

С. А. Загайко

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ДВС**

Рассмотрены особенности математического моделирования изнашивания гильзы цилиндра, поршневых колец и юбки поршня двигателя внутреннего сгорания. Проведена апробация модели на основе ресурсных испытаний двигателя внутреннего сгорания. *Гильза цилиндра, поршневое кольцо, математическое моделирование, изнашивание*

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) деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) на стадии проектирования является небезынтесной областью в инженерных науках. Например, знание значения величины износа кольца (как детали, лимитирующей межремонтный промежуток) и 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. В связи с вышесказанным в данной статье сделана попытка моделирования изнашивания деталей ЦПГ с целью определения ресурса по износу этих деталей на стадии проектирования.

На основе существующих теорий о трении [2–4] была построена математическая модель процесса фрикционного взаимодействия, адаптированная под условия работы деталей ЦПГ ДВС, проведена ее идентификация. Данная модель определяла мгновенную интенсивность изнашивания в парах трения «поршневое кольцо – гильза цилиндра» и «юбка поршня – гильза цилиндра». Суть модели заключалась в том, что абсолютная величина износа определялась произведением интенсивности изнашивания на путь трения, которые проходили поршневые кольца и юбка поршня за расчетный шаг моделирования по времени. Чтобы получить распределение величин износов по длине гильзы цилиндра, последняя делилась на 50 зон. Количество зон может варьироваться. Далее в каждый момент времени определялось положение колец и юбки поршня и оценивалось, в какую расчетную зону на гильзе цилиндра попадала каждая из деталей ЦПГ. Именно в эту зону и осуществлялось суммирование абсолютных значений износов. Моделирование осуществлялось за цикл работы двигателя. Далее был составлен алгоритм и разработана программа расчета величин износа цилиндра, поршневых колец и поршня двигателя.

**АЛГОРИТМ РАСЧЕТА  
ИНТЕНСИВНОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ**

Последовательность выполнения расчетов и вспомогательных процедур, при определении величин износа цилиндра, поршневых колец и поршня, выглядит следующим образом, показанном в блок-схеме на рис. 1:

1. Чтение и инициализация входных констант.

2. Чтение и инициализация двумерных массивов отсортированных значений угла поворота коленчатого вала  $up[t][c]$  и соответствующих им значений индикаторного давления  $pp[t][c]$  из файла теплового расчета, в котором задаются угол поворота коленчатого вала, давление и температура в рабочей камере, где  $t$  – номер расчетного такта работы двигателя,  $c$  – номер расчетной точки цилиндра. Сортировка значений необходима, во-первых, для перехода от дискрета значений по углу поворота коленчатого вала к дискрету по ходу поршня (переход к линейной системе координат); во-вторых, для разделения хода поршня на 101 расчетную точку с шагом, равным сотой доле хода поршня; в-третьих, для упрощения дальнейшего алгоритма расчета. Блок-схема данного шага алгоритма приведена на рис. 2.

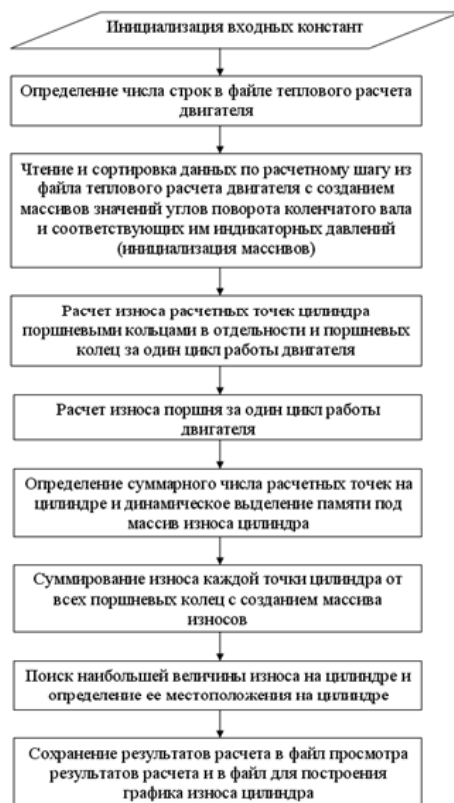


Рис. 1. Обобщенная блок-схема программы вычисления износов цилиндра, поршневых колец и юбки поршня

3. Предварительное «обнуление» объявленного массива износов поршневых колец:  $Ur[i] = 0$ , где  $Ur[i]$  – износ  $i$ -го кольца. Предварительная инициализация необходима для дальнейшего использования элементов массива в операциях сложения.

