

УДК 625.7.08

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА РЕСУРС ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Алиев Ж.А., Пак И.А., Мухтаров Т.М., Турдыбеков М.К.

Карагандинский государственный технический университет, Караганда, e-mail: atkstu@mail.ru

В статье рассматривается влияние режимов эксплуатации на ресурс дизельных двигателей, описывается характер зависимости износостойкости деталей дизельного двигателя от конструктивных и эксплуатационных факторов. Выводится уравнение множественной корреляции, характеризующее зависимость моторесурса дизеля от факторов, влияющих на износостойкость деталей дизельных двигателей.

Ключевые слова: моторесурс, дизельный двигатель, износостойкость, конструктивные факторы, эксплуатационные факторы

INFLUENCE OF THE MODES OF OPERATION ON THE RESOURCE OF DIESEL ENGINES

Aliev Z.A., Pak I.A., Mukhtarov T.M., Turdybekov M.K.

Karaganda state technical university of Republic of Kazakhstan, Karaganda, e-mail: atkstu@mail.ru

The article discusses the influence of operating conditions on the resource of diesel engines, is described by the dependence of wear resistance of details of diesel engine design and operational factors. Displays multiple correlation equation, characterizing the dependence of service life of diesel on the factors affecting the durability of the diesel engine parts.

Keywords: motor potential, diesel engine, wear resistance, efficiency factors, operational factors

Долговечность двигателей внутреннего сгорания определяется моторесурсом, который устанавливают по сроку службы наиболее ответственных деталей и узлов, подвергающихся в условиях эксплуатации процессу нормального механического истирания. Износостойкость деталей дизелей зависит: от конструктивных факторов – качества материала, смазки и топлива, удельного давления в зоне трения, скорости относительного перемещения: деталей; от эксплуатационных факторов – температурного и скоростного режимов работы дизеля, частоты и качества фильтрации масла, воздуха и топлива.

Линейная величина износа цилиндрических втулок и поршневых колец D принимается пропорциональной среднему условному давлению трения $P_{тр}$ и теплонапряженности q соответствующих деталей

$$\Delta = K_{тр} P_{тр} q \eta \tau, \quad (1)$$

где $K_{тр}$ – коэффициент пропорциональности износа; η – скорость вращения вала дизеля, об./мин; τ – время работы.

Предложение о линейной зависимости трущихся деталей дизеля от теплового потока справедливо лишь для повышенного теплового состояния.

Заменим тепловой поток q_1 , входящий в зависимость (1) выражением

$$q = \beta_b (t_{ст} - t_b) \quad (2)$$

где $t_{ст}$, t_b – температура охлаждающей жидкости и внутренней поверхности стенки ци-

линдра; $^{\circ}\text{C}$; β_b – коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде, $\text{ккал}/\text{м}^2$.

Тогда будем иметь линейную зависимость износа трущихся деталей от их температурного состояния, которая характерна лишь для нерабочей зоны температур стенки цилиндра. На рис. 1 приведена опытная кривая износа гильзы от температуры охлаждающей жидкости.

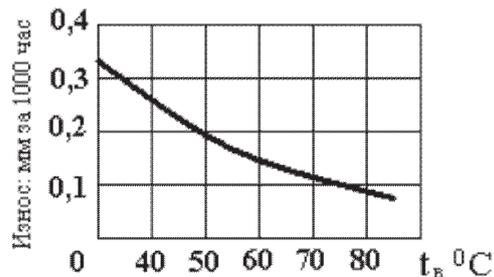


Рис. 1. Зависимость износа гильзы цилиндра от температуры охлаждающей жидкости

Испытаниями установлено, что приращение температуры внутренней поверхности стенки цилиндра двигателя находится в линейной зависимости от приращения температуры охлаждающей жидкости. Поэтому приведенную кривую износа так же можно представить как функцию температуры трущихся деталей. Из графика видно, что она аналогична вязкостно-температурной кривой смазочных масел.

