

КОНСТРУКТИВНЫЕ СРЕДСТВА ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ

Ключевые слова: давление, долговечность, естественный износ, износостойкость, площадь скольжения, трибосопряжение.

Аннотация. На основании закономерностей износа, изменения и перераспределения нагрузок в процессе эксплуатации, разработаны конструкторские решения повышения долговечности и износостойкости трибосопряжений кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы.

1. Гипотеза исследования

При разнообразии и разбросе факторов, определяющих долговечность и износостойкость, изменение износа и интенсивности износа в процессе эксплуатации имеет выраженный закономерный характер. Эксплуатация трибосопряжений характеризуется (рис. 1):

1) периодом приработки ($0 - \tau_1$) с высокой интенсивностью износа из-за несоответствия геометрических параметров вновь изготовленных трибосопряжений своим оптимальным, приработанным значениям;

2) периодом нормальной эксплуатации ($\tau_1 - \tau_2$) с минимально постоянной интенсивностью износа;

3) аварийным периодом ($>\tau_2$) с повышенной интенсивностью износа вследствие появления ударных нагрузок из-за предельного износа (зазора) трибосопряжения.

Гипотеза исследования основывается на сравнении долговечности и износостойкости действительного (И, u) и теоретического (I^1 , u^1) трибосопряжений. У теоретического сопряжения нет периода приработки – оптимальные, т.е. приработанные геометрические параметры пары трения создаются в процессе механической обработки трущихся поверхностей деталей.

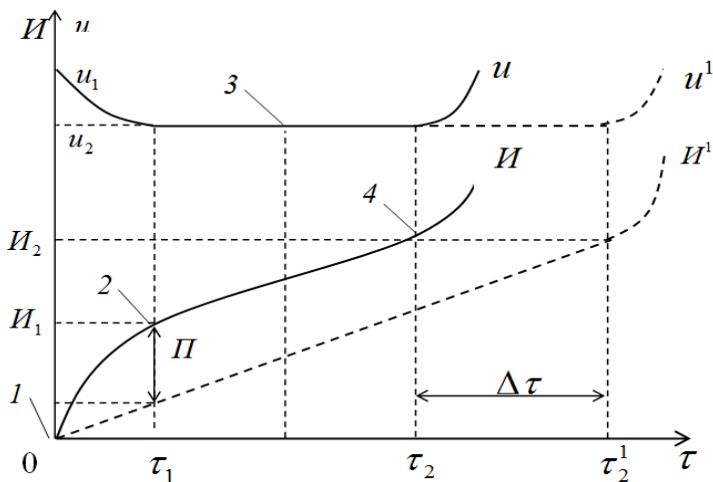


Рисунок 1 – Изменение износа I и интенсивности износа u от наработки τ :

1 – начало эксплуатации; 2 – окончание приработки и начало нормальной эксплуатации; 3 – середина периода нормальной эксплуатации, соответствующая минимальной интенсивности износа, 4 – начало аварийного износа

Анализ действительного и теоретического сопряжений проводится по следующим показателям:

- наработке периодов приработки и нормальной эксплуатации τ_1, τ_2, τ_2^1 ;
- износу приработки и предельному износу I_1, I_2 ;
- резерву повышения наработки $\Delta\tau = \tau_2^1 - \tau_2$;
- погрешности конструирования и изготовления $\Pi = I_1 - u_2\tau_1$.

Вследствие отсутствия периода приработки, ресурс теоретического – изготовленного с параметрами соответствующими приработанному, больше ресурса действительного неприработанного сопряжения.

2. Классификация износа деталей

Как правило, трущиеся поверхности деталей машин имеют выраженный, естественный, закономерный износ. Отклонения от естественного износа (неестественный износ) обусловлены: тяжелыми условиями работы без нарушения правил эксплуатации; нарушением технических условий – браком в изготовлении и в эксплуатации; несо-

вершенным проектированием вследствие недостаточной изученности проблемы и ошибочно определенными техническими условиями на изготовление и эксплуатацию. Анализируется износ деталей цилиндропоршневой группы ДВС (рис. 2).