4. Расчет износа цилиндра кольцами и колец за один цикл работы двигателя. Расчет производится внутри циклов: по каждой расчетной точке, по каждому поршневому кольцу и по каждому номеру такта. Два последних цикла являются вложенными. Блок-схема расчета представлена на рис. 3. Внутри циклов вызывается функция определения интенсивностей изнашивания. Алгоритм работы функции представляется следующим образом:

а) определение скорости движения поршня по приближенной формуле

$$V \approx R \cdot \omega \cdot \left( \sin \alpha + \frac{R}{L} \cdot \sin 2 \cdot \alpha \right),$$

где  $R$  – радиус кривошипа коленчатого вала двигателя,  $L$  – длина шатуна двигателя,  $\omega$  – частота вращения коленчатого вала в радианах в секунду,  $\alpha = up[t][c]$  – значение угла поворота коленчатого вала на данном шаге. Если скорость принимает нулевое значение, то считается, что износ в этот момент равен 0, что не оказывает влияния на точность вычисления интенсивности изнашивания;

б) вычисление толщины смазочного слоя по формуле

$$So = 0,88534 \cdot \left[ \frac{\eta \cdot |V| \cdot \sqrt{\rho}}{p} \right]^2,$$

где  $V$  – скорость поршня,  $\rho$  – радиус скругления кромки поршневого кольца,  $p$  – радиальное давление поршневого кольца на цилиндр. Величину скорости поршня необходимо брать по модулю;

в) определение относительной толщины смазочного слоя по формуле

$$\lambda = \frac{So}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}},$$

где  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  – средние арифметические отклонения неровностей профилей от средней линии поверхностей цилиндра и кольца;

г) определение упругой постоянной менее жесткого материала по формуле

$$\Theta = \frac{1 - \mu^2}{E},$$

в которую входят параметры менее жесткого материала;

д) определение комплексного параметра шероховатости

$$\Delta_c = \frac{R_{\max c}}{r_c \cdot b_c^{1/v_c}} \text{ – для поверхности цилиндра;}$$

$$\Delta_r = \frac{R_{\max r}}{r_r \cdot b_r^{1/\nu_r}} - \text{для поверхности поршневого}$$

кольца, где  $R_{\max c}$  и  $R_{\max r}$  – наибольшие высоты неровностей профилей поверхностей цилиндра и кольца соответственно;  $r_c$  и  $r_r$  – радиусы единичных микронеровностей поверхностей цилиндра и кольца соответственно;  $b_c$  и  $b_r$  – параметры кривой опорной поверхности соответственно цилиндра и кольца;  $\nu_c$  и  $\nu_r$  – соответственно параметры степенной аппроксимации кривых опорных поверхностей цилиндра и кольца.

При определении коэффициента трения используется комплексный параметр шероховатости  $\Delta$  более грубой поверхности, т.е.

$$\Delta = \max \{ \Delta_c, \Delta_r \};$$

е) определение молекулярных составляющих коэффициентов трения и интенсивностей изнашивания.

Если  $\lambda \leq 1$  (граничная смазка), то молекулярная составляющая коэффициента трения определяется по формуле для упругого ненасыщенного граничного контакта

$$f_m = 2,4 \cdot \tau_0 \cdot \frac{\Theta^{0,8}}{p^{0,2} \cdot \Delta^{0,4}} + \beta,$$

где  $\tau_0$  – напряжение сдвига на фрикционном контакте «цилиндр – поршневое кольцо»,  $\beta$  – коэффициент упрочнения молекулярной связи при фрикционном контакте цилиндра с кольцом,  $p$  – номинальное давление на контакте, определяемое по формуле

$$p = pp[t][c] \cdot d \cdot d_0 + p_a,$$

где  $d$  – множитель, понижающий давление газов над расчетным поршневым кольцом,  $d_0$  – множитель, понижающий давление газов под дроселирующим зазором между головкой поршня и цилиндром.

Интенсивности изнашивания кольца и цилиндра, при этом, определяются по формуле

$$I_h = K_h \cdot (0,5)^{t \cdot \frac{2\nu-1}{2\nu}} \cdot p^{1 + \frac{t}{2\nu+1}} \cdot E^{2\nu+1} \cdot \Delta^{\frac{\nu t}{2\nu+1}} \left[ \frac{K_n \cdot f_m}{\sigma_0} \right]^t,$$

в которую подставляются параметры рассчитываемой поверхности.

