$N_i = N_T \eta_T - \frac{N_K}{\eta_K}.$$

Эффективная мощность ГТУ $N_e = \eta_m N_T$,

где $\eta_m \approx (0,97...0,98)$ механический КПД ГТУ.

Теоретическая мощность компрессора составляет около 2/3 мощности турбины, а мощность на выходном валу ГТУ равна около 1/3 мощности турбины. Значения внутренних и механического КПД сильно влияют на выходную мощность и общий КПД ГТУ. Существенно влияет на мощность и КПД ГТУ температура воздуха перед компрессором. На рис. 2.17 за единицу приняты значения, отвечающие температуре окружающей среды 20° С.

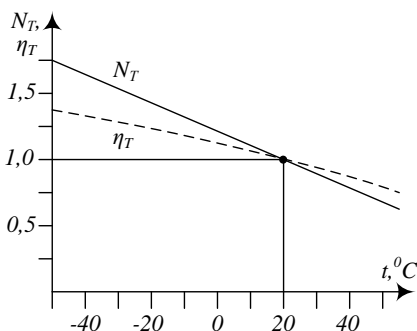


Рис. 2.17

Стремление к дальнейшему совершенствованию газотурбинных установок при ограниченной по условиям прочности лопаток температуре газа на входе в турбину привело к созданию более сложных их схем. Были созданы

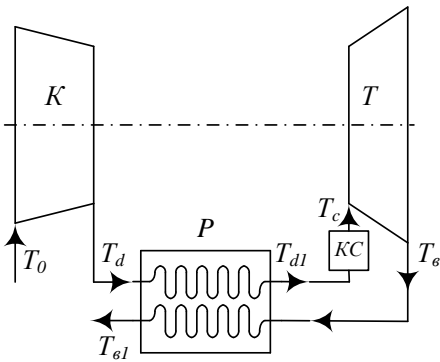


Рис. 2.18

установки с регенераторами тепла отходящих газов, а также двухступенчатые установки с промежуточными охладителями между компрессорами и промежуточными нагревателями между турбинами. Такое выполнение установок способствует снижению потерь тепла и приближению процессов сжатия и расширения к адиабатическим, а, следовательно, и к повышению КПД. Однако регенераторы и промежуточные охладители представляют собой теплообменники с относительно низкими разностями температур и большой поверхностью теплообмена. Они требуют значительного места, которое не всегда может быть предоставлено на локомотиве.

На рис. 2.18 приведена схема одновальной ГТУ с регенерацией тепла. Здесь воздух, сжатый компрессором, прежде чем поступить в камеру сгорания, проходит через регенератор P, в котором он подогревается, отбирая тепло у отработавших в турбине газов.

На рис. 2.19 представлена $p(V)$ диаграмма цикла. В теоретическом цикле давление не меняется, а лишь увеличивается объем воздуха вследствие повышения температуры. Регенерация возможна, если $T_e > T_a$, и позволяет уменьшить количество подводимого тепла q_1 за счет тепла, подведенного от регенератора q_p , при сохранении температуры T_c на входе в турбину, т. е. уменьшить расход топлива на выполнение равной работы. Следовательно, регенерация повышает КПД установки

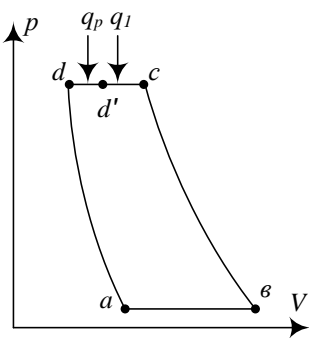


Рис. 2.19

Теоретически максимальное количество тепла, которое может быть передано 1 кг воздуха в регенераторе, составляет

$$q_{\max} = C_p(T_e - T_c).$$

Однако в этом случае поверхность регенератора должна быть бесконечно велика. В действительности всегда T_e должна быть больше, чем T_{cl} ; $q_p = C_p(T_{dl} - T_d)$.

Степень регенерации называют величину $\varphi = \frac{T_{dl} - T_d}{T_e - T_c} < 1$.

Обычно в практике $\varphi \approx 0,5 \dots 0,6$. Термический КПД цикла с регенерацией тепла

$$\eta_t = \frac{(T_c - T_e) - (T_d - T_a)}{T_c - T_d - \varphi(T_e - T_d)}.$$

Индикаторный КПД для этого случая

$$\eta_i = \frac{(T_c - T_e)\eta_T - (T_c - T_a)\frac{1}{\eta_T}}{T_c - T_d - \varphi(T_e - T_d)}.$$