Естественный износ цилиндра (рис. 2, а) характеризуется овальностью, конусообразностью, ступенчатостью, переменной интенсивностью износа ступеней в процессе эксплуатации. Овальность объясняется действием нормальной силы, определяющей «рабочие», изнашивающиеся поверхности цилиндра и поршня. Конусообразность – более тяжелыми условиями работы в верхней части цилиндра. Ступенчатость – зависимостью износа от компрессионных колец – ступени располагаются в верхней мертвой точке, число ступеней равно числу колец. Переменная интенсивность износа ступеней объясняется в начале эксплуатации интенсивным износом пары цилиндр–верхнее кольцо, потом износом этой пары, перераспределением нагрузок и повышением интенсивности износа пар цилиндр–нижние кольца.

Естественный износ поршня характеризуется неравномерным износом юбки, нагаром и прогоранием поверхности по оси поршневого пальца, неравномерным износом канавок под кольца. Износ юбки объясняется действием нормальной силы. Износ внизу юбки (рис. 2, б) наблюдается у поршней, вырабатывающих высокий ресурс. Износ поверхности, примыкающей к днищу поршня (рис. 2, в), является следствием неправильно определенных температурных деформаций, нарушений размеров деталей, перегрева двигателя. Износ юбки с двумя обособленными поверхностями наблюдается у поршней, работающих со стуком. Износ на рис. 2, г свидетельствует о большом размахе перекосов поршня и обуславливает повышенный расход масла на угар. Нагар и прогорание поршня объясняется плохой герметичностью трибосопряжений ЦПГ по оси пальца, особенно при положении замка компрессионных колец по оси пальца (рис. 2, д). Под действием давления газов кольцо разгибается, образуя зоны повышенных зазоров.

Неравномерный износ канавок объясняется их неравной удаленностью от камеры сгорания. Износ компрессионных колец характеризуется повышенным износом верхнего кольца, односторонним износом кольца по высоте и, как правило, большим износом кольца относительно износа канавки. Упругость и давление газов определяют изнашивающиеся поверхности кольца – это поверхность, составляющая пару трения с цилиндром и пару трения с нижней стенкой канавки поршня (рис. 2, е). В процессе эксплуатации на канавке образуется нагар, защищающий ее от изнашивания, но ухудшающий триботехни-

ческие свойства и увеличивающий односторонний износ кольца.

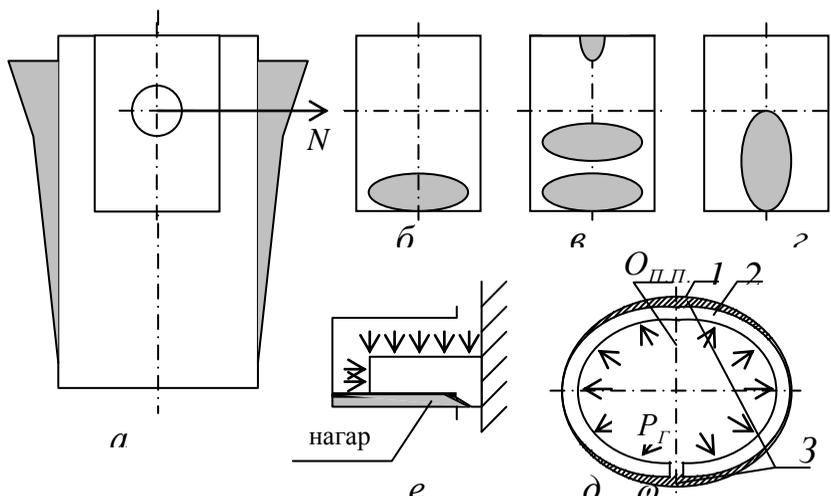


Рисунок 2 – Износ деталей цилиндропоршневой группы:
a – цилиндра; *б*, *в*, *г* – поршня; *д* – прорыв газов по оси поршневого пальца; *е* – образование нагара в трибосопряжении кольцо-канавка

Естественный износ шатунных сопряжений коленчатого вала характеризуется: равным износом сопряжений, относящихся к разным цилиндрам; односторонним износом 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 на сопряжение.

Износ коренных сопряжений характеризуется: неравномерным износом шейки; большим износом вкладыша, расположенного в крышке, – нижний вкладыш; разным износом сопряжений, относительно друг друга; меньшими отклонениями от округлости сопряжений находящихся рядом с маховиком. Неравномерный износ шейки, а также больший износ нижнего вкладыша, аналогично шатунному сопряжению, объясняется неравномерным нагружением в течение цикла. Разный износ сопряжений 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 [1, с. 626].