Если  $1 < \lambda \leq 3$  (полужидкостная смазка), то вычисления проводятся по тем же формулам, но значение номинального давления корректируется на величину давления гидроразгрузки контакта.

Если  $\lambda > 3$  (гидродинамическая смазка), то интенсивности изнашивания принимаются равными нулю.

5. По окончании каждого цикла расчета вычисляется износ  $c$ -й точки цилиндра от  $i$ -го кольца (износ суммируется по тактам) и износ  $i$ -го кольца соответственно по формулам:

$$U_c [i][c] = U_{c0} + I_{ci} \cdot h_r,$$

$$U_r [i] = U_r [i] + I_{ri} \cdot \frac{R}{50},$$

где  $U_{c0}$  – сумма износов  $c$ -й точки цилиндра от  $i$ -го кольца на предыдущих тактах,  $h_r$  – высота поршневого кольца,  $I_{ci}$  и  $I_{ri}$  – интенсивности изнашивания соответственно цилиндра и кольца,  $R/50$  – путь трения на расчетном шаге.

6. Таким же образом, как и для колец, вычисляется износ поршня. Однако здесь есть несколько особенностей. В отличие от предыдущих расчетов значение давления юбки поршня на стенку цилиндра принимается равным

$$p = \left( (pp[t][c] - p_{\text{кшм}}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} - M \cdot j \right) \cdot \frac{\text{tg} \beta_{\text{ш}}}{h_p \cdot D},$$

где  $p_{\text{кшм}}$  – давление газов в кривошипной камере двигателя,  $D$  – диаметр поршня,  $M$  – масса возвратно-поступательно движущихся частей,  $h_p$  – длина контактирующей части юбки поршня.

Ускорение поршня

$$j = R \cdot \omega^2 \cdot \left( \cos \alpha + \frac{R}{L} \cos 2 \cdot \alpha \right).$$

Угол наклона оси шатуна относительно оси цилиндра

$$\beta_{\text{ш}} = \arcsin \left( \frac{R}{L} \sin \alpha \right).$$

7. Износ поршня вычисляется сложением его износов на каждом расчетном шаге, причем расчет ведется для той стороны поршня, которая прилегает к стенке цилиндра в начале такта рабочего хода (т.е. при  $p > 0$ ). Износ на расчетном шаге вычисляется по формуле

$$U_p = I_{pi} \cdot \frac{R}{50},$$

где  $I_{pi}$  – интенсивность изнашивания поршня на расчетном шаге,  $R/50$  – путь трения на расчетном шаге.

8. Суммирование износа расчетных точек цилиндра от всех поршневых колец. Сложение производится с учетом того, что не все точки цилиндра изнашиваются одним и тем же количеством колец: чем ближе расчетная точка к ВМТ или НМТ, тем меньшее число колец ее

изнашивает. Поэтому число расчетных точек на этом шаге увеличивается на количество точек, умещающихся в промежутке между серединой верхнего поршневого кольца и серединой самого нижнего поршневого кольца, т.е.

$$i_{\Sigma} = 100 + \frac{a}{R/50},$$

где  $a$  – расстояние между серединами самого верхнего и самого нижнего поршневых колец.

9. Определение наибольшей величины износа цилиндра и его расположения относительно ВМТ верхнего поршневого кольца. Наибольшая величина износа определяется перебором массива износа точек цилиндра  $U[i_{\Sigma}]$ , а расстояние до найденной точки определяется по формуле

$$a_{\max} = i_{\max} \cdot \frac{R}{50},$$

где  $i_{\max}$  – порядковый номер в массиве величин износа точки с максимальным износом.

10. Запись результатов расчета в файлы: файл для просмотра результатов и файл для построения графика вспомогательной программой.

### БЛОК-СХЕМЫ РАСЧЕТА ИНТЕНСИВНОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ

Ниже представлены блок-схемы программы расчета величин износа. На рис. 1 представлена обобщенная схема программы, показывающая последовательность выполнения ее отдельных составляющих. Блок-схемы наиболее сложных составляющих программы представлены на рис. 2–4. В представленных блок-схемах принята следующая система условных обозначений:  $\alpha_0, p_0$  – промежуточные значения угла ПКВ и индикаторного давления соответственно;  $\alpha i, pi$  – значения угла ПКВ и индикаторного давления, считанные из файла теплового расчета;  $t, c, i, k$  – счетчики соответственно тактов, точек цилиндра, числа считанных из файла теплового расчета значений, числа поршневых колец;  $dS$  – величина расчетного шага;  $z$  – число поршневых колец;  $Sp$  – расстояние от ВМТ до текущего положения поршня;  $dSp$  – путь, пройденный поршнем, от начала расчетного шага до текущего положения;  $\omega$  – частота вращения коленчатого вала в радианах в секунду;  $upkv$  – угол ПКВ в радианах;  $V$  – скорость поршня;  $count$  – число строк в файле теплового расчета;  $takt$  – тактность двигателя;  $d_0$  – множитель, понижающий давление за дроссе-