Смазочное масло, покрывающее зеркало цилиндра приобретает температуру стенки. Температура коренных и шатунных шеек коленчатого вала зависит от температуры смазочного масла. Отсюда очевидно влияние на износ коленчатого вала и цилиндров двигателя теплового режима его работы, определяемого температурой охлаждающей жидкости и масла.

С повышением температуры охлаждающей жидкости и, следовательно, смазочного слоя, на зеркале цилиндра уменьшается вязкость масла. Это приводит к снижению силы трения и повышению механического к.п.д. Одновременно сокращается конденсация паров серной кислоты на стенках цилиндра и износ последних.

Однако уменьшение износа стенок цилиндра при повышении температуры жидкости ограничивается возможностью нарушения при высоких температурах стенок ($t_{ст} \geq 160-80^\circ\text{C}$) целостности масляной пленки на зеркале цилиндра, сильного окисления масла и уменьшения радиального зазора между поршнем и зеркалом цилиндра.

Вследствие этого повышение температуры охлаждающей жидкости для каждого двигателя и применяемых сортов масел имеет свой предел, который колеблется у существующих конструкций дизелей в интервале $110-120^\circ\text{C}$.

В реальных условиях работы подшипников скольжения и особенно поршней дизеля наблюдается режим полужидкостного трения.

Масляный слой нарушается изменением давления и направления движения. При разрыве масляной пленки происходит износ сопряженной трущейся пары. Увеличение износа трущихся деталей сопровождается пропорциональным ростом работы сил трения. Учитывая это, можно записать:

$$\Delta = K_{тр} \varpi, \text{ мк}, \quad (3)$$

где ϖ – удельная работа сил трения.

При этом полагается, что трущиеся детали двигателя подвергаются нормальному процессу абразивного износа, а изменение геометрических форм трущихся пар не влияет на интенсификацию износа.

Изложенная концепция полностью согласуется с распространенным энергетическим критерием износа, представляющим отношение объема продуктов истирания к работе сил трения, а также с законом изнашивания.

$$\Delta(l) = K_{тр} S_{тр} f(l),$$

где $K_{тр} = f(l)$ – уравнение эпюры удельных давлений; $S_{тр}$ – путь трения.

Количественной мерой износа трущихся деталей служит вес продукта абразивного износа или линейная величина механического истирания деталей. Косвенной мерой величины износа в единицу времени δ может служить удельная работа сил трения в двигателе:

$$\delta = \frac{\Delta}{\tau} = \frac{K_{тр}}{m_{ц} F_{п}} N_{тр}, \quad (4)$$

где $m_{ц}$ – количество цилиндров; $F_{п}$ – площадь поршня.

При предельно допустимом износе в эксплуатации в шейках коленчатого вала и гильзах цилиндров моторесурс дизеля составит:

$$M = \tau_{\max} = \frac{\Delta_{пр} m_{ц} F_{п}}{K_{тр} N_{тр}} \quad (5)$$

Заменяя (5) известное выражение

$$N_{тр} = \frac{m_{ц} v_h}{4500i} n P_{тр} \quad (6)$$

получим

$$M = 150 \frac{\Delta_{пр}}{K_{тр}} \frac{1}{C_m P_{тр}}, \quad (7)$$

где i – коэффициент тактности, $i = 1, 2$; C_m – средняя скорость поршня, м/с; $P_{тр}$ – среднее условное давление трения.

Переменный множитель из удельных параметров

$$K_M = \frac{i}{C_{тр} P_{тр}} \quad (8)$$

Можно принять в качестве комплексного критерия долговечности двигателей при сравнительной оценке их на износ.

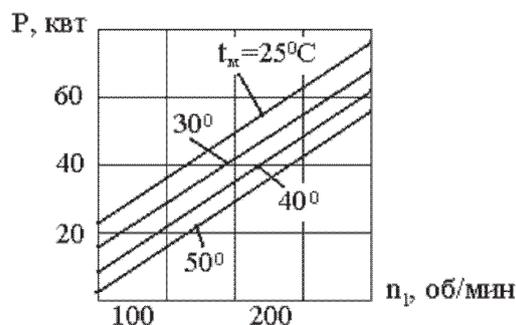


Рис. 2. Потери механической энергии на трение в зависимости от скорости вращения вала дизеля при различных температурах масла

Мощность механических потерь на трение можно представить в виде:

$$N_{\text{тр}} = \frac{M\omega}{75} = \frac{\pi}{75 \cdot 30} M_c \cdot n \quad (9)$$

где M_c – момент сопротивления двигателя, н·м; ω – угловая скорость вращения вала дизеля, рад/с.

