

КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИРАБОТАННЫХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В. А. Коченов, доцент, к.т.н., ГБОУ ВПО «Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия»;

С. С. Казаков, ст. преподаватель ГБОУ ВПО «Нижегородский государственный инженерно-экономический институт»

Аннотация. На основании эмпирических исследований износа и теоретических исследований изменения нагрузок в процессе эксплуатации разработаны конструкторские решения повышения долговечности и износостойкости трибосопряжений кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы деталей двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова. Долговечность, износостойкость, естественный износ, перераспределение нагрузки, давление, площадь скольжения.

В соответствии с циклом трибосопряжения двигателей внутреннего сгорания (ДВС) имеют выраженный, естественный, закономерный износ. Наибольший износ деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и цилиндропоршневой группы (ЦПГ) приходится при прохождении поршнем верхней мертвой точки между тактами сжатия и расширения (рис. 1, а).

Естественный износ цилиндра характеризуется: овальностью; конусообразностью; ступенчатостью; переменной интенсивностью износа ступеней в процессе эксплуатации. Овальность объясняется действием нормальной силы N , определяющей «рабочие» поверхности цилиндра.

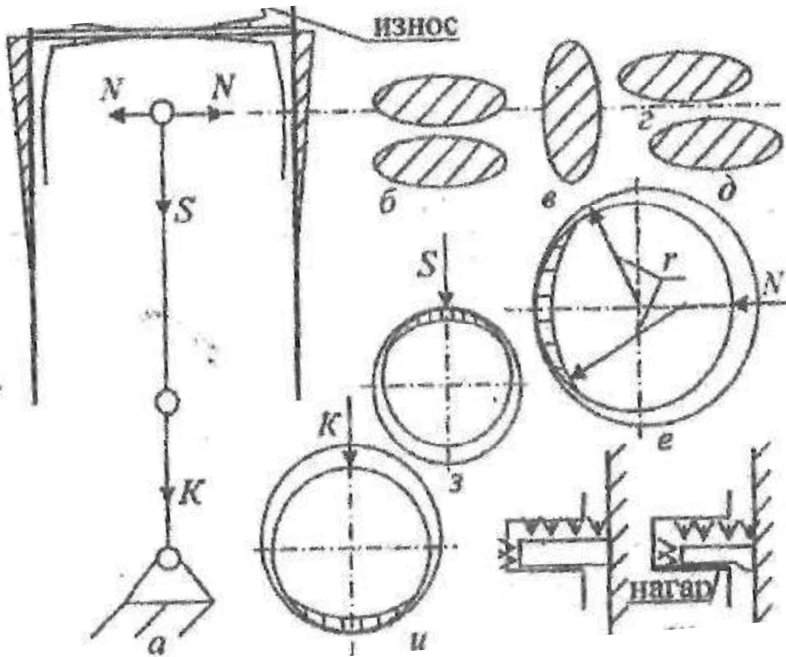


Рис. 1. Закономерности износа деталей кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы

Конусообразность - более тяжелыми условиями работы вблизи камеры сгорания. Ступенчатость - зависимостью; износа от компрессионных колец. Число ступеней равно числу колец, положение ступеней определяется положением колец в верхней мертвой точке. Переменная интенсивность износа ступеней объясняется в начале эксплуатации интенсивным износом пары цилиндр ~ верхнее кольцо, затем перераспределением давления газов и соответственным повышением- интенсивности износа цилиндр - нижние кольца.

Естественный износ поршня характеризуется: неравномерным износом юбки; нагаром и прогоранием поверхности, расположенной по оси поршневого пальца (параллельно оси двигателя); большим износом верхних канавок под кольца. Неравномерный износ юбки объясняется действием нормальной силы так же, как и в цилиндре, определяющей положение изнашивающихся поверхностей. Нагар и прогорание поршня объясняется наихудшей герметичностью сопряжений цилиндр - кольцо - поршень по оси поршневого пальца. Для минимизации прорыва газов запрещается устанавливать замки колец по оси пальца. Большой износ верхних канавок под кольца объясняется близостью к камере сгорания и действием больших температур и давлений. Износ поверхности, примыкающей к днищу поршня (рис. 1, а) является следствием неправильного определения температурных деформаций при проектировании двигателя, а также брака в изготовлении и перегрева двигателя - брака в эксплуатации. Износ юбки с двумя обособленными поверхностями (рис. 1, б) наблюдается у поршней, работающих со стуком. Форма износа на рис. 1, в, г свидетельствует, о большом размахе перекосов поршня в цилиндре. При таком износе, у двигателей наблюдается повышенный расход масла на угар. Износ в виде полосы внизу юбки (рис. 1, д) характерен для двигателей, вырабатывающих высокий ресурс.

