

На правах рукописи



Дойкин Алексей Алексеевич

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ПРОФИЛИРОВАНИЯ
ОБРАЗУЮЩЕЙ ПОРШНЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА
ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ПОРШЕНЬ – ЦИЛИНДР» ДВС

05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Челябинск – 2013

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» и в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» им. В.Н. Прокопьева ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет).

Научный руководитель – Рождественский Юрий Владимирович,
доктор технических наук, профессор.

Научный консультант – Лазарев Владислав Евгеньевич,
доктор технических наук, доцент.

**Официальные
оппоненты:**

Никишин Вячеслав Николаевич,
доктор технических наук, доцент,
филиал ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский)
федеральный университет», профессор кафедры
«Автомобили, автомобильные двигатели и ди-
зайн» (г. Набережные Челны).

Маслов Андрей Петрович,
кандидат технических наук, главный специалист
ГСКБД ООО «ЧТЗ-Уралтрак» (г. Челябинск)

Ведущее предприятие – ФГБОУ ВПО «Челябинская государственная
агроинженерная академия» (г. Челябинск).

Защита диссертации состоится 19 февраля 2014 г., в 15.00 часов, на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, ауд. 1001, гл. корп.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, на имя ученого секретаря диссертационного совета, электронная почта: d212.298.09@mail.ru, контактный телефон (351) 267-91-23.

Автореферат разослан « ___ » _____ 2013 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
Д 212.298.09, доктор технических наук, профессор

 Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность и степень разработанности темы. Надежность основных трибосопряжений (ТС) с жидкостным режимом трения, к которым относится трибосопряжение «поршень – цилиндр» (сопряжение с поступательным движением шипа), в значительной мере определяет безотказность, долговечность и энергоэффективность двигателей внутреннего сгорания (ДВС). ТС «поршень – цилиндр» нагружено силами переменными по величине и направлению. Прогнозирование ресурса и совершенствование геометрии поверхностей трения сложнонагруженных ТС осуществляется с использованием гидродинамической теории смазки и контактного взаимодействия.

Значительный вклад в решение указанной задачи внесли многие отечественные и зарубежные исследователи: А.В. Белогуб, В.М. Волков, Б.Я. Гинцбург, О.П. Голубев, Е.А. Григорьев, А.В. Костров, Н.А. Кузьмин, А.Р. Макаров, В.Н. Никишин, О.А. Пищаев, Г.М. Рык, С.В. Путинцев, Ю.В. Рождественский, Л.А. Савин, С.В. Смирнов, И.Я. Токарь, W.L. Blaiz, C. Chin, H.A. Ezzat, P.K. Goenka, D.P. Hoult, D.F. Li, F.M. Meng, R.S. Paranjpe, S.M. Rohde, H. Wang, и др.

Известно, что часть времени, особенно при больших нагрузках поршень может работать в режиме трения при неполном заполнении маслом зазора между юбкой и цилиндром. В этом случае возможно контактное взаимодействие пары трения «поршень – цилиндр». Однако эти обстоятельства не учитываются при расчете трибосопряжения. Как правило, принимаются основные допущения гидродинамической теории смазки о полном заполнении маслом зазора между взаимодействующими телами.

При проектировании новых двигателей обычно используют комплексный подход, позволяющий учесть наиболее значимые факторы, влияющие на работоспособность сопряжения. К таким факторам относятся нерегулярная геометрия несущей поверхности (юбки) поршня, а так же интенсивность ее изнашивания. Конструкции поршней, обладающих нерегулярной геометрией, считаются весьма перспективными для ДВС. В связи с этим наиболее значимой в настоящее время считается задача по совершенствованию методов расчета параметров состояния тонкого смазочного слоя с учетом возможного контактного взаимодействия в сопряжении «поршень