Момент сопротивления прокручиванию вала двигателя приблизительно выражается известной эмпирической зависимостью:

$$M_c = K_c \sqrt{n\eta}, \quad (10)$$

где η – параметр абсолютной вязкости масла, н·с/м²; K_c – постоянный коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей двигателя. Тогда:

$$N_{\text{тр}} = \frac{K_c \pi}{75 \cdot 30} n^{1.5} \eta^{0.5} = K_c n^{1.5} \eta^{0.5}. \quad (11)$$

Получены зависимости потерь механической энергии на трение в зависимости от температуры дизельного масла и скорости вращения вала дизеля Д 50 М (рис. 2).

Подставив выражение (11) в (5), получим ещё одну функцию моторесурса двигателя:

$$M = \frac{\Delta_{\text{пр}} m_{\text{и}} F_{\text{п}}}{K_{\text{тр}} K_c h^{1.5} \eta^{0.5}} \cdot 1 \quad (12)$$

В отличие от функции (7), представляющей зависимость моторесурса двигателя от конструктивных параметров, эта формула отражает зависимость долговечности дизеля от режимов эксплуатации.

Для определения износостойкости важнейших трудящихся деталей дизеля наложенным энергетическим методом в формуле (3) заменим выражение удельной работы сил трения:

$$\omega_{\text{тр}} = \mu p v t, \quad (13)$$

где μ – коэффициент трения скольжения; p – нормальное удельное давление; v – относительная скорость скольжения.

Тогда

$$\mu = \tau_{\text{max}} = \frac{\Delta_{\text{тр}}}{K_{\text{тр}} \mu p v}. \quad (14)$$

Произведение Pv принято считать мерой износа трущихся деталей. Для обеспечения их долговечности оно не должно превосходить норм, выработанных практикой.

При определении моторесурса двигателя по ответственным деталям и узлам, ограничивающим срок его службы и имеющим правомерный износ, представляет интерес лишь наибольшая величина их местных износов. Максимальный местный износ гильзы цилиндра находится в зоне камеры сгорания от трения первых поршневых колец, а у коленчатого вала – во внутренней образующей шейки (между щеками).

Условия работы сил трения в этих зонах и должны приниматься при практических расчетах. В соответствии с этим наиболее точное значение срока службы двигателя может быть получено по исходному выражению (14) с принятием местных значений коэффициента трения, скорости скольжения и нормальных давлений, создаваемых давлением рабочих газов на поршень и силами инерции движущего механизма.

Удельную силу трения μP в применении к трущимся деталям двигателя внутреннего сгорания выразим через постоянное по углу поворота кривошипа среднее за цикл давление трения

$$\mu_i P_i = \beta_i \frac{P_{\text{тр}}}{i} \frac{F_{\text{п}}}{F_{\text{пр}}},$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поршня; $F_{\text{пр}i}$ – площадь рассматриваемой поверхности в дизеле d_r – доля среднего давления трения, приходящаяся на рассматриваемую поверхность трения.

Работа сил трения распределяется в дизеле на трение: в цилиндрах (цилиндрических втулках $\beta_{\text{ц}} = 0,55-0,65$), в шейках коленчатого вала ($\beta_{\text{в}} = 0,35 + 0,45$) и в распределительном механизме к насосам всех систем ($\beta_{\text{пр}} = 0,03 + 0,05$).

