

ИЗНОС ДВИГАТЕЛЯ НА УСТАНОВИВШИХСЯ НАГРУЗОЧНОМ, СКОРОСТНОМ И СМАЗОЧНОМ РЕЖИМАХ

В.П. Антипин, к.т.н., М.Я. Дурманов, Г.В. Каршев, к.т.н., В.И. Михасенко, к.т.н.
Санкт-Петербургская Государственная Лесотехническая Академия

Исследования показывают, что износ пар трения в двигателях зависит от многих факторов.

Автором предпринята попытка оценки влияния износа пар трения под воздействием различных значений нагрузки, частоты вращения, смазки на установившихся режимах. Предложены аналитические зависимости скорости изнашивания от механических потерь, уточненные по результатам экспериментальных исследований.

Анализ исследований износа пар трения различных материалов в условиях граничного трения и трения без смазки показал, что в общем случае скорость объемного изнашивания может быть представлена следующим соотношением [1]:

$$u_v = K_{и} \cdot F_{тр}^m \cdot v^c, \quad (1)$$

где $K_{и}$ — коэффициент износа, характеризующий материал пары и условия изнашивания; $F_{тр}$ — сила трения; v^c — скорость относительного скольжения пар трения.

С одной стороны, силу трения можно представить в соответствии с законом Ньютона, связывающего значение силы трения с вязкостью масла и градиентом скорости

$$F_{тр} = \mu_d \cdot S_{тр} \cdot \frac{v}{h_M^{кр}}, \quad (2)$$

с другой стороны, как это принято в двигателестроении, силу трения выражают через среднее индикаторное давление P_i и коэффициент трения $f_{тр}$

$$F_{тр} = f_{тр} \cdot S_{тр} \cdot P_i, \quad (3)$$

где μ_d — динамическая вязкость масла; $S_{тр}$ — площадь трения; $h_M^{кр}$ — критическая толщина масляного слоя.

Для граничного и других видов изнашивания в большинстве случаев принимают $m = 1$, $c = 1$. В итоге для вычислений можно пользоваться выражением [2]

$$u_v = \frac{I \cdot k_0}{\sigma_s} \cdot F_{тр} \cdot v, \quad (4)$$

где I — величина, качественно характеризующая интенсивность изнашивания пары трения; k_0 — коэффициент, характеризующий распределение неровностей по высоте; σ_s — предел текучести материала.

Для дальнейшего применения формулу скорости объемного изнашивания, учитывая соотношения (2), (3), целесообразно записать так:

$$u_v = \frac{I \cdot k_0}{\sigma_s} \cdot \sqrt{f_{тр} \cdot \mu_d \cdot S_{тр}^2 \cdot \frac{v^3}{h_M^{кр}}} \cdot P_i. \quad (5)$$

Представим среднее индикаторное давление как сумму среднего эффективного давления P_e и давления механических потерь $P_{мп}$

$$P_i = P_e + P_{мп}. \quad (6)$$

Выразим скорость относительного скольжения через частоту вращения n коленчатого вала

$$v = \frac{\pi}{30} r_{кр} n, \quad (7)$$

где $r_{кр}$ — радиус кривошипа, равный ходу поршня; n — частота вращения коленчатого вала.

Поскольку среднее эффективное давление пропорционально эффективному крутящему моменту двигателя M_e , а давление механических потерь пропорционально моменту механических потерь $M_{мп}$ в парах трения, то с учетом (6) и (7) формулу (5) можно записать так:

$$u_v = \frac{I \cdot k_0}{\sigma_s} \sqrt{\mu_d \cdot S_{тр}^2 \cdot f_{тр} \cdot \frac{\pi^3 \cdot n^3}{30^3 \cdot h_M^{кр}} \cdot (M_e + M_{мп})}. \quad (8)$$

Эффективный крутящий момент затрачивается на преодоление момента нагрузки M_H и момента сил инерции

$$M_e = M_H + \frac{\pi}{30} J_d \frac{dn}{dt}, \quad (9)$$

где J_d — момент инерции вращательно и поступательно движущихся масс двигателя; t — текущее время.

Эмпирическое выражение момента механических потерь, согласно [3], имеет вид

$$M_{мп} = \frac{V_{ц} \cdot i_{д}}{\tau_{д}} \cdot (\alpha + 10^{-3} \cdot b \cdot n) \quad (10)$$

где $V_{ц}$ — объем одного цилиндра; $i_{д}$, $t_{д}$ — количество цилиндров и тактность двигателя соответственно; a , b — постоянные коэффициенты, экспериментально получаемые для каждого типа двигателя.

