

УДК 621.822-242.3.001.573:004.43

С. А. ЗАГАЙКО

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Рассмотрены особенности моделирования изнашивания верхнего поршневого компрессионного кольца двигателя внутреннего сгорания с учетом его перемещений и вибраций в канавке поршня ДВС и предложена методика оценочного расчета поршневого кольца на ресурс. *Поршневое кольцо; изнашивание; 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 их поломки 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 небезынтересной областью в инженерных науках. Знание значения величины износа кольца (как детали, лимитирующей межремонтный промежуток) в установленный ре-

сурс 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 моделировании 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, пройденного 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 математические модели описывают перемещение кольца и процесс его изнашивания.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОЛЬЦА В ПОРШНЕВОЙ КАНАВКЕ

Для уяснения физической сути теории вибрации кольца рассмотрим схему кольцевого

уплотнения (рис. 1), состоящего 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 p_1 , давление газа в полости под первым кольцом — p_2 , давление газа в картере — 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 показанном положении кольца в канавке, когда оно не лежит на какой-либо ее стороне, для прохода газа по верхней щели шириной Δ_B имеется площадь, которую прием равной

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

в свою очередь площадь прохода газа под кольцом

$$f_2 = \pi D \Delta_H. \quad (3)$$

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

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

$$\psi = \frac{\Delta_B}{D}; \quad \beta = \frac{\psi}{4\varphi} = \frac{f_3}{f_1}. \quad (5)$$

Целью исследования является установление закономерности движения кольца в канавке в направлении оси поршня X , которую направим вниз (рис. 2). Вдоль этой силы действуют следующие силы: давления газов P_Γ , инерции кольца P_j , трения P_f , тяжести P_T . Пользуясь принципом Даламбера, напишем:

$$P_\Gamma + P_j + P_f + P_T = 0. \quad (6)$$

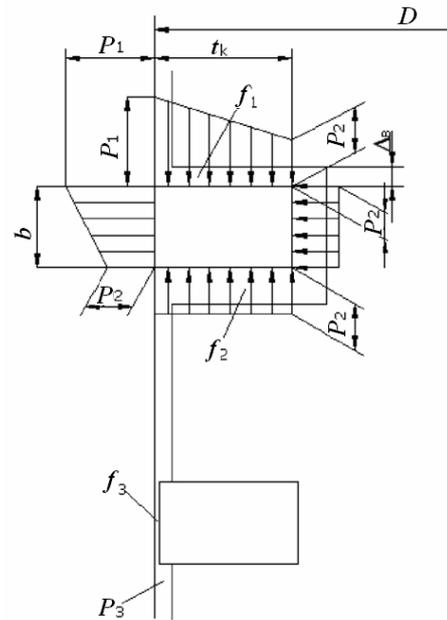


Рис. 1. Схема расчета вибрации поршневого кольца

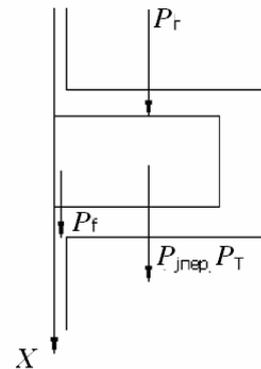


Рис. 2. Силы, действующие на кольцо вдоль оси поршня

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

$$dG_{1-2} = \mu_1 f_1 \sqrt{\left(\frac{2g}{RT}\right) \ln \frac{p_1}{p_2}} p_2 dt. \quad (7)$$

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

$$dG_{2-3} = 0,606 \mu_2 f_3 \sqrt{\frac{g}{RT}} p_2 dt, \quad (8)$$

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, воспользовавшись этими параметрами и найдя из уравнения p_2 , получим

$$p_2 = \frac{p_1}{e^{0,184\beta^2}}. \quad (9)$$

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

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

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

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

$$\frac{p_1}{p_3} > 2,24. \quad (11)$$

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 (см. рис. 1). 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:

$$\Delta p = 0,5p_1 \left[1 - 1/e^{0,184(f_3/(\pi D \Delta_B))^2} \right]. \quad (13)$$