3. Проектирование геометрических параметров для трибосопряжений

Наибольшая нагруженность и максимальный износ трибосопряжений ДВС приходится при прохождении поршнем верхней мертвой точки между тактами сжатия и расширения (рис. 3, а). В этой точке, кроме высоких температур и нагрузок, нормальная сила N меняет направление, что приводит к перекладке поршня в цилиндре. Для плавности перекладки, поршни, как правило, изготавливаются с бочкообразным профилем образующей. Бочкообразными предлагается выполнять и компрессионные кольца (рис. 3, б). Бочкообразная форма обеспечит стабильную площадь скольжения и давление на трущиеся поверхности пар трения. Переменный зазор между кольцом и канавкой нужен для того, чтобы во время перекладки поршень не захватывал и не отрывал кольцо от цилиндра. Это уменьшит вероятность прорыва газов между кольцом и цилиндром, снизится сухое трение и задиры трущихся поверхностей, уменьшится ступенчатость износа зеркала цилиндра.

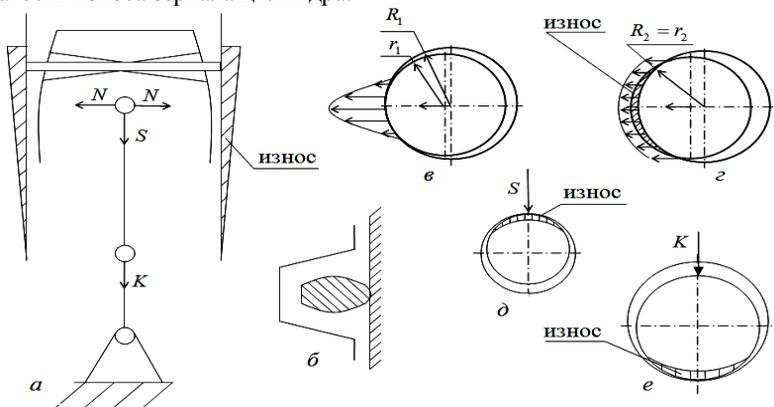


Рисунок 3 – Естественный износ и проектирование трибосопряжений: а – положение максимального износа деталей КШМ и ЦПГ; б – сопряжение поршень–кольцо–цилиндр с бочкообразным кольцом и переменным зазором между кольцом и канавкой; в, г – распределение нагрузки в неприработанном и приработанном сопряжении поршень–цилиндр; д, е – шатунное и коренное сопряжение коленчатого вала

Интенсивность износа dI/dt зависима от давления P на трущиеся поверхности: $dI/dt = kP^m$, где k , m – коэффициенты. Для уменьшения пиковых давлений, закономерных для ДВС, наиболее нагруженные секторы сопряжений должны иметь направленно увеличенную площадь скольжения. Например, в опорах коленчатых валов современных двигателей нижний вкладыш изготавливается без канавки для смазочного материала. За счет увеличения площади скольжения в момент максимальной нагрузки снижается давление на трущиеся поверхности. Аналогичного результата можно добиться приданием деталям геометрических параметров, соответствующих приработанным, т.е. изношенным. В секторе максимального износа (рис. 3, в), юбку поршня предлагается изготавливать радиусом, равным радиусу цилиндра (рис. 3 з). Аналогичная, приработанная форма предлагается и для шатунного и коренного сопряжений коленчатого вала (рис. 3, д, е).

4. Аппроксимация теоретических и натуральных исследований

Для повышения герметичности цилиндропоршневой группы, технические условия на сборку двигателя: 1) запрещают установку замков колец по оси пальца; 2) цилиндры с «технологической» овальностью из-за несовершенного изготовления зеркала рекомендуется устанавливать противоположно (перпендикулярно) изношенным. Целью сборки является создание в максимально изнашиваемых зонах сопряжения минимальных зазоров для отдаления аварийного периода эксплуатации и повышения долговечности ДВС.

Идея восстановления работоспособности трибосопряжений отражена на рис. 4. При выработке ресурса τ_2 , ограниченного предельным зазором S_2 , проводится операция, компенсирующая износ и сохраняющая приработанные параметры сопряжения. Восстановленное сопряжение снова эксплуатируется (кривая 2), отличаясь от нового меньшим зазором $S_1^1 < S_1$ и временем прирабатывания $\tau_1^1 < \tau_1$. Уменьшение достигается за счет «предыдущей» приработки пары трения.