лирующим зазором между головкой поршня и цилиндром;  $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5$  – множители, понижающие давление под кольцом, номер которого обозначен цифрой (при счете начиная с верхнего компрессионного);  $hr_1, hr_2, hr_3, hr_4, hr_5, hr_6$  – высоты колец, номер которых обозначен цифрой;  $pa_1, pa_2, pa_3, pa_4, pa_5, pa_6$  – давления на стенку цилиндра от сил собственной упругости кольца, номер которого обозначен цифрой;  $p$  – суммарное давление кольца на стенку цилиндра;  $p_{gid}$  – давление гидроразгрузки граничного контакта при смешанной смазке;  $ps$  – давление, приходящееся на граничный контакт при смешанной смазке;  $So$  – толщина смазочного слоя в контакте;  $\lambda$  – относительная толщина смазочного слоя;  $I_{ci}$  – интенсивность изнашивания точки цилиндра на расчетном шаге;  $I_{ri}$  – интенсивность изнашивания расчетного кольца на расчетном шаге;  $up[c][t]$  – массив отсортированных значений угла ПКВ в градусах;  $pp[c][t]$  – массив отсортированных значений индикаторного давления;  $U_{c0}$  – буфер суммарного износа точки цилиндра на всех тактах от одного кольца;  $U_c[k][c]$  – износ  $c$ -й точки цилиндра от  $k$ -го кольца;  $Ur[k]$  – износ  $k$ -го кольца. Для оценки адекватности разработанной математической модели были проведены численные и экспериментальные двигатели М-412 на четырех режимах его работы – на режимах частичной и полной нагрузки при частотах вращения коленчатого вала  $n = 2500$  об/мин и  $n = 5500$  об/мин.

Параметры геометрии узла трения взяты с реально существующей конструкции, остальные параметры заимствованы из работы [2] для подобных пар трения. Исходные данные по материалам деталей ДВС приведены в табл. 1.

Таким образом, при расчетах изменялись три параметра: 1) частота вращения коленчатого вала  $n$ ; 2) нагрузка. В качестве смазочного материала использовалось моторное масло с вязкостью  $\eta = 0,00213$  Па · с при 100°С. Коэффициент трения в моделях расчета интенсивности изнашивания определялся по методике, приведенной в [5, 6].

Результаты расчетов приведены в табл. 2–3 и на рис. 5. На основании результатов расчета можно отметить, что разработанная программа позволяет получать картину износа деталей ЦПГ, качественно близкую к действительной. На основании данных из табл. 2 видно, что при

увеличении нагрузки (при прочих равных условиях) износ деталей растет; при увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя (при прочих равных условиях) износ уменьшается для всех деталей, кроме верхней части цилиндра – это говорит о том, что в этой зоне при увеличении частоты вращения сохраняется режим граничного трения и индикаторное давление, на режиме полной нагрузки при  $n = 5500$  об/мин, было несколько выше, чем при  $n = 2500$  об/мин.

дра – это говорит о том, что в этой зоне при увеличении частоты вращения сохраняется режим граничного трения и индикаторное давление, на режиме полной нагрузки при  $n = 5500$  об/мин, было несколько выше, чем при  $n = 2500$  об/мин.

