

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А.О. Борисов, С.А. Загайко

Рассмотрены особенности моделирования изнашивания верхнего поршневого компрессионного кольца двигателя внутреннего сгорания с учетом его перемещений и вибраций в поршневой канавке двигателя и предложена методика оценочного расчета поршневого кольца на ресурс.

Сроком службы сложной технической системы является календарная продолжительность эксплуатации этой системы до разрушения или другого предельного состояния. Предельное состояние технической системы может устанавливаться по изменениям параметров, по условиям безопасности, по экономическим показателям, по устареванию, по необходимости первого капитального ремонта и т.п.

Выход из строя деталей и рабочих органов машин при нормальных условиях эксплуатации происходит вследствие различных видов физического износа: усталостных разрушений, ползучести материалов, механического износа, коррозии, эрозии, кавитации, старения материала и др.

Современное состояние теории рабочих процессов машин, наличие обширной экспериментальной техники для определения рабочих нагрузок и высокий уровень развития прикладной теории упругости при относительно хороших знаниях физических и механических свойств материалов позволяют обеспечить достаточную прочность деталей машин с большой гарантией от поломок их в нормальных условиях эксплуатации. Поэтому наиболее распространенной причиной выхода деталей и рабочих органов машин из строя является не поломка, а износ и повреждение рабочих поверхностей [1].

Именно поэтому прогнозирование величины износа (фактически ресурса) поршневых колец на стадии проектирования является небезынтесной областью в инженерных науках. Знание значения величины износа кольца (как детали, лимитирующей межремонтный промежуток) в установленный ресурс двигателя трудно переоценить. Давно известно, что какие-то ни было проблемы на стадии проектирования решить гораздо проще, надежнее, быстрее и, что немаловажно, дешевле, чем обнаружить недостатки на стадии испытаний или, что еще хуже, на стадии эксплуатации изделия. Не менее важна проблема достоверности результатов в модели-

ровании изнашивания объекта. Для повышения достоверности результатов в моделировании износа существует два пути. Исходя из формулы $U = I \cdot L$, где U – линейная величина износа [м], I – безразмерная величина износа, L – путь трения [м], нетрудно заметить, что, сократив ошибки в составляющих формулы, можно добиться желаемого результата. В данной статье был рассмотрен метод увеличения точности в определении пути, пройденным кольцом – L , не забывая при этом о корректном моделировании изменения величины безразмерного износа – I .

При составлении математической модели движения кольца возникла гипотеза, согласно которой кольцо, помимо основного движения, связанного с перемещением поршня, имеет относительные перемещения в канавке поршня, причем направление может не совпадать с направлением перемещения поршня. Поэтому величина перемещения может отклоняться в ту или иную сторону. Приведенные в статье математические модели описывают перемещение кольца и процесс его изнашивания.

Для уяснения физической сути теории вибрации кольца рассмотрим кольцевое уплотнение, состоящее из верхнего поршневого кольца и второго кольца, предположив, что гидравлическое сопротивление прохождению газа второго кольца эквивалентно сопротивлению нижнего комплекта (второго и нижележащих колец). Давление газа, подходящего к верхнему кольцу, обозначим через P_1 , давление газа в полости под первым кольцом – через P_2 , давление газа в картере – через P_3 .

Считаем, что газ вдоль лабиринтного уплотнения проходит практически без изменения температуры – изотермически. При этом температура газа равна среднему арифметическому температур поршня и цилиндра. Принимается, что снижение давления от P_1 до P_2 соответствует докритической скорости изотермического течения, т.е.

$$\frac{P_1}{P_2} < \sqrt{e} = 1,65. \quad (1)$$

При положении кольца в канавке, когда оно не лежит на какой-либо ее стороне, для прохода газа по верхней щели шириной Δ_e имеется площадь, которую примем равной

$$f_1 = \pi D \Delta_e, \quad (2)$$

в свою очередь площадь прохода газа под кольцом

$$f_2 = \pi D \Delta_n, \quad (3)$$

где D - диаметр цилиндра двигателя.