При отсутствии регенерации приближенно

$$\text{можно считать, что } \pi_{\text{отт}} \approx \frac{T_d}{100}.$$

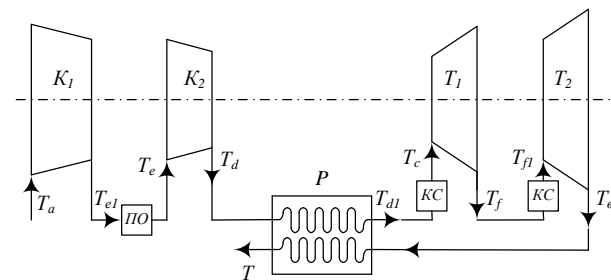


Рис. 2.20

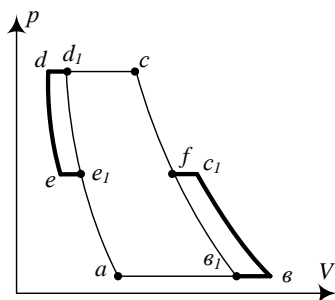


Рис. 2.21

Для осуществления цикла с промежуточным охлаждением и подводом тепла (рис. 2.20) необходимы два компрессора и две турбины. Воздух, нагретый в процессе сжатия в компрессор K_1 от температуры T_a до T_{e1} , охлаждается в промежуточном охладителе ПО до температуры T_e . Тем самым уменьшается работа сжатия в компрессоре K_2 , а также улучшаются условия регенерации вследствие относительного снижения T_d . На рис. 2.21 видно, что площадь $p(V)$ диаграммы возрастает на величину dd_1e_1e . Процесс сжатия становится более близким к адиабатическому. Для этой же цели – приближения процесса к адиабатическому – целесообразно и турбину разделить на две части: T_1 и T_2 . В процессе расширения газа в турбине T_1 его температура понижается с T_c до T_f . В промежуточной камере сгорания KC_2 она вновь может быть повышена до предельной, допустимой по долговечности лопаток, температуры $T_{cl} = T_c$. Тем самым увеличивается

полезная работа турбины (площадь fc_1bb_1 на рис. 2.21) и ее КПД.

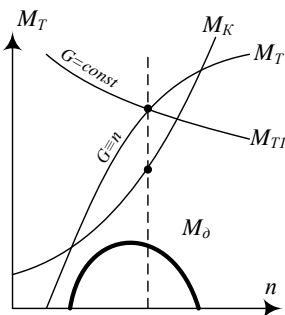


Рис. 2.22

($G=const$). По мере роста частоты вращения вала компрессор увеличивает подачу воздуха. Смесь обедняется и момент падает. Снижение скорости для увеличения момента возможно лишь до ограничения $T_{c\max}$ (рис. 2.23). Режим при $T_{c\max}$, очевидно, окажется и наиболее экономичным, так как при изменении скорости и отходе от этого режима меняется коэффициент избытка воздуха.

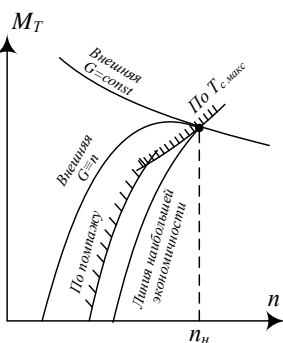


Рис. 2.23

Промежуточный подвод тепла и промежуточное охлаждение позволяют увеличить КПД установки в 1,2—1,25 раза. Каждая из этих мер, примененная в отдельности, повышает к. п. д. в 1,1 — 1,12 раза. Промежуточный охладитель по размерам при равной эффективности существенно меньше регенератора вследствие большей разности температур теплообмена.

В одновальных газотурбинных установках момент на выходном валу всегда равен разности моментов турбины и компрессора (рис. 2.22)

$$M_0 = M_T - M_K.$$

Момент компрессора, как гидравлической машины, сжимающей воздух, пропорционален квадрату угловой скорости установки. Момент турбины и характер его изменения от угловой скорости зависят от способа подачи топлива. M_{T1} , характеризует изменение момента турбины при постоянной подаче топлива

M_T соответствует условиям подачи топлива, пропорциональной угловой скорости турбины ($G=cn$), а следовательно, и пропорциональной подаче воздуха. Здесь коэффициент избытка воздуха, температура на лопатках и КПД практически стабильны.

Экономически целесообразна работа одновальной ГТУ по линии наибольшей экономичности, когда M_T меняется существенно более резко, чем в прямой пропорциональности от скорости. Установка должна быть спроектирована так, чтобы ограничения по температуре газа на входе в турбину и помпажу в компрессоре не препятствовали возможности работы в режимах, расположенных на линии наибольшей экономичности.



Теплота, подводимая к рабочему телу в тепловых двигателях, получается за счет химической энергии топлива в процессе его горения. В тепловых двигателях применяется в основном жидкое, а иногда газообразное органическое топливо.

Наибольшее распространение получило жидкое топливо. Оно состоит из большого числа различных химических соединений, но все они в основном углеводороды. Содержание в топливе различных элементов характеризуется такими цифрами:

углерод (С) — 83 — 87%;

водород (Н) — 11 — 15%;

кислород (О) — 0,5 — 2%;

прочие (примеси) — 1 — 2%.