Восстановление подшипниковых сопряжений заключается в подтяжке или замене вкладышей (рис. 5). Подтяжка применяется при действии на вал сил, имеющих постоянное направление относительно подшипника P_r (рис. 5 а, б, в). Вновь изготовленное сопряжение характеризуется малой площадью скольжения трущихся поверхностей и в рабочем положении является несоосным – ось подшипника O_3 не совпадает с осями вала O_1 и вращения O_2 (рис. 5, а). В процессе прирабатывания образуется новая форма подшипника, увеличивая площадь скольжения, и ось вновь образуемой трущейся поверхности подшип-

ника изменяет свое положение O_3^1 (рис. 5, б). Новая ось совпадает с осями вала O_1 и вращения O_2 и в рабочем положении узел трения становится соосным. Восстановление работоспособности заключается в удалении из разъема А-А части прокладок (рис. 5, в). Подтяжка, компенсируя износ, не уменьшает площадь скольжения и не нарушает достигнутую при «предыдущем прирабатывании» соосность трибосоприжения.

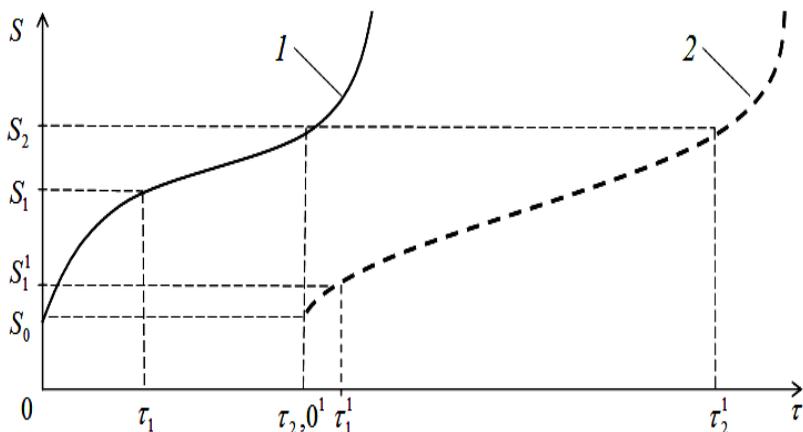


Рисунок 4 – Изменение зазора S от наработки τ нового 1 и восстановленного 2 сопряжений:

S_0, S_1, S_1^1, S_2 – зазоры начала эксплуатации, окончания приработки, начала аварийного изнашивания; $\tau_1, \tau_2, \tau_1^1, \tau_2^1$ – наработка периодов приработки и нормальной эксплуатации

Замена вкладышей применяется при действии сил, имеющих постоянное направление относительно вала P_j (рис. 5, з). Сопряжение является несоосным – ось вала O_1 не совпадает с осями подшипника O_3 и вращения O_2 . В процессе изнашивания образуется новая форма трущейся поверхности вала с осью O_1^1 , увеличивается площадь скольжения, достигается соосность узла трения (рис. 5, д). Приработка происходит за счет износа вала. После замены вкладышей износ компенсируется, уменьшается зазор, практически не нарушая площадь скольжения и соосность сопряжения [2, с. 198–201].

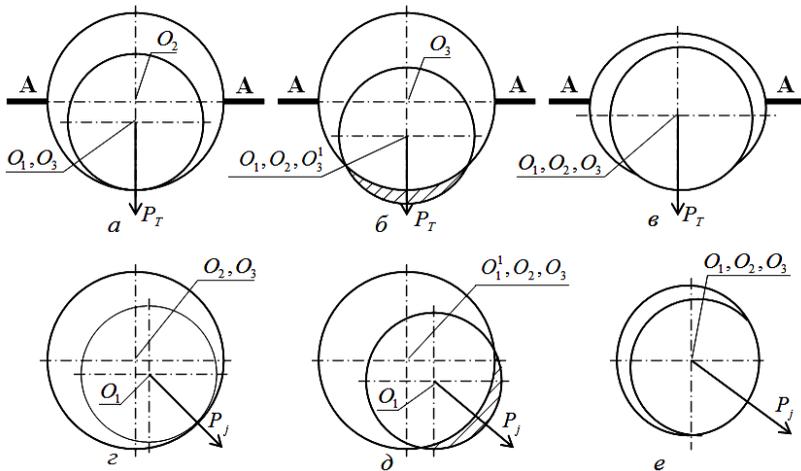


Рисунок 5 – Восстановление работоспособности подшипниковых узлов скольжения подтяжкой (а, б, в) и заменой вкладышей (г, д, е)

Эффективность восстановления работоспособности ЦПГ заменой колец без замены цилиндров исследуется на 4-тактном, 4-цилиндровом двигателе ЗМЗ-402 (рис. 6). В двух цилиндрах меняются поршни и кольца, в двух других только кольца. В цилиндрах со старыми поршнями приработка протекает интенсивнее. По окончании холодной обкатки компрессия в цилиндрах со старыми поршнями выше, чем в цилиндрах с новыми поршнями. Эффективность достигается за счет большего соответствия геометрических параметров трибосопряжений со старыми поршнями своим приработанным значениям.