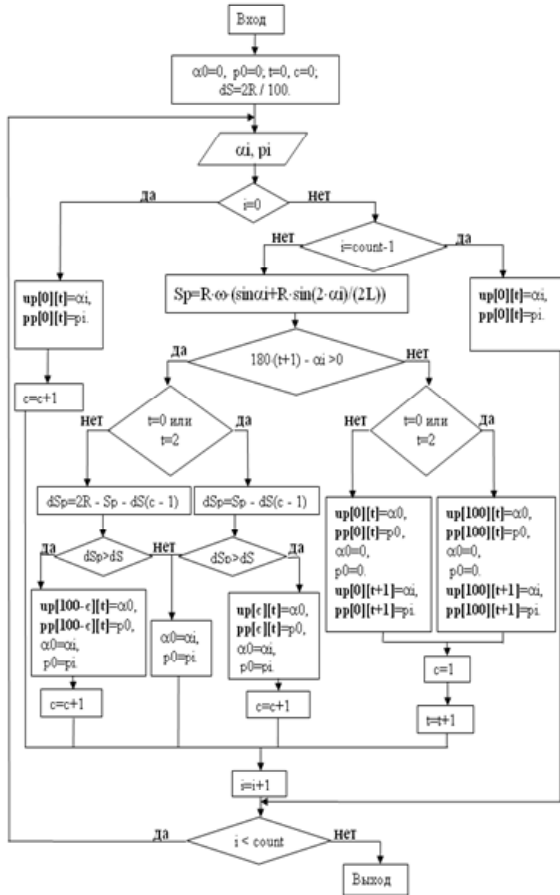


Рис. 2. Блок-схема функции составления массивов угла ПКВ и индикаторного давления, считываемых из файла данных теплового расчета

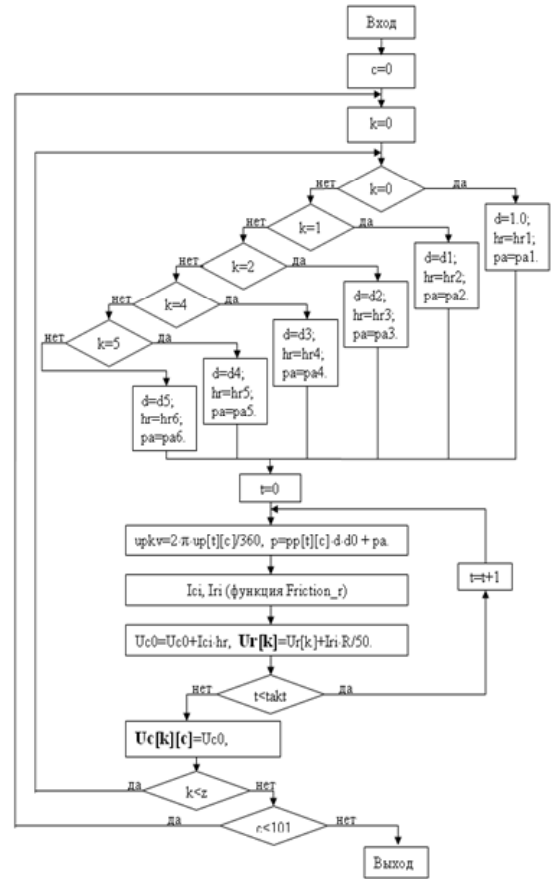


Рис. 3. Блок-схема расчета износа точек цилиндра поршневым кольцом и износа поршневого кольца

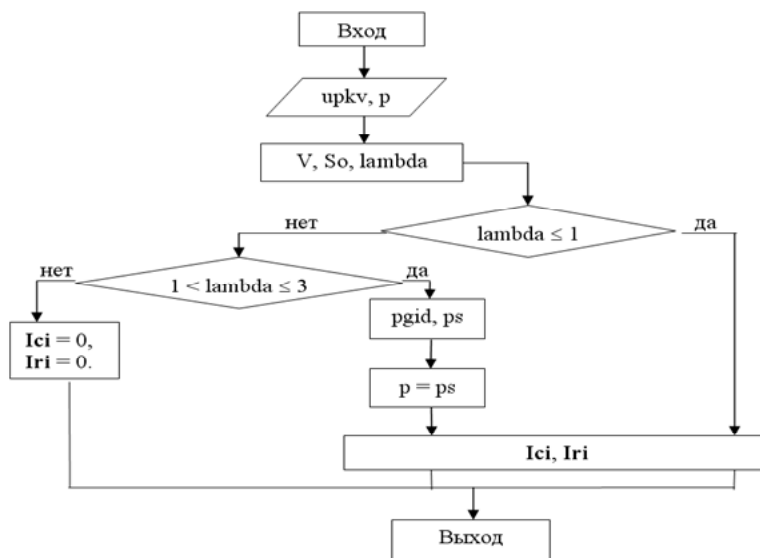


Рис. 4. Блок-схема функции расчета интенсивностей изнашивания расчетной точки цилиндра и расчетного кольца

Таблица 1

## Исходные данные по материалам деталей для расчета

Параметр	Гильза цилиндра	Поршневое кольцо	Юбка поршня
Материал	Чугун ХМ	Сталь 38ХМЮА	АК12ММГР
Твердость НВ	240	HRC 40	120
Коэффициент Пуассона	0,25	0,3	0,33
Модуль упругости, МПа	80 000	210 000	71 000
Покрытие	–	Cr 0,4 мм	–
Ra, мкм	0,8	0,4	1,6
Радиус скругления, мм	–	0,2	0,2