Результирующая сила давления газа:

$$P_\Gamma = \Delta p \pi (D - t)t. \quad (14)$$

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

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

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

Переносное ускорение

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

где $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость вращения коленчатого вала;

n — частота вращения коленчатого вала;

$R_{\text{кр}}$ — 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:

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

Соответственно с выше изложенным

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

где

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

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

$$m \frac{d^2 x_{\text{отн}}}{dt^2} = P_{j_{\text{пер}}} + P_\Gamma + P_f + P_T. \quad (20)$$

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 $P_{j_{\text{пер}}}$ отрицательна (направлена вверх) и превышает равнодействующие силы давления газа P_Γ , трения и тяжести, правая часть последнего равенства отрицательна и, следовательно, отрицательно относительное ускорение $\frac{d^2 x_{\text{отн}}}{dt^2}$. При этом кольцо может перемещаться по направлению к верхней поверхности канавки, вследствие чего уменьшится ширина Δ_B 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_Γ (см. формулы (13) и (14)) увеличится и вместе с другими силами может превысить отрицательную силу инерции $P_{j_{\text{пер}}}$. В результате кольцо может отодвинуться от верхней поверхности канавки вниз. В увеличенную по ширине щель размером Δ_B снова будет поступать большее количество газа. Тогда давление газа повысится настолько, что большая по величине сила инерции $P_{j_{\text{пер}}}$ 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].

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИЗНОСА КОЛЬЦА

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 при поверхностных слоях 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 узлах 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, например, резиновое или пластмассовое уплотнение изнашивает стальную поверхность.

Опыты показывают, что важную роль в изнашивании материала, помимо твердости и нагрузки, играют упругие свойства материала, режим работы (скорость, температура), внешние условия (смазка, окружающая среда) и конструктивные особенности фрикционного узла.

При скольжении микронеровности по контртелу перед ней возникает лобовой валик 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 воз-

действия 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 $\sigma_{\text{пр}}$ на контакте, при котором происходит отделение частиц износа, пропорционально удельной силе трения τ :

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

где k — коэффициент, характеризующий напряженное состояние на контакте, зависит от природы материала (для хрупких материалов $k = 5$, для высокоэластичных $k = 3$);

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 понятие удельного износа по аналогии с выражением (22):

$$i_h = \frac{V_{\text{Д}}}{A_r d}, \quad (23)$$

где d — средний диаметр пятна контакта касания;

$V_{\text{Д}}$ — 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:

$$V_{\text{Д}} = \frac{U_{\nu}}{n}, \quad (25)$$

где n — число циклов, приводящее к отделению объема материала U_{ν} .

Рассмотрим контактирование абсолютно твердого тела с шероховатой поверхностью перемещающегося по гладкой поверхности упруго деформируемого изнашиваемого контртела. 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:

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

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:

$$I = K_1 \alpha \sqrt{\frac{h p_a}{r p_r n}}, \quad (28)$$

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:

$$I = K_1 \alpha 2^{\frac{1}{2\nu}} p_a p_c^{\frac{1}{2\nu}} p_r^{t_y - 1 - \frac{1}{2\nu}} \Delta^{\frac{1}{2}} \left(\frac{k f m}{\sigma_0} \right)^{t_y}, \quad (29)$$

где Δ — шероховатость;

t_y — параметр кривой фрикционной устойчивости;

p_c — контурное давление на контакте.

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

$$p_r \approx 0,7 \sqrt{\frac{\tau_0 E}{\alpha_\Gamma}}, \quad (30)$$

где τ_0 — фрикционный параметр;

E — модуль упругости материала;

α_Γ — коэффициент гистерезисных потерь.

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

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

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

$$I = K_2 15^{\frac{2t_y}{5}} \alpha K_{tv} p E^{\frac{t_y}{2} - 1} \tau_0^{\frac{1}{2}} \frac{1}{\alpha_\Gamma^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{k f m}{\sigma_0} \right)^{t_y}, \quad (32)$$

где K_{tv} — поправочный коэффициент, учитывающий число циклов до отделения частицы износа.