Площадь прохода газа, эквивалентная по сопротивлению площади всех нижележащих колец, обозначим через f_3 , а суммарный торцовый зазор между кольцом и канавкой – через $\theta = \Delta_e + \Delta_n$. Для упрощения написания и обобщения введем следующие обозначения:

$$\varphi = \frac{f_3}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}; \eta = b/D; \quad (4)$$

$$\psi = \Delta_e/D; \beta = \psi/4\varphi = f_3/f_1, \quad (5)$$

где b - высота поршневого кольца.

Целью исследования является установление закономерности движения кольца в канавке в направлении оси поршня X . Вдоль этой оси действуют следующие силы: давления газов P_g , инерции кольца P_j , трения P_f , тяжести P_m . Пользуясь принципом Даламбера, напишем:

$$P_2 + P_j + P_f + P_m = 0. \quad (6)$$

Для определения результирующей силы давления газа P_g находим перепад давлений сверху и снизу кольца. Количество газа, изотермически с докритической скоростью протекающего через щель площадью f_1 ,

$$dG_{1-2} = \mu_1 f_1 \sqrt{(2g/RT)} \ln(P_1/P_2) P_2 dt. \quad (7)$$

Количество газа, изотермически с критической скоростью вытекающего через щель площадью f_3 :

$$dG_{2-3} = 0,606 \mu_2 f_3 \sqrt{g/RT} P_2 dt, \quad (8)$$

где μ_1, μ_2 – коэффициенты истечения, которые для упрощения примем равными; g – ускорение свободного падения; R – газовая постоянная; T – абсолютная температура газа; t – время.

При установившемся движении газа, что принимаем в предположении, например, что при рассмотрении мгновенного положения поршня и кольца $dG_{1-2} = dG_{2-3}$. Поэтому, восп-

пользовавшись этими параметрами и найдя из уравнения P_2 , получим,

$$P_2 = P_1 / e^{0,184\beta^2}. \quad (9)$$

Воспользовавшись для отношения (1) выражением (9) получим после преобразования следующие условия:

$$\beta = f_3/f_1 = \varphi/4\psi < 1,65; \quad (10)$$

$$p_1/p_3 > 1,65 e^{0,184\beta^2}.$$

С учетом неравенства (10) условие превращается в более простое:

$$P_1/P_3 > 2,24. \quad (11)$$

Это справедливо для двигателей, у которых давление в картере $P_3 = 0,1$ МПа, а $P_1 > 2,24$ МПа. Распределение давлений на верхнюю и нижнюю торцовые поверхности кольца примем по закону трапеции и соответственно прямоугольника. При этом на кольцо действует результирующее давление газа:

$$\Delta p = 0,5(P_1 + P_2) - P_2 = 0,5(P_1 - P_2). \quad (12)$$

Подставив в это выражение значение P_2 из (9), получим:

$$\Delta P = 0,5 P_1 \left[1 - 1/e^{0,184(f_3/(\pi D \Delta_e))^2} \right]. \quad (13)$$

Результирующая сила давления газа:

$$P_g = \Delta P \pi (D - t) t. \quad (14)$$

Сила инерции кольца $P_j = -mj$, где масса кольца

$$m \approx \pi (D - t) t b \rho. \quad (15)$$

Ускорение кольца можно представить в виде суммы переносного ускорения (поршня) $j_{пер}$ и относительного ускорения $j_{отн}$.

Переносное ускорение

$$j_{пер} = \omega^2 R_{кр} (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (16)$$

где $\omega = \pi n/30$ - угловая скорость вращения коленчатого вала; n – частота вращения коленчатого вала; $R_{кр}$ – радиус кривошипа; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; α – угол поворота коленчатого вала из положения в.м.т.

Относительное ускорение кольца при движении по отношению к поршню:

$$j_{отн} = \frac{d^2 x_{отн}}{dt^2}. \quad (17)$$

Соответственно с выше изложенным

$$P_j = P_{j_{пер}} - m \frac{d^2 x_{отн}}{dt^2}, \quad (18)$$

$$\text{где } P_{j_{пер}} = -m \omega^2 R_{кр} (\cos \alpha + \lambda \cos \alpha). \quad (19)$$

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Подставляя силу P_j из выражения (18) в (6), получим

$$m \frac{d^2 x_{\text{омн}}}{dt^2} = P_{j_{\text{нер}}} + P_2 + P_f + P_m. \quad (20)$$

Уравнение (20) определяет относительное перемещение кольца в канавке поршня.