Известно, что механические потери и величина объемного изнашивания взаимосвязаны. В свою очередь, величина механических потерь зависит от скорости относительного скольжения, качества изготовления и материала пар трения, а также от смазочного режима в парах трения. На основании исследований влияния частоты вращения коленчатого вала [4, 5] и давления масла в главной масляной магистрали [6] установлена зависимость скорости изнашивания пар трения от этих параметров (рис. 1, 2), соответственно.

Выполненные экспериментальные исследования влияния частоты вращения и давления масла в главной масляной магистрали на величину момента механических потерь в парах трения двигателя 4Ч12/14Н позволили уточнить выражение (10)

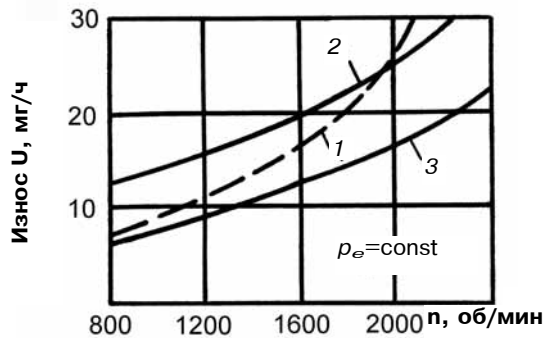


Рис. 1. Влияние скоростного режима на износ двигателей ЯАЗ-204 (1) и ГАЗ-51 (2 и 3)

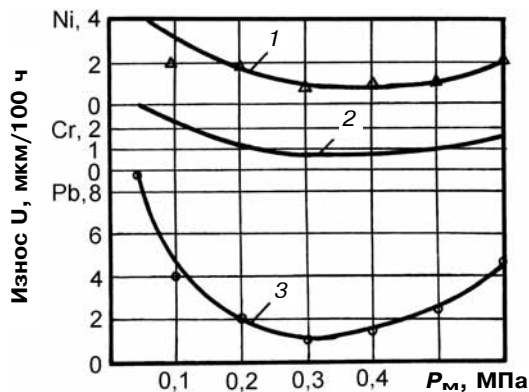


Рис. 2. Интенсивность износов пар трения в зависимости от давления в главной масляной магистрали дизеля при номинальной нагрузке:

1 — гильзы цилиндров; 2 — компрессионные кольца; 3 — коренные подшипники

$$M_{мп} = \frac{V_{ц} \cdot i_{д} \cdot 10^2}{\tau_{д}} \left[\frac{2,4}{0,002(n - n_{мин}) + 5,4(P_m \cdot 10^{-5})^2} + 0,34 \cdot 10^{-3} n \right], \quad (11)$$

где $n_{мин}$ — минимально допустимая частота вращения коленчатого вала; P_m — давление масла в главной масляной магистрали.

Подставляя (9), (11) в (8), находим выражение объемной скорости изнашивания, учитывающее нагрузочный, скоростной и смазочный режимы пар трения двигателя

$$u_v = A \sqrt{B \cdot n^3 \left(M_H + \frac{\pi}{30} J_{д} \frac{dn}{dt} + M_{мп} \right)}, \quad (12)$$

где $A = \frac{I \cdot k_0}{\sigma_s}$; $B = \mu_{д} \cdot S_{тр}^2 \cdot f_{тр} \frac{\pi^3}{30^3 \cdot h_{кр}^3}$.

Очевидно, что выражение (12) учитывает действие нагрузочного момента и момента сил инерции, а также момента механических потерь в парах трения. В этой связи, для определения степени влияния момента механических потерь на скорость изнашивания проведем вычисления отдельно для внешнего нагрузочного момента при установившемся режиме, когда

$$\frac{\pi}{30} J_{д} \frac{dn}{dt} = 0,$$

и отдельно для момента механических потерь.

В качестве примера вычислим скорость изнашивания пары трения гильза—компрессионное кольцо двигателя размерности 4Ч12/14Н с исходными данными:

$I = 10^{-5}$; $k_0 = 0,2$; $\sigma_s = 250 \cdot 10^6$ Па; $f_{тр} = 0,003$; $S_{гкк} = 1,161 \cdot 10^{-3}$ м² — площадь трения одного компрессионного кольца; $\mu_{д} = 1,8 \cdot 10^{-3}$ Н·с/м²; $h_{кр} = 0,13 \cdot 10^{-6}$ м; $V_{ц} = 1,575$ л; $t_{д} = i_{д} = 4$; $n_{мин} = 600$ об/мин; $M_H = 0,75$; $M_{ен} = 312$ Н·м.

На рис. 3 представлена поверхность скорости изнашивания компрессионного кольца от действия нагрузочного момента без учета момента механических потерь; на рис. 4 — поверхность скорости изнашивания от момента механических потерь без учета момента нагрузки; на рис. 5 — поверхность скорости изнашивания компрессионного кольца от действия момента нагрузки и момента механических потерь в парах трения двигателя.