Анализ натуральных исследований подтверждает правоту гипотезы теоретического исследования.

Проектирование приработанных трибосопряжений и соответствующие возможности производства трущихся поверхностей деталей уменьшат период приработки и повысят долговечность и износостойкость узлов трения.

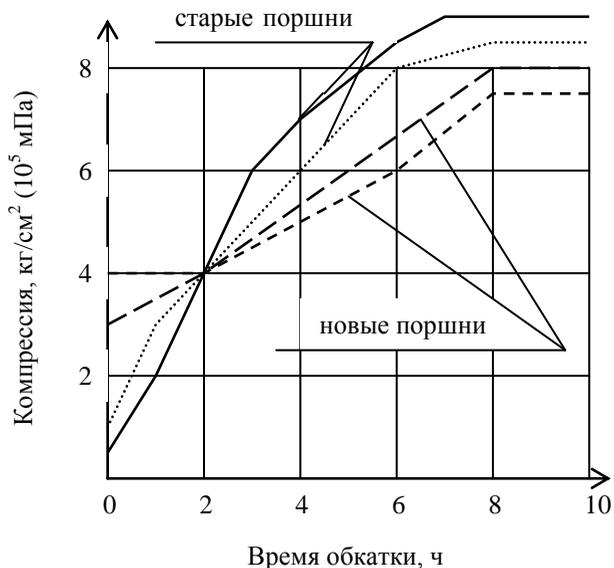


Рисунок 6 – Изменение компрессии в процессе холодной обкатки двигателя

ЛИТЕРАТУРА

1. Goeva V. V., Grishin N. E., Kazakov S. S., Kochenov V. A. Life and Wear of Frictional Couplings and Improved Compression Measurements in Internal Combustion Engines // Russian Engineering Research, 2013. Vol. 33. № 11. pp. 625–627.
2. Kochenov V. A. Natural Wear and Design of Frictional Components in Piston Engines // Russian Engineering Research, 2013. Vol. 33. № 4. pp. 197–202.

CONSTRUCTIVE MEANS OF INCREASE OF DURABILITY AND WEAR RESISTANCE OF FRICTION PAIRS

Keywords: *abrasion resistance, durability, friction pair, square sliding pressure, wear and tear.*

Annotation. *On the basis of regularities wear, modification and redistribution of loads during operation, developed design solutions increase of durability and wear resistance of friction pairs crank mechanism and a cylinder and piston group.*

АКАТОВ СЕРГЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ – магистрант, Нижегородский инженерно-экономический институт, Россия, Княгинино, (nikita.akatov.00@mail.ru).

AKATOV CERGEI ALEKSANDROVICH – master student, Nizhny Novgorod state engineering-economic institute, Russia, Knyaginino, (nikita.akatov.00@mail.ru).

ГОЕВА ВЕРА ВЛАДИМИРОВНА – доцент кафедры «Тракторы и автомобили», Нижегородский инженерно-экономический институт, Россия, Княгинино, (triamur@mail.ru).

GOEVA VERA VLADIMIROVNA – docent, Nizhny Novgorod state engineering-economic institute, Russia, Knyaginino, (triamur@mail.ru).

ГРУНИН КОНСТАНТИН ЕВГЕНЬЕВИЧ – преподаватель, Нижегородский инженерно-экономический институт, Россия, Княгинино, (konst.grunin2010@yandex.ru).

GRUNIN KONSTANTIN EVGENIEVICH – teacher, Nizhny Novgorod state engineering-economic institute, Russia, Knyaginino, (konst.grunin2010@yandex.ru).

КОЧЕНОВ ВЛАДИМИР АЛЕКСАНДРОВИЧ – кандидат технических наук, доцент, Нижегородская сельскохозяйственная академия, Россия, Нижний Новгород, (vakochenov@yandex.ru).

KOCHENOV VLADIMIR ALEKSANDROVICH – candidate of technical sciences, docent, Nizhny Novgorod Agricultural Academy, Russia, Nizhny Novgorod, (vakochenov@yandex.ru).