Таблица 2

**Зависимость наибольшего износа цилиндра Устах, износа верхнего поршневого кольца  $U_r$  и износа поршня  $U_p$  за один цикл от режима работы двигателя**

Величина износа за цикл	Нагрузка	
	полная	частичная
	n=2500 об/мин	
Устах, мкм	$4,3 \cdot 10^{-7}$	$2,0 \cdot 10^{-7}$
$U_r$ , мкм	$2,3 \cdot 10^{-6}$	$1,2 \cdot 10^{-6}$
$U_p$ , мкм	$7,9 \cdot 10^{-10}$	$3,1 \cdot 10^{-10}$
	n=5500 об/мин	
Устах, мкм	$6,1 \cdot 10^{-7}$	$2,9 \cdot 10^{-7}$
$U_r$ , мкм	$1,3 \cdot 10^{-6}$	$6,4 \cdot 10^{-7}$
$U_p$ , мкм	$1,1 \cdot 10^{-10}$	$4,6 \cdot 10^{-11}$

Таблица 3

**Сравнение расчетных данных с экспериментальными данными**

Двигатель М-412	Износ цилиндра, мкм
Эксперимент	$1,1 \cdot 10^{-7} - 5,6 \cdot 10^{-7}$
Расчет	$2,0 \cdot 10^{-7} - 6,1 \cdot 10^{-7}$
	Износ кольца, мкм
Эксперимент	$2,4 \cdot 10^{-6} - 4,8 \cdot 10^{-6}$
Расчет	$0,6 \cdot 10^{-6} - 1,2 \cdot 10^{-6}$

Эпюра износа вдоль гильзы цилиндра показана на рис. 5, на котором заметен достаточно резкий скачок величины износа цилиндра при переходе пары трения от режима граничной смазки к режиму полужидкостной смазки, что является показателем неточности разработанной математической модели полужидкостной смазки.

Количественная проверка точности результатов расчета не проводилась, но их сравнение с экспериментальными данными, полу-

ченными для подобных двигателей, позволяет утверждать, что они близки к действительным (учитывая то, что реальный двигатель работает в совершенно различных режимах). Оценка ресурса по расчетным показана в табл. 4, где значения износа приведены для одного цикла работы двигателя при смазывании маслом.

Таблица 4

**Интенсивность изнашивания и износ деталей ЦПГ ДВС**

Деталь	Интенсивность изнашивания	Износ за 500 часов, мкм
Гильза цилиндра	$2,1 \cdot 10^{-7}$	43
Поршневое кольцо	$9,6 \cdot 10^{-7}$	198
Юбка поршня	$1,8 \cdot 10^{-11}$	0,004

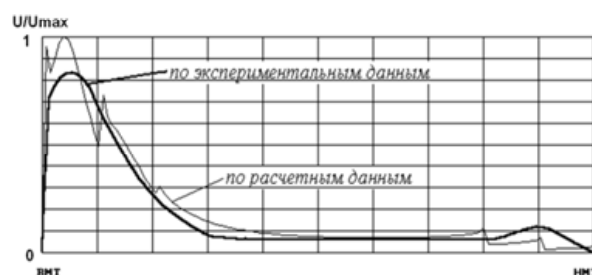


Рис. 5. Эпюра износа гильзы цилиндра вдоль оси

Максимальный износ гильзы цилиндра составил на расстоянии 0,6 мм от ВМТ.

Учитывая сложность процессов, происходящих при трении поверхностей и их недостаточную теоретическую проработку, точность полученных результатов можно считать удовлетворительной.

Далее было проанализировано влияние утечек отработавших газов через поршневые компрессионные кольца.

Причинами утечек является то, что цилиндр теряет свою круглую цилиндрическую форму вследствие разности температур и износа. Из-за различных температур стенки цилиндра и поршневого кольца отчасти теряется полное касание по окружности кольца (вначале возможно имевшееся), так как номинальные диаметры кольца и цилиндра уже не соответствуют друг другу из-за температурных деформаций. Кроме того, вследствие движения поршня, перемены стороны прилегания поршня в цилиндре (особенно тронковых поршней), движения поршневых колец в канавках и вследствие других причин, обусловленных нагрузкой и напряжением колец, оказываются открытыми еще и другие пути утечек газов [7].