Поршневые кольца характеризуются повышенным износом верхнего кольца, односторонним износом колец по высоте, как правило, большим износом колец относительно канавок. Кольцо воспринимает давление газов, направленное большую часть времени со стороны камеры сгорания (рис. 1, ж). В процессе эксплуатации на канавке образуется нагар, защищающий ее от изнашивания, но ухудшающий триботехнические свойства и увеличивающий односторонний износ кольца по высоте.

Естественный износ шатунных сопряжений коленчатого вала (рис. 1, з) характеризуется: равным износом сопряжений, относящихся к разным цилиндрам; односторонний износ шейки; большим износом вкладыша, расположенного в шатуне - верхний вкладыш. Равный износ сопряжений объясняется равными нагрузками, смазыванием и т.д. Односторонний износ шейки и повышенный износ верхнего вкладыша объясняется переменным и циклическим характером нагрузок, действующих в сопряжениях.

Износ коренных сопряжений коленчатого вала (рис. 1, и) характеризуется:

- неравномерным износом шеек по периметру; большим износом вкладышей, расположенных в блоке - нижний вкладыш; неравным износом сопряжений относительно друг друга; меньшими отклонениями от округлости сопряжений, находящихся рядом с маховиком. Неравномерный износ шеек, а так же как и больший износ нижних вкладышей, аналогично шатунным сопряжениям, объясняется переменным нагружением в течение цикла. Неравный износ трибосопряжений относительно друг друга определяется конструктивными особенностями КШМ и двигателя в целом. Особый износ сопряжений, расположенных рядом с маховиком объясняется тем, что маховик сглаживает крутильные колебания и обладает гироскопическим эффектом уменьшающим перекосы вала и пиковые нагрузки на близко расположенные к маховику опоры.

Проектирование двигателя по долговечности и износостойкости включает разработку и согласование конструкторских, технологических, эксплуатационных средств снижения изнашивания трибосопряжений. Отклонения от естественного износа - неестественный износ, как правило, является следствием брака в производстве и эксплуатации, чаще проявляется в периоде обкатки, снижает-

ся ужесточением технических условий производства, обслуживания и эксплуатации.

Интенсивность естественного износа определяется давлением p на трущиеся поверхности пар трения:

$$dI/d\tau = kp^m,$$

где k , $m = 1 \div 2$ - коэффициенты.

Для снижения максимальных, пиковых давлений, наиболее нагруженные секторы сопряжений должны иметь направленно увеличенную площадь скольжения. Например, у некоторых современных двигателей нижний коренной вкладыш коленчатого вала изготавливается без канавки для смазочного материала, что направленно увеличивает площадь скольжения и снижает естественный износ опор вала [1]. Такого же результата можно добиться приданием сопряжениям «изношенных» — приработанных геометрических параметров (см. рис. 1).

Чтобы во время перекадки поршень не захватывал и не отрывал кольцо от цилиндра, предлагается зазор между кольцом и поршневой канавкой изготавливать переменным [2] (рис. 1, *a*) - в момент максимального давления газов повысится герметичность цилиндропоршневой группы, снизится ступенчатость износа, уменьшится вероятность задира зеркала цилиндра. В секторе максимального износа, юбку поршня предлагается изготавливать радиусом r ,

равным радиусу цилиндра [3] (рис. 1, *б*). Аналогично, приработанная, некруглая форма предлагается и для шатунного и коренного сопряжений коленчатого вала [4] (рис. 1, *г*, *д*).

Кроме площади, давление в паре трения зависит от нагрузки. Исследуем влияние деформаций и перекосов коленчатого вала в опорах на изменение инерционных нагрузок (рис. 2 *a*, *б*).