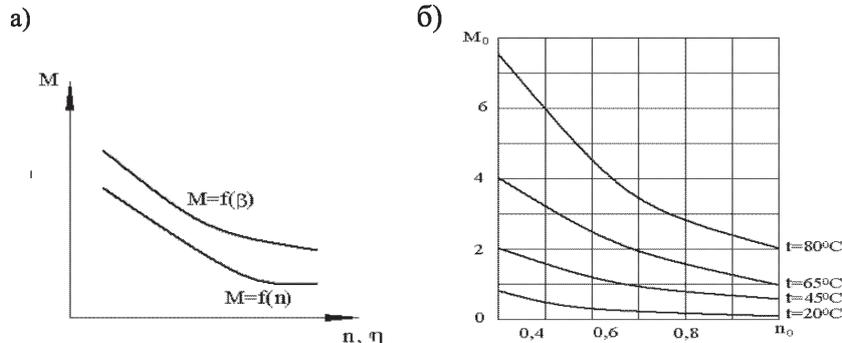


Рис. 3. Кривые долговечности дизеля в зависимости от скорости вращения вала (а) и абсолютной вязкости дизельного масла (б)

Площадь проекции поверхности коренной шейки коленчатого вала

$$F_{\text{три}} = F_{\text{в}} = d_{\text{в}} l_{\text{в}},$$

а окружная скорость ее скольжения

$$\vartheta_{\text{в}} = \frac{\pi d_{\text{в}} n}{60} = \frac{\pi d_{\text{в}} C_{\text{т}}}{2S},$$

где $d_{\text{в}}$ и $l_{\text{в}}$ – диаметр и длина шейки.

Пренебрегая трением поршня о стенки цилиндра, площадь трения определим по поверхности соприкосновения колец с гильзой:

$$F_{\text{три}} = F_{\text{ц}} = \pi D h_k m_k,$$

где h_k – рабочая ширина поршневого кольца; m_k – количество колец на поршне.

С учетом приведенных зависимостей получим следующее выражение моторесурса двигателя по износу коренных шеек коленчатого вала

$$M = \frac{2\lambda l_{\text{в}} \Delta_{\text{впр}}}{\pi^2 K_{\text{тр}} \beta_{\text{в}} D P_{\text{т}} C_{\text{ст}}} \frac{i}{P_{\text{т}} C_{\text{ст}}} \quad (15)$$

и цилиндрических втулок

$$M_{\text{ц}} = \frac{m_k h_k \Delta_{\text{шпр}}}{K_{\text{тр}} \beta_{\text{ц}} D} \frac{i}{P_{\text{т}} C_{\text{ст}}}. \quad (16)$$

Из формул (11) и (12) видно, что работа сил трения, а следовательно, и моторесурс двигателя внутреннего сгорания определяются в эксплуатации скоростным и температурным режимом его работы. На рис. 3а,б построены в соответствии с формулой (12) кривые долговечности дизеля в зависимости от скорости вращения вала и абсолютной вязкости дизельного масла. Кривые приведены для рабочего диапазона изменения ν и η .

Из полученных выражений видно, что моторесурс двигателя при переменных режимах работы не зависит от нагрузки. Входящая в отдельные выражения величина среднего давления трения не зависит от нагрузки и определяется теми же параметрами, что и момент сопротивления $P_{\text{тр}} = f(n, \eta)$. Отсюда, режимы холостого и нагруженного хода при одинаковых h и η оказывают на долговечность двигателя примерно одинаковое влияние.

Таким образом, моторесурс дизеля не зависит от следующих основных факторов: степени форсирования, диаметра цилиндра, числа оборотов коленчатого вала, жесткости конструкции и заложенного в ней уровня напряжений, а также удельных давлений между трущимися поверхностями, что косвенно может быть оценено удельным весом

двигателя. Значительное влияние на моторесурс оказывает применяемые сорта топлива и масла, режимы работы и пр.

Установим теперь зависимость моторесурса дизеля с помощью теории множественной корреляции от параметров $\frac{Pz}{Pe}$, $g_{\text{диз}}$, где D – диаметр цилиндра (см); n – число оборотов коленчатого вала (об./мин), $\frac{Pz}{Pe}$ – показатель степени форсирования; $g_{\text{диз}}$ – удельный вес дизеля (кг/э.л.с.). Зависимость моторесурса дизеля от каж-

дого из аргументов D , n , $\frac{Pz}{Pe}$, $D_{\text{диз}}$ в начале устанавливалась методом парной корреляции, а затем было выведено уравнение множественной корреляции, учитывающее совместное влияние перечисленных выше параметров на долговечность дизеля.