Очевидно, в поверхности (см. рис. 5) объединены результаты исследований зависимости скорости изнашивания от частоты вращения коленчатого вала (см. рис. 1), [4] и от давления масла в главной масляной магистрали (см. рис. 2), [5]. Таким образом, с помощью выражения (12) и рис. 3–5 становится возможным определение области нагрузочного, скоростного и смазочного режимов, при которых объемная скорость изнашивания пар трения двигателя была бы минимально возможной.

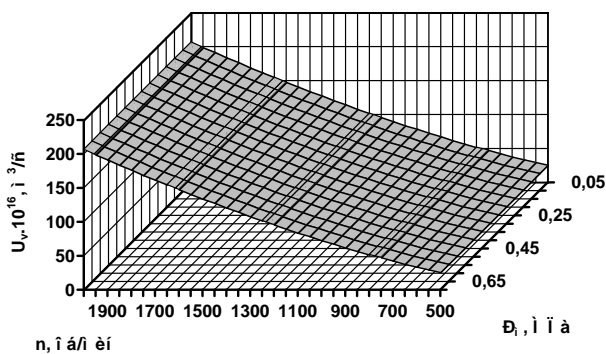


Рис. 3. Поверхность скорости изнашивания компрессионного кольца от действия момента нагрузки

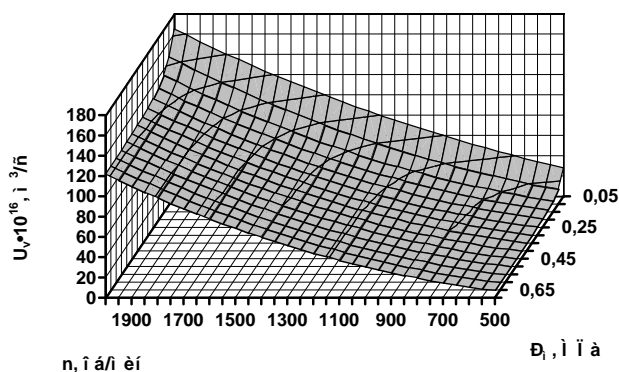


Рис. 4. Поверхность скорости изнашивания компрессионного кольца от действия момента механических потерь в парах трения двигателя

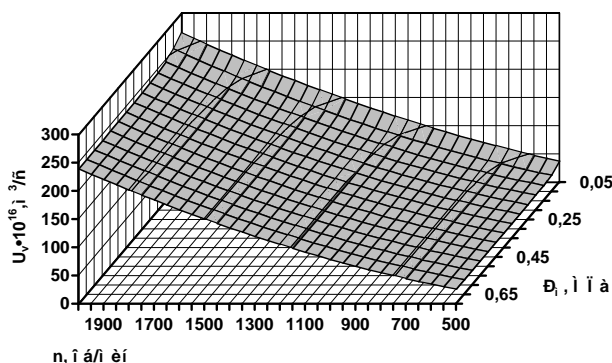


Рис. 5. Поверхность скорости изнашивания компрессионного кольца двигателя 4C12/14H от моментов нагрузки и механических потерь в парах трения

Выводы

- Построенная математическая модель позволяет:
- определять область значений нагрузочного, скоростного и смазочного режимов, при которых скорость изнашивания пар трения была бы минимально возможной;
 - определять параметры пар трения, обеспечивающие минимальные механические потери в двигателе;
 - вычислять скорость изнашивания пар трения и прогнозировать ресурс двигателя.

Литература

1. Проников А.С. Надежность машин. — М.: Машиностроение. — 1978. — 592 с.
2. Archard T.F. and Tabor D. The wear of metals under unlubricated conditions. «Proc. R. Soc.» — 1956, N 1206. — 236. P. 397–410.
3. Ждановский Н.С., Ковригин А.И., Шкрабак В.С., Соминич А.В. Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа. — Л.: Машиностроение.. — 1974. — 224 с.
4. Клычков П.Д. Исследование износа двигателя в целях уточнения оптимальных значений рейсовой нагрузки и удельной мощности лесовозного автопоезда. Автореф. дисс. канд. техн. наук. — М.: — 1963. — 20 с.
5. Гурвич И.Б. Износ автомобильных двигателей. — М.: Машиностроение. — 1967.— 103 с.
6. Венцель С.В. Смазка и долговечность двигателей внутреннего сгорания. — Киев: Техника. — 1977.— 261 с.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ

ОРИЕНТИРОВОЧНЫЕ ТАРИФЫ НА 2006 ГОД

Первая страница обложки	Полноцветная	10000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	7000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	8000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	7000 руб.
	Черно-белая	5000 руб.