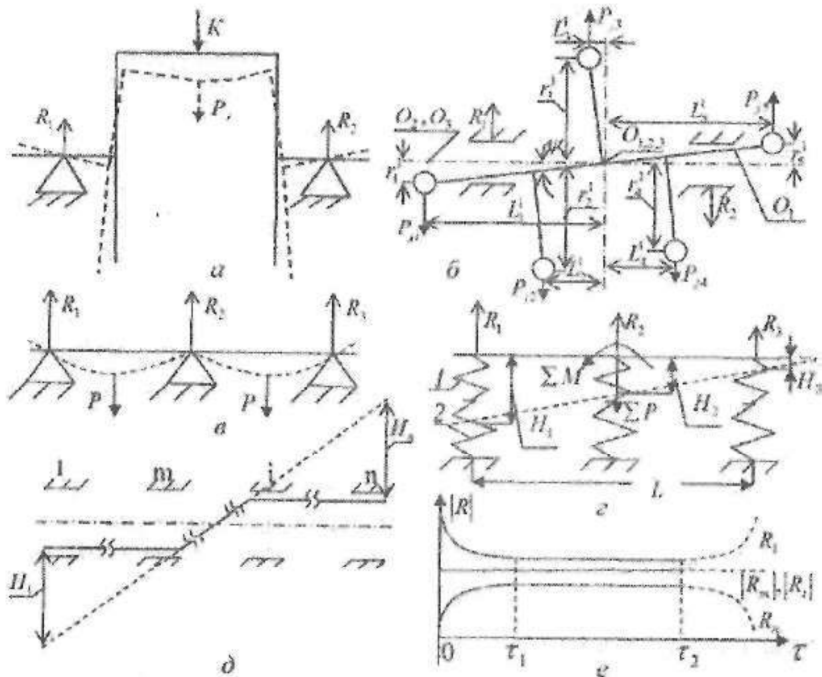


Рис. 2. Схемы работы коренных опор коленчатого вала где *a, б* - изменение инерционных нагрузок P_j при разной относительной жесткости коленчатого вала и опор; *в, г* - схемы расчета реакций опор R статически неопределимого вала; *д, е* - приработка опор и перераспределение нагрузки по опорам в процессе эксплуатации τ

В начале эксплуатации, т.е. при минимальных зазорах коленчатый вал работает практически без перекоса (рис. 2 а). Предположим, что сила K , действующая по кривошипу, деформировала вал, нарушив его уравновешенность, что привело к появлению силы инерции:

где $m \cdot r = D$ - дисбаланс от прогиба вала, определяемый произведением массы m и радиуса k дисбаланс; ω - частота вращения.

Сила инерции, увеличивая изгиб, увеличивается сама, т.е. нагрузки на опоры вала растут лавинообразно. Вследствие лавинообразного роста реакций опор у коренных сопряжений коленчатых валов редко встречаются «маленькие» схватывания и «маленькие» заклинивания. Заменяем коленчатый вал системой из приведенных масс (рис. 2, б). Износ и повышение зазоров увеличили перекосы коленчатого вала в опорах. При движении с перекосом, ось вращения O_3 совпадает с осью опор O_2 и не совпадает с главной инерционной осью и осью балансировки вала O_1 . Если точка пересечения осей находится между опорами и толщина смазочного слоя равна нулю, то максимальный угол перекоса

$$\psi = \arctg \frac{3}{L},$$

где 3 - диаметральный зазор между валом и подшипником; L - расстояние между опорами.

Определим силу инерции конструктивного элемента вала:

$$P_j = m r^1 \omega^2 = m (r \cdot \cos \psi \pm L \cdot \sin \psi) \omega^2,$$

где t - масса конструктивного элемента; r и r^1 - соответственно конструкционный и действительный радиус расположения конструктивного элемента; L и L^1 - соответственно конструкционное и действительное расстояние от массы до середины вала и до точки пересечения осей вращения, опор и вала.

Определим момент относительно точки пересечения осей вала, опор и вращения $O_{1,2,3}$:

$$M_{O_{1,2,3}} = P_j (L_1 - L_2).$$

Момент силы инерции P_j с плечом L^1 всегда направлен в сторону увеличения перекоса, а момент с плечом r^1 - против перекоса. Расчетами установлено влияние положения инерционных масс на перекосы вала: перекося усиливается при размещении инерционных масс по краям (увеличении L); перекося уменьшается с увеличением радиуса центра масс r ; при $r \Delta 0,71 L$ вал обладает гироскопическим эффектом - сопротивляется перекося, самоустанавливается. Значительным гироскопическим эффектом обладают маховики, определяющие особый износ близко расположенных к ним коренных сопряжений.