Необходимо отметить, что в периоды цикла до и после верхней мертвой точки, когда переносная сила инерции $P_{j_{\text{нер}}}$ отрицательна и превышает равнодействующую силы давления газа P_2 , трения и тяжести, правая часть последнего равенства отрицательна и, следовательно, отрицательно относительное ускорение $\frac{d^2 x_{\text{омн}}}{dt^2}$. При этом кольцо

может перемещаться по направлению к верхней поверхности канавки, вследствие чего уменьшится ширина Δ_e щели и площадь f_1 для прохода газа. Это снизит давление газа P_2 под кольцом (см. формулы (4), (5) и (9)), и равнодействующая давления газа P_2 (см. формулы (13) и (14)) увеличится и вместе с другими силами может превысить отрицательную силу инерции $P_{j_{\text{нер}}}$. В результате кольцо может отодвинуться от верхней поверхности канавки вниз. В увеличенную по ширине щель размером Δ_e снова будет поступать большее количество газа. Тогда давление газа повысится настолько, что большая по величине сила инерции $P_{j_{\text{нер}}}$ снова сдвинет кольцо вверх.

Таким образом, кольцо под действием сил перемещается в пределах величины θ иногда в противоход движению поршня до соударения с той или иной поверхностью канавки [2].

Основная трудность в познании физических закономерностей при изнашивании материалов, как уже отмечалось выше, заключается в том, что при трении поверхностные слои трущихся деталей подвержены сильному воздействию окружающей среды при одновременном механическом воздействии сопряженной поверхности. Известно, что физико-механические свойства материалов приповерхностных слоев отличаются от свойств основной массы материала, внутренних его структур. Учет физико-химических и механических факторов при рассмотрении разрушения поверхностных слоев тел при трении дает основание рассматривать процесс изнашивания как кумулятивный, т.е. суммирующий действие отдельных факторов при повторном многократном нагружении фрикционных связей до отделения частицы износа.

Этот вид изнашивания имеет место в самых разнообразных условиях узлов трения. В том числе закрытых от попадания абразивных частиц, не подверженных сильной коррозии и защищенных от микросхватывания. В основном только кумулятивный механизм разрушения объясняет изнашивание поверхности более твердого материала пары трения более мягким. Важную роль на изнашивании материала, помимо твердости и нагрузки, оказывают упругие свойства материала, режим работы (скорость, температура), внешние условия (смазка, окружающая среда) и конструктивные особенности узла.

При скольжении микронеровности по контртелу перед ней возникает лобовой валлик деформируемого материала, который находится под воздействием сжимающих напряжений. За микронеровностью вследствие сил трения материал растягивается. Таким образом, каждый элемент деформируемого материала испытывает знакопеременное деформирование. Многократные повторные деформации приводят к физическим и химическим изменениям поверхностного слоя и накоплению в нем повреждений, приводящим к отделению частиц износа.

Модельные эксперименты по скольжению сферического индентора под нагрузкой по кольцевой траектории показывают, что с увеличением количества проходов (циклов воздействия на элемент материала) материал разрушается не сразу, а после нескольких проходов. После отделения частиц износа и заглупления индентора опять в течение некоторого числа циклов на поверхности трения не происходит заметных изменений.

Приведенное напряжение σ_{np} на контакте, при котором происходит отделение частиц износа, пропорционально удельной силе трения τ :

$$\sigma_{np} = k\tau = kf_m p_r, \quad (21)$$

где k – коэффициент, характеризующий напряженное состояние на контакте, зависит от природы материала; f_m – молекулярная составляющая коэффициента трения; p_r – фактическое давление.

Износ обычно характеризуют линейной интенсивностью изнашивания:

$$I = \frac{V_{\Sigma}}{A_a L} = \frac{U}{L}, \quad (22)$$

где V_{Σ} – объем материала, удаленного на пути трения L ; A_a – номинальная площадь контакта; L – путь трения.