В линейной корреляционной связи моторесурса и диаметра цилиндра показателем тесноты связи этих двух величин является коэффициент корреляции. вычисленный по формуле

$$r_{\text{мд}} = \frac{\sum \frac{M D}{\sigma_m \sigma_D} - \overline{M D}}{\sigma_m \sigma_D}, \quad (17)$$

где $r_{\text{мд}}$ – коэффициент корреляции; m – количество исходных величин в статистической выборке.

При изучении корреляционной зависимости моторесурса дизеля от четырех факторов ограничимся наиболее простым и важным для практических расчетов случаем прямолинейной корреляции, описанной в общем виде уравнением:

$$M = v_1 + v_2 D + v_3 n + v_4 \frac{Pz}{Pe} + v_5 g_{\text{диз}}. \quad (18)$$

Для удобства расчета выразим все переменные и зависимости между ними в стандартизованном масштабе и, проведя ряд математических преобразований, получим систему нормальных уравнений:

$$r_{\text{мд}} = \beta_2 + \beta_3 r_{\text{Дп}} + \beta_4 r_{\text{Дк}} + \beta_5 r_{\text{Дг}} g_{\text{диз}};$$

$$r_{\text{мп}} = \beta_2 r_{\text{Дп}} + \beta_3 + \beta_4 r_{\text{кп}} + \beta_5 r_{\text{п}} g_{\text{диз}};$$

$$r_{\text{мк}} = \beta_2 r_{\text{кДп}} + \beta_3 r_{\text{кп}} + \beta_4 + \beta_5 r_{\text{к}} g_{\text{диз}};$$

$$r_{\text{Мгдиз}} = \beta_2 g_{\text{диз}} D + \beta_3 g_{\text{диз}} n + \beta_4 \beta_5 r_{\text{г}} g_{\text{диз}} + \beta_4.$$

где $r_{\text{мддиз}}$, $r_{\text{мп}}$ – коэффициенты корреляции; $\beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$ – стандартизованные коэффициенты уравнения множественной регрессии; K – отношение $\frac{Pz}{Pe}$.

Определив коэффициенты корреляции $r_{дп}$, $r_{дк}$, $r_{Д_{гдиз}}$, $r_{пк}$, $r_{мгдиз}$, $r_{кгдиз}$ и используя ранее полученные коэффициенты парной корреляции, найдем численные значения стандартизированных коэффициентов. Подставив значения этих коэффициентов в стандартизированное уравнение

$$M - \bar{M} = \beta_3 \left(D - \bar{D} \right) \frac{\sigma_M}{\sigma_D} + \beta_2 \left(n - \bar{n} \right) \frac{\sigma_M}{\sigma_D} + \beta_4 \left(k - \bar{k} \right) \frac{\sigma_M}{\sigma_D} + \beta_5 \left(g_{диз} - \bar{g}_{диз} \right) \frac{\sigma_M}{g_{диз}} \quad (19)$$

получим уравнение множественной корреляции, характеризующее зависимость моторесурса дизеля от D , n , $\frac{P_z}{P_e}$, $g_{диз}$

$$M = 5150 + 637 D - 6,8 n + 279 \frac{P_z}{P_e} + 529 g_{диз}. \quad (20)$$

Выводы

1. Полученную для расчета моторесурса формулу (20) можно применять для определения долговечности дизелей.

2. Указанная формула (20) справедлива для номинального режима работы дизеля. Зная среднее значение P , P_e , g , D при эксплуатации в определенных климатических зонах и при конкретных режимах работы дизеля, можно ориентировочно оценить влияние режимов эксплуатации на ресурс двигателя.

Список литературы

1. Коллюко В.М. Влияние параметров рабочего процесса на срок службы двигателей внутреннего сгорания // Энергомашиностроение. – 1968. – №8.
2. Buttner S. Mototvorwamung bei Diesel-lokomotiven // Deutsche Eisenbahu technik. – 1968. – №10.