Из примесей наиболее неприятна сера (S), так как она вызывает ускоренную коррозию металлических частей двигателя, находящихся в контакте с продуктами горения.

Основным видом топлива для дизелей является соляровое масло. Реальное дизельное топливо обычно состоит из смеси солярового (фракция, конденсирующаяся при температуре до 380° С в процессе перегонки нефти) масла с некоторыми другими фракциями. Газовые турбины могут работать и на мазуте.

Основные свойства топлива следующие:

1. Теплотворная способность (теплота, выделяемая при сгорании) характеризует количественно тепловую энергию, получаемую при сгорании 1 кг топлива, H в дж/кг или в ккал/кг.

Различают «высшую» теплотворную способность H_v , которая учитывает теплоту при конденсации пара в продуктах сгорания в результате горения в замкнутом объеме, и «низшую» H_n , когда пар выпускается вместе с продуктами сгорания. Для процесса горения топлива в двигателях принимается низшая теплотворная способность H_n . Для жидких нефтяных топлив теплотворная способность достаточно стабильна: $H_n \approx 9\ 000 \div 10\ 600$ ккал/кг. В практических расчетах пользуются значением теплотворной способности «условного» жидкого топлива, принимая $H_n = 10\ 000$ ккал/кг.

2. Испаряемость — положительное качество топлива.

Чем быстрее испаряется топливо, тем лучше оно перемешивается с воздухом, полнее и быстрее сгорает.

3. Количество воздуха, необходимое для сгорания топлива, G_0 .

Чем меньше это количество, тем меньше размеры двигателя при заданной мощности. Для тепловых двигателей, работающих на нефтяных топливах, относительное количество воздуха G_0 составляет приблизительно 15 кг на 1 кг топлива.

4. Температура воспламенения – наименьшая температура, при которой горючая смесь (топливо – воздух) воспламеняется без постороннего зажигания.

Температура воспламенения зависит от очень многих факторов, таких как тип топлива, качество распыливания, давления, состава воздуха и т. п. Ориентировочно она составляет: для газа 580—650⁰С; для бензина 415—460⁰С; для керосина 380—430⁰С; для газойля 340 — 380⁰С; для солярового масла – 125⁰С.

5. Задержка воспламенения характеризует время, прошедшее, от момента ввода топлива в нагретый воздух до появления пламени.

Этот параметр очень важен для характеристики воспламенения. Он определяется условным «цетановым» числом. Цетан (гексодекан) – углеводород с формулой $C_{16}H_{34}$ – имеет среди других углеводородов наименьшую задержку воспламенения, которая условно характеризуется числом $C_a = 100$. Для газа с наибольшей задержкой воспламенения (альфаметилнафталин) условно принято число $C_a = 0$. Чем больше цетановое число, тем меньше задержка. Для дизельных топлив $C_a \approx 40—60$ и время задержки воспламенения составляет = 0,001...0,002 сек.

6. Антидетонационные качества топлива определяются условным «октановым» числом.

Октан C_8H_{18} – жидкость с температурой кипения $t_{кип} = 125,8^0C$ и плотностью $\rho = 0,704$ г/см³. В качестве эталона принят один из 18 изомерных октанов – изооктан, который является наиболее устойчивым к детонациям моторным топливом. Его октановое число принято за 100. В качестве нуля принято октановое число нормального гептана $CH_3(CH_2)_5CH_3$. Это жидкость, кипящая при температуре 98,4⁰С с плотностью 0,684 г/см³. Гептан обладает очень низкими антидетонационными свойствами. Антидетонационные свойства и задержка воспламенения взаимосвязаны. Ориентировочно октановое число $ОЧ \approx 120 - 2C_a$. Чем больше ОЧ, тем устойчивее топливо к детонации, но одновременно тем больше и задержка воспламенения.

Антидетонационные свойства топлива очень важны, так как детонация характеризуется чрезмерно быстрым сгоранием топлива, аналогичным взрыву. Процесс горения в этом случае распространяется со сверхзвуковыми скоростями, которые для смеси или газа составляют 1 000...3500 м/сек.

7. Вязкость.

Высокая вязкость затрудняет распыливание топлива, чрезмерно низкая – ведет к просачиванию его через зазоры. Обычная вязкость дизельного топлива лежит в пределах 1,2÷1,75⁰ ВУ.

8. Коксовое число показывает долю (процент) нагара или кокса, который выпадает в результате сгорания топлива. Чем тяжелее топливо, тем более склонно оно к образованию нагара.

Нагар вреден. Он ускоряет износ трущихся поверхностей в двигателях, а при искусственном зажигании смеси усложняет эксплуатацию, приводя к необходимости частой замены свечей зажигания.

9. Плотность жидкого топлива меньше, чем плотность воды.

Плотность бензина составляет 0,70—0,76, а дизельного топлива 0,84—0,90 плотности воды.