Учитывая, что в трении участвует только фактическая площадь касания, введем поня-

тие удельного износа по аналогии с выражением (22):

$$i_h = \frac{V_D}{A_r d}, \quad (23)$$

где d – средний диаметр пятна контакта касания; V_D – объем материала, удаленного с фактической площади контакта A_r при сдвиге на путь d (в результате одного акта взаимодействия неровностей).

Разделив выражение (22) на (23) и преобразуя, получим:

$$I = i_h \frac{A_r}{A_a} = i_h \frac{P_a}{P_r}. \quad (24)$$

где P_a – номинальное давление.

На один акт взаимодействия неровностей приходится следующая толщина изношенного слоя:

$$V_D = \frac{U_v}{n}, \quad (25)$$

где n – число циклов, приводящее к отделению объема материала U_v .

Шероховатая поверхность моделируется набором шаровых сегментов одинакового радиуса, расположенных по высоте так, что распределение материала в поверхностном слое модели и реальной поверхности описывается одинаковой опорной кривой (характеризует распределение материала по высоте шероховатого слоя). Взаимным влиянием неровностей пренебрегаем, так как в большинстве реальных сопряжений плотность контакта мала и приближенно может быть оценена по отношению номинального давления к твердости более мягкого материала пары трения.

Полагаем в первом приближении, что в деформировании участвует только объем внедрившихся неровностей:

$$U_v = \int_0^h A_r dh = A_c R_{\max} \int_0^\varepsilon b \varepsilon^\nu d\varepsilon = \frac{A_r h}{\nu + 1}. \quad (26)$$

где R_{\max} – наибольшая высота неровностей профиля; ν , b – параметры опорной кривой; ε – относительное сближение.

Подставив формулу (26) в (23) с учетом (25), получим:

$$i_h = \frac{h}{(\nu + 1)dn}. \quad (27)$$

Применительно к неровностям, моделированным сферическими сегментами, для единичной неровности: $d \approx \sqrt{2rh}$.

Тогда:

$$\frac{h}{d} \approx 0,7 \sqrt{\frac{h}{r}}.$$

Для множественного контакта получаем основное уравнение для расчета износа:

$$I = K_1 \alpha \sqrt{\frac{h}{r}} \frac{P_a}{P_r} \frac{1}{n}, \quad (28)$$

где K_1 – множитель, определяемый геометрической конфигурацией и расположением по высоте единичных неровностей на поверхностях твердых тел (обычно $K_1 \approx 0,2$); $\alpha = A_a/A_r$ – коэффициент перекрытия.

В результате преобразований основное уравнение (28) для упругого контакта примет вид:

$$I = K_1 \alpha 2^{\frac{1}{2\nu}} P_a P_c^{\frac{1}{2\nu}} p_r^{t_y - 1} \frac{1}{2\nu} \Delta^{\frac{1}{2}} \left(\frac{kf_m}{\sigma_0} \right)^{t_y}, \quad (29)$$

где Δ – шероховатость; t_y – параметр кривой фрикционной усталости; P_c – контурное давление на контакте.

Запишем формулу для расчета интенсивности изнашивания приработанных поверхностей. Фактическое давление на контакте:

$$P_r \approx 0,7 \sqrt{\frac{\tau_0 E}{\alpha_s}}, \quad (30)$$

где τ_0 – фрикционный параметр; E – модуль упругости материала; α_s – коэффициент гистерезисных потерь.

Шероховатость, устанавливающаяся после завершения процесса приработки поверхностей, оценивают по формуле:

$$\Delta \approx \frac{15 \tau_0^{5/4}}{E^{3/4} P^{1/2}}. \quad (31)$$

Подставив формулу (30), (31) в (29), получим окончательно:

$$I = K_2 15^{\frac{t_y}{5}} \alpha K_{iv} P E^{\frac{t_y - 1}{2}} \tau_0^{1/2} \frac{1}{\alpha_s^{1/2}} \left(\frac{kf_m}{\sigma_0} \right)^{t_y}, \quad (32)$$

где K_{iv} – поправочный коэффициент, учитывающий число циклов до отделения частицы износа.

Формула (32) является расчетным уравнением для износа кольца [3].