Уплотнения, образуемые поршневыми кольцами, по существу являются лабиринтными уплотнениями особой конструкции – их можно назвать «лабиринтными уплотнениями с пружинящими промежуточными звеньями». Как таковые, они никогда не могут обеспечить идеальное уплотнение. Как и во всяком лабиринтном уплотнении, здесь всегда имеет место некоторая утечка газов. Следует стремиться свести утечки через поршневые компрессионные кольца к минимуму, так как применить кольцевое уплотнение без утечек невозможно.

Величина прорыва газов при прочих равных условиях эксплуатации зависят от конструкции кольцевого уплотнения, от качества изготовления колец, поршня и цилиндра, от выбранных допусков, от класса точности изготовления двигателя в целом, от смазки и охлаждения двигателя и, наконец, от его состояния в смысле приработки и износа.

Однако взгляды на допустимую величину утечек газов весьма значительно расходятся и это нашло отражение во всевозможных разногласиях между предложенными различными исследователями и практиками эмпирических формул для расчета этой величины. Во всяком случае, следует придерживаться того мнения, что всякая утечка газов через компрессионные кольца нежелательна, и что она должна удерживаться в тем более узких пределах, чем меньше вязкость применяемых топлив и смазочных масел, чем труднее выполнить смазку цилиндров и колец и управлять температурой поршня.

Сначала были определены зависимости утечек газов через ЦПГ от различных факторов, показанные на рис. 6–9. При анализе графиков видно, что утечка газов за цикл резко падает с увеличением числа оборотов коленчатого вала двигателя (рис. 6). Соответственно этому для

определенного случая условия уплотнения улучшаются с увеличением частоты вращения коленчатого вала, если только не появляются нарушения в работе поршневых колец, обусловленные этими оборотами. Поэтому при высоких оборотах и малом числе уплотнительных колец получают столь же хорошие условия уплотнения, что и при низких оборотах и большем числе колец. Кроме того, достигается то преимущество, что давления за нижерасположенными кольцами имеют и сравнительно более низкие значения. Однако при высоких числах оборотов необходимое число колец определяется часто не столько требующимся уплотнением, сколько осуществляемой кольцами теплоотдачей и еще тем соображением, что после пригорания первого компрессионного кольца его функции должно перенять расположенное ниже компрессионное кольцо.

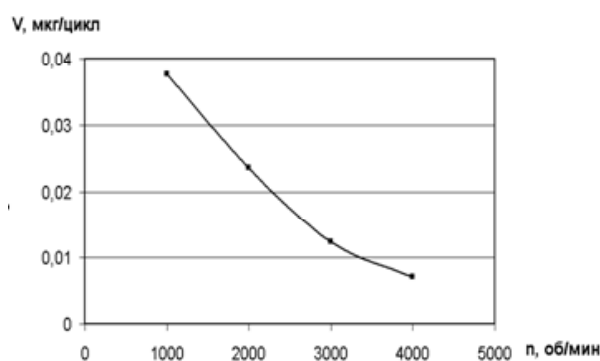


Рис. 6. Зависимость цикловых утечек газов  $V$  от частоты вращения коленчатого вала  $n$

Количество компрессионных поршневых колец также оказывает влияние на величину утечек (рис. 7). Логично, что с увеличением количества колец, уплотнительный эффект повышается. Но интересен тот факт, что наиболее эффективно работают первые два кольца – с добавлением каждого последующего кольца уплотнительный эффект снижается, а потери на трение увеличиваются. Поэтому при конструировании ЦПГ необходимо учитывать этот факт.

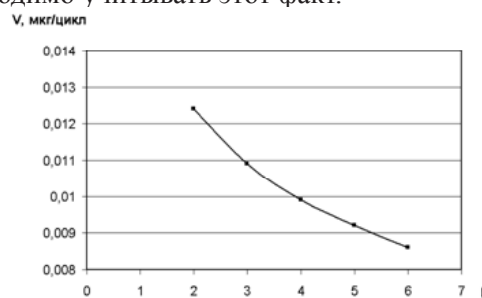
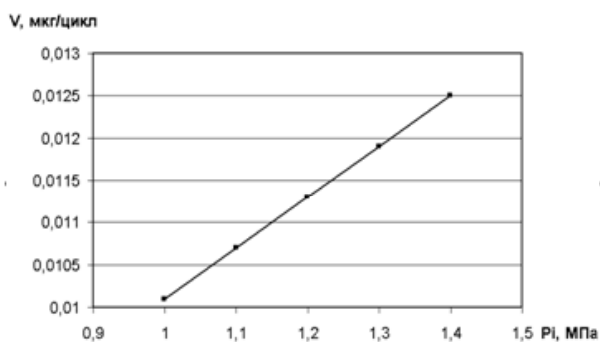