В статически неопределимых системах реакции опор R , кроме нагрузки и геометрических размеров, зависят от относительной жесткости вала и опор. Заменим коленчатый вал балкой и исследуем два крайних случая жесткости балки и опор между собой (рис. 2, в, г). Для системы, характеризующей начало эксплуатации - нежесткая балка - жесткие опоры, корректен расчет по схеме разрезной двухопорной балки (рис. 2, в). Для повышенных зазоров, т.е. системы жесткая балка - нежесткие опоры, корректен расчет по схеме неразрезной балки (рис. 2, г). Выделим в опорах упругий элемент эквивалентный жесткости смазочного слоя 1 и упругий элемент эквивалентный жесткости конструктивных элементов опор 2. Принятая схема работы позволяет заменить все нагружающие силы и моменты, действующие на коленчатый вал, соответственно суммой сил ΣP и суммой моментов ΣM .

Определим смещение вала в первой опоре:

$$H_1 = R_1 (E_{11} - E_{21}) / E_{11} E_{21} = R_1 \varepsilon_1,$$

где $\varepsilon_1 = (E_{11} - E_{21}) / E_{11}E_{21}$ - приведенная жест-

кость первой опоры, E_{11} - жесткость смазочного слоя, E_{21} - жесткость конструктивных элементов опоры. Аналогично находим H_2 и H_1 . Выразив смещение вала во второй опоре относительно первой и третьей: $H_2 = 0,5(H_1 + H_3)$ и, используя уравнения статики, определим реакции опор коленчатого вала, например реакция первой опоры:

$$R_1 = \frac{2 \sum P \varepsilon_1 \varepsilon_2 L + \sum M (\varepsilon_1 \varepsilon_2 + 2 \varepsilon_1 \varepsilon_2)}{L \varepsilon_1 \varepsilon_2 + 4L \varepsilon_1 \varepsilon_3 + L \varepsilon_2 \varepsilon_3}$$

С изнашиванием перекося увеличивается, вал стремится занять положение, обеспечивающее максимальную площадь скольжения [5] (рис. 2, д). Задаваясь неравномерным изменением жесткости смазочного слоя, пропорциональной износу, рассчитаем изменение распределения нагрузки по опорам вала в процессе эксплуатации (рис. 2, е). По окончании приработки τ_1 до наступления периода аварийного изнашивания τ_2 реакции опор по модулю выравниваются $|R_1| \approx |R_m| \approx |R_i| \approx |R_n|$. Максимально нагруженные опоры в процессе приработывания (неравномерного изнашивания) разгружаются за счет перераспределения нагрузки на опоры, нагруженные в начале эксплуатации минимально.

Выводы. Приработанная форма трущихся поверхностей деталей ДВС определяется на этапе проектирования на основании данных естественных износов деталей и расчетов изменения загруженности деталей в процессе эксплуатации. Проектирование приработанных трибосопряжений, с учетом модернизации и расширения технических возможностей производства, является перспективным направлением создания высоконадежных двигателей.

Библиографический список:

1. Коченов, В. А. Конструирование и эксплуатация автомобильных двигателей: монография. - Княгинино: Нижегородский государственный инженерно-экономический институт, 2009. - 163 с.
2. Патент 10785 РФ. Кривошипно-шатунный механизм / В. Н. Чекушин, В. А. Коченов, Л. А. Жолобов. - опубл. в БИ № 8,16.08.99.
3. Патент 10786 РФ. Цилиндропоршневая группа / В. Н. Чекушин, В. А. Коченов, Л. А. Жолобов. - опубл. в БИ № 8, 16.08.99.
4. Патент 10806 РФ. Подшипник скольжения / В. Н. Чекушин, В. А. Коченов, Л. А. Жолобов. - опубл. в БИ № 8, 16.08.99.
5. Патент 2079013 РФ. Подшипниковый узел скольжения / В. А. Коченов, Л. А. Жолобов. - опубл. в БИ № 5, 10.05.97.

DESIGN EARNED EXTRA TRIBOINTERFACES INTERNAL COMBUSTION ENGINES

V. A. Kochenov, the docent, the candidate of technical sciences, the Nizhniy Novgorod State agricultural Academy;

S. S. Kazakov, the senoir teacher of the Nizhniy Novgorod State engineering-economic Institute.

Annotation. On the basis of empirical researches of wear and theoretical researches of variation of loads design decisions of increase of durability and wear resistance tribointerfaces the mechanism and piston groups of details of interna combustion engines are while in service developed.

Keywords: durability, the wear resistance, natural wear, redistribution of a load, pressure, the area of slipping.