Приведем некоторые результаты расчетов мгновенных износов и перемещения кольца в поршневой канавке, полученных расчетом на режимах работы двигателя с противоположно-движущимися поршнями ЭМ-42 по внешней скоростной характеристике и частичных нагрузках. Расчет проводился

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

методом имитационного математического моделирования в системе имитационного моделирования двигателей внутреннего сгорания «Альбея» [4, 5, 6], разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Уфимского государственного авиационного технического университета.

На рис. 1 изображено перемещение верхнего поршневого кольца в поршневой канавке поршня двигателя ЭМ-42 по углу поворота коленчатого вала при работе его на полной нагрузке и частоте вращения 5000 об/мин. Из рисунка хорошо видно, что при работе двигателя в определенные моменты происходит вибрация кольца в поршневой канавке, что неблагоприятно сказывается на работе двигателя и самого поршневого кольца.

На рис. 2 и 3 показаны зависимости циклового износа верхнего поршневого кольца в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

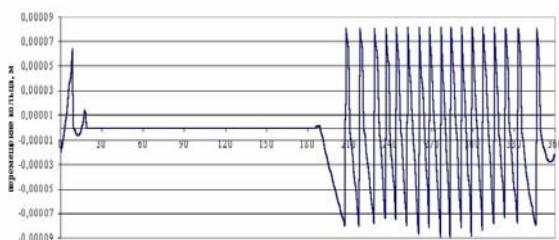


Рис. 1. Перемещение поршневого кольца в поршневой канавке по углу поворота коленчатого вала двигателя

Таким образом, используя предложенные математические модели износа поршневых компрессионных колец, можно прогнозировать их ресурс на этапе проектирования двигателей внутреннего сгорания. Это позволит сократить процесс экспериментальной доводки цилиндропоршневой группы, являющейся основным узлом трения ДВС.

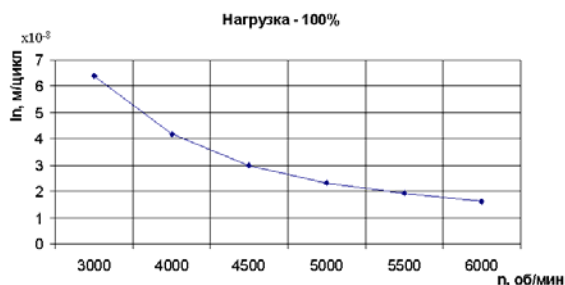


Рис. 2. Зависимость циклового износа поршневого кольца от скоростного режима работы двигателя ЭМ-42

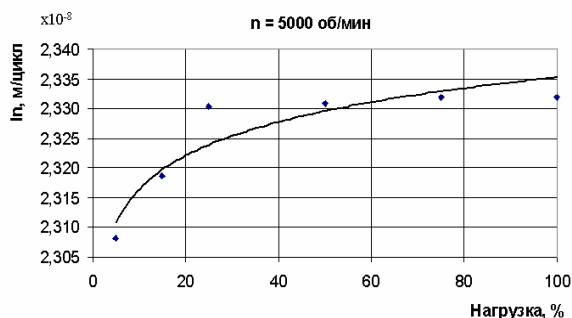


Рис. 3. Зависимость циклового износа поршневого кольца от нагрузки двигателя ЭМ-42

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
2. Гинцбург Б.Я. Теория поршневого кольца. – М.: Машиностроение, 1979. – 247 с.
3. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн.1 // Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 400 с.
4. Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста: Учебное пособие // В.Г. Горбачев, С.А. Загайко, Н.В. Рудая, Б.П. Рудой, С.Б. Щербаков; Уфимск. госуд. авиац. техн. ун-т. - Уфа, 1995. – 112 с.
5. Губайдуллин И.С., Загайко С.А., Рудая Н.В., Рудой Б.П., Хисматуллин К.А. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания в интерактивной системе имитационного моделирования «Альбея» // Уфимск. гос. авиац. тех. ун-т. - Уфа, 1997. – 43 с.
6. Загайко С.А. Моделирование механических потерь ДВС в системе имитационного моделирования «Альбея» // Уфимск. гос. авиац. тех. ун-т. - Уфа, 1996. – 74 с.