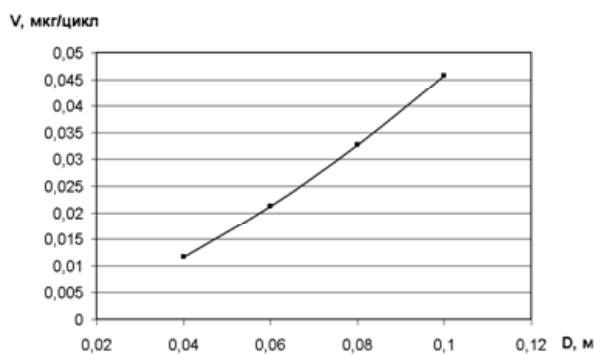
Рис. 7. Зависимость цикловых утечек газов  $V$  от количества колец  $k$  в ЦПГ (конструктивный параметр)

При увеличении нагрузки на двигатель (рис. 8) утечки через кольца возрастают в прямо пропорциональной зависимости, что связано с перепадом давлений на кольцах. Практически прямая зависимость также наблюдается и при увеличении диаметра цилиндра (рис. 9), поскольку площади сечения в замке колец и междукольцевые зазоры возрастают пропорционально диаметру цилиндра.

В качестве интегрального показателя двигателя для анализа был выбран удельный эффективный расход топлива  $g_e$ . На рис. 10 показана зависимость этого показателя от величины утечек газов через поршневые компрессионные кольца на различных оборотах коленчатого вала ДВС.

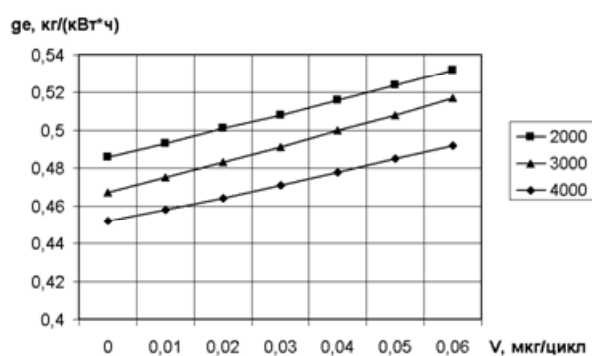


**Рис. 8.** Зависимость цикловых утечек газов  $V$  от нагрузки на двигатель (среднеиндикаторное давление  $P_i$ )



**Рис. 9.** Зависимость цикловых утечек газов  $V$  от диаметра цилиндра  $D$  (конструктивный параметр)

Как и следовало ожидать, с увеличением количества цикловых утечек газов снижается эффективная мощность двигателя и повышается удельный эффективный расход топлива (рис. 10), причем характер зависимостей практически линейный, сохраняющийся на различных частотах вращения коленчатого вала.



**Рис. 10.** Зависимость эффективного удельного расхода  $g_e$  двигателя от величины цикловых утечек газов  $V$  через ЦПГ при частоте вращения коленчатого вала 2000, 3000 и 4000 об/мин

Таким образом, в результате проведенного численного исследования были установлены зависимости утечек газов через поршневые компрессионные кольца от различных конструктивных и физических факторов, что позволяет проводить оценку их влияния на интегральные эффективные показатели ДВС.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гаркунов Д. Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.
2. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. М.: Машиностроение, 1977.
3. Основы трибологии (трение, износ, смазка). Учебник для технических вузов / Э. Д. Браун, Н. А. Буше, И. А. Буяновский и др.; под ред. Чичинадзе А. В. М.: Центр «Наука и техника», 1995.
4. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х кн. / В. В. Алисин, Б. М. Асташкевич, Э. Д. Браун и др.; под ред. Крагельского И. В., Алисина В. В. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1979.
5. Загайко С. А. Расчет механических потерь в двигателях внутреннего сгорания: уч. пособие. Уфа: УГАТУ, 2006.
6. Загайко С. А. Моделирование механических потерь двигателей внутреннего сгорания в системе имитационного моделирования «Альбея». Уфа, 1996. 74 с.
7. Эглиш К. Поршневые кольца. Том 1. Теория, изготовление, конструкция и расчет / пер. с нем С. К. Личака. М.: Машгис, 1962. 583 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.