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

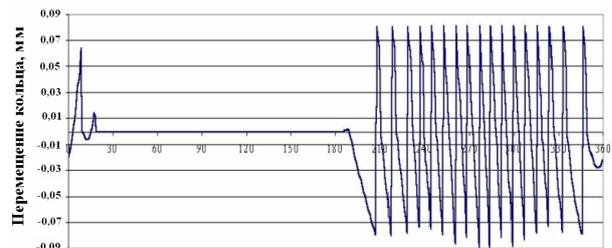


Рис. 3. Перемещение поршневого кольца в поршневой канавке по углу поворота коленчатого вала двигателя

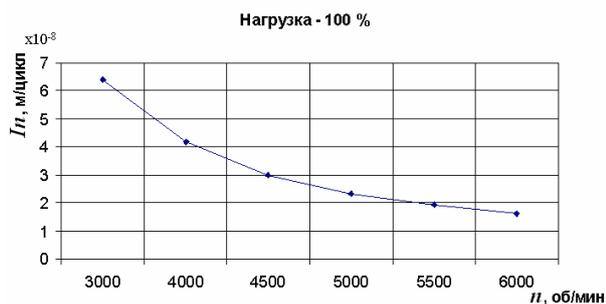


Рис. 4. Зависимость циклового износа поршневого кольца от скоростного режима работы малоразмерного двухтактного двигателя

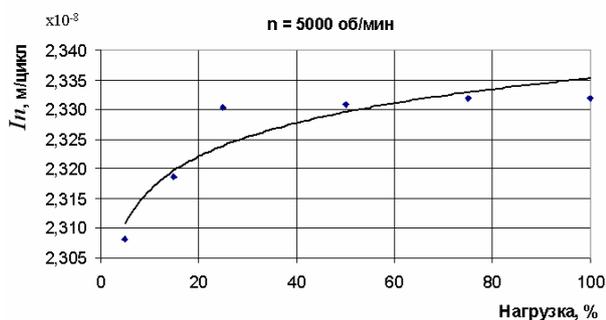


Рис. 5. Зависимость циклового износа поршневого кольца от нагрузки малоразмерного двухтактного двигателя

Приведем некоторые результаты расчетов мгновенных износов и перемещения кольца в поршневой канавке, полученных расчетом на режимах работы малоразмерного двухтактного двигателя с противоположно-движущимися поршнями по внешней скоростной характеристике и частичных нагрузках. Расчет проводился 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. 3 изображено перемещение верхнего поршневого кольца в поршневой канавке поршня двигателя 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. 4 и 5 показаны зависимости циклового износа верхнего поршневого кольца в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы 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 цилиндра-поршневой группы, являющейся основным узлом трения ДВС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гаркунов, Д. Н.** Триботехника / Д. Н. Гаркунов. М. : Машиностроение, 1985. 424 с.
2. **Гинцбург, Б. Я.** Теория поршневого кольца / Б. Я. Гинцбург. М. : Машиностроение, 1979. 247 с.
3. **Трение, изнашивание и смазка** : справ. Кн. 1. М. : Машиностроение, 1979. 400 с.
4. **Горбачев, В. Г.** Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста : учеб. пособие / В. Г. Горбачев, С. А. Загайко, Н. В. Рудая [и др.]. Уфа : УГАТУ, 1995. 112 с.
5. **Губайдуллин, И. С.** Методические указания по моделированию рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания в интерактивной системе имитационного моделирования «Альбея» / И. С. Губайдуллин, С. А. Загайко, Н. В. Рудая [и др.]. Уфа : УГАТУ, 1997. 43 с.
6. **Загайко, С. А.** Моделирование механических потерь ДВС в системе имитационного моделирования «Альбея» / С. А. Загайко. Уфа : УГАТУ, 1996. 43 с.

ОБ АВТОРЕ



Загайко Сергей Андреевич, доц. каф. ДВС. Дипл. инженер (УАИ, 1987). Канд. техн. наук по тепл. двигателям (УГАТУ, 1993). Иссл. в обл. трения и изнашивания пар трения ДВС.