

УДК 621.43

А.Н. Григорьев, Д.А. Черепанов, (асп., каф. ДВС),
А.Ю. Шабанов, к.т.н., доц.

РАСЧЕТНЫЕ МЕТОДЫ И ПРОБЛЕМЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ИЗНОСА ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СОПРЯЖЕНИЙ ДВС

Проблема износа узлов трения двигателя внутреннего сгорания (ДВС) таких как: «шейка – подшипник коленчатого вала (КВ)» и «поршневые кольца – гильза цилиндров» является одной из основных для определения полного ресурса двигателя и межремонтных сроков его эксплуатации. Анализ условий работы указанных узлов трения позволяет утверждать, что применительно к ним практический интерес представляет расчет усталостного износа при граничном трении при упругом контакте. В настоящее время не существует единой общепризнанной теории изнашивания и практические инженерные расчеты на износ возможны лишь с помощью расчетно-экспериментальных методов.

Применительно к условиям работы трибологических сопряжений двигателя, принципиально возможно использование следующих методов: усталостной теории износа (по И.В.Крагельскому); прогнозирования износа по методу фирмы «IBM»; расчета износа сопряжений (по А.С.Проникову); изнашивания с позиций термофлуктуационной теории прочности (по С.Н.Журкову и С.Б.Ратнеру); энергетической теории износа (по Флайшеру); структурно-энергетической теории износа (по Л.И.Погодаеву); метода оценки износа по статистическим данным. Для узлов трения «шейка – подшипник КВ» и «поршневые кольца – гильза цилиндров» указанные методы развиты в разной степени. Наиболее разработанными для инженерных расчетов трибологических сопряжений машин являются методы усталостной теории изнашивания, структурно-энергетической теории и статистические методы. Следует отметить, что по мере развития грани между теориями постепенно стираются, они дополняют друг друга. Основу расчетов изнашивания трибосопряжений составляет поиск величин безразмерных линейных интенсивностей изнашивания:

$$I_h = \Delta H / L_{тр},$$

где ΔH – величина износа, мм; $L_{тр}$ – путь трения, мм. Очевидно, что рассчитав интенсивность I_h и задав величину пути трения $L_{тр}$, легко определить износ поверхности трения или, наоборот, задав допустимый износ определить ресурс данного трибосопряжения. Ниже приведены результаты оценочных расчетов ΔH для первого компрессионного кольца и первого шатунного подшипникового узла двигателя ВАЗ-2112 ($D=0,082$ м; $S=0,071$ м) на основе усталостной теории изнашивания. Расчеты справедливы для следующих режимных параметров двигателя: $n_d=5500$ мин⁻¹; $\tau_d=4000$ час.

Исходные данные для пары трения «сталь – чугун» («поршневое кольцо – гильза цилиндров»). Модуль упругости $E=107910$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu=0,3$; $HV=230$; параметры фрикционно-контактной усталости $\sigma_0=647,5$ МПа; показатель кривой усталости $t_y=4,1$; параметры опорной кривой $v=1,85$ при $b=2,3$; поправочные коэффициенты шероховатости $C_1=0,71$, $C_2=34$; характеристика напряженного состояния в контакте $k=4,5$ (3 – эластичные, 5 – хрупкие); $\beta=0,12$; коэффициент, учитывающий амплитуду параметров $\chi=1,28$; среднее расчетное контурное давление $P_c=10,79$ МПа. Расчетный коэффициент трения при этих данных $f=0,102$. Интенсивность изнашивания:

$$I_h = \frac{C_1 \cdot P_C^{1+\beta \cdot t_y}}{\chi} \cdot \left(\frac{E}{1-\mu^2} \right)^{t_y - \beta \cdot t_y - 1} \cdot \left(\frac{k \cdot f}{C_2 \cdot \sigma_0} \right)^{t_y} =$$

$$= \frac{0,71 \cdot (10,79 \cdot 10^6)^{1+0,12 \cdot 4,1}}{1,28} \cdot \left(\frac{107910 \cdot 10^6}{1-0,3^2} \right)^{4,1-0,12 \cdot 4,1-1} \cdot \left(\frac{4,5 \cdot 0,102}{34 \cdot 647,5 \cdot 10^6} \right)^{4,1} \approx 1 \cdot 10^{-11}$$

В предположении, что лишь 5% от длины пути за оборот коленчатого вала двигателя кольцо работает в режиме полусухого трения ($\xi=0,05$):

$$\Delta H = I_h \cdot L_{TP} = I_h \cdot 2 \cdot S \cdot n_\delta \cdot \tau_\delta \cdot 60 \cdot \xi = 10^{-11} \cdot 2 \cdot 0,071 \cdot 5500 \cdot 4000 \cdot 60 \cdot 0,05 = 0,094 \text{ мм}.$$

Износ гильзы составляет величину в (1,5...3) раза меньшую, чем износ первого кольца.

Исходные данные для пары «шатунная шейка – подшипник». Режимные параметры: значение среднего давления, действующего на шатунную шейку на данном скоростном режиме $P_{ср ш} = 19,71 \cdot 10^5$ Па; доля полусухого трения $\xi_{ш} = 0,035$ (при минимально допустимой толщине масляного слоя $h_{м мин} = 2$ мкм). Геометрические параметры: $d_{в ш} = 47,8$ мм; $l_{ш} = 20$ мм; $x_{п} = 1,73$ мм; $e_p = 25$ мкм. Параметры материалов поверхностей трения: $E_{мп} = 60800$ МПа, $E_{тв} = 108000$ МПа; $\mu_{мп} = 0,32$, $\mu_{тв} = 0,22$; $k'_п = 3$ (эластичный материал), $k'_в = 4$ (хрупкий материал); $\Delta_{п} = 8,6 \cdot 10^{-3}$, $\Delta_{в} = 3,1 \cdot 10^{-3}$ (приработанные поверхности); $\tau_{0п} = 0,5$ МПа, $\beta_{п} = 0,03$, $\tau_{0в} = 0,5$ МПа, $\beta_{в} = 0,03$; $\sigma_{в п} = 430$ МПа, $\sigma_{в в} = 900$ МПа; $t_{п} = 6,9$, $t_{в} = 9$. Расчетное контурное давление при этих данных $P_{с ш} = 49,88$ МПа, угол контакта $\varphi_{0 ш} = 0,228$ рад = 13,048; Внутренний диаметр подшипника $d_{п ш} = 47,85$ мм. Линейная интенсивность изнашивания подшипника:

$$I_{hn} = \left[\frac{034 \cdot k'^{t_n} \cdot (1 - \mu_{mn}^2)^2 \cdot P_{су}}{\sigma_{Bn}^{t_n} \cdot E_{mn}} \right] \times \left[\tau_{0n} + 0,5 \cdot \beta_n \frac{P_{су}^{\frac{1}{5}} \cdot E_{mn}^{\frac{4}{5}} \cdot \Delta_{в}^{\frac{2}{5}}}{(1 - \mu_{mn}^2)^{\frac{4}{5}}} \right]^{t_n} =$$

$$= \left[\frac{0,34 \cdot 3^{6,9} \cdot (1 - 0,32^2)^2 \cdot 47,77 \cdot 10^6}{(430 \cdot 10^6)^{6,9} \cdot 60800 \cdot 10^6} \right] \times$$

$$\times \left[0,5 \cdot 10^6 + 0,5 \cdot 0,03 \cdot \frac{(47,77 \cdot 10^6)^{\frac{1}{5}} \cdot (60800 \cdot 10^6)^{\frac{4}{5}} \cdot (3,1 \cdot 10^{-3})^{\frac{2}{5}}}{(1 - 0,32^2)^{\frac{4}{5}}} \right]^{6,9} = 1,095 \cdot 10^{-9}$$

Величина износа подшипника:

$$\Delta H_n = I_{hn} n_\delta \tau_\delta \cdot 60 \varphi_{0ш} d_{ну} \xi_{ш} = 1,095 \cdot 10^{-9} \cdot 5500 \cdot 4000 \cdot 60 \cdot 0,228 \cdot 47,85 \cdot 0,035 = 0,547 \text{ мм}$$

Интенсивность износа шейки по соответствующей формуле $I_{нв} = 4,069 \cdot 10^{-12}$. Износ шейки коленчатого вала $\Delta H_{в} = 0,002$ мм. Следует отметить, что приведенные расчеты для наглядности упрощены: не учитывают распределение давления по поверхностям трения, не берется в расчет доля работы двигателя в реальных условиях на данном режиме. При данном подходе к определению износа расчеты ведутся по двум основополагающим направлениям: для отыскания I_h и для определения L_{TP} .

Для определения интенсивности изнашивания необходимо знание величин нагрузок в трибосопряжениях, которые меняются в зависимости от режима работы двигателя. Пример расчетов произведен, исходя из предположения, что интенсивность изнашивания постоянна во времени для данного режима работы. Это справедливо с небольшой погрешностью только

для работы двигателя на установившемся режиме износа. На режимах пуска (особенно холодного) и остановки, холостого хода, на этапах приработки узлов двигателя и критического износа величина I_h может изменяться в широких пределах. При неизменной нагрузке здесь играют существенную роль параметры поверхностей трения. Эти режимы очень сложны для расчетов, требуется обширное количество экспериментальных данных. Кроме того, величина I_h неравномерна по поверхностям трения вследствие неравномерности распределения действия нагрузки (эпюры давлений). Согласно экспериментам, значения линейных интенсивностей изнашивания для сопряжений «кольцо – гильза» и «шейка – вкладыш» составляют величины $I_h \cong 10^{-11} \div 10^{-12}$ на установившихся режимах износа.

Для расчета пути трения необходимо знание времени работы подшипникового узла на режиме граничного трения, то есть определение доли сухого (граничного) трения ξ .

Для построения численной модели износа трибосопряжений ДВС необходимы дополнительные экспериментальные данные по узлам трения всех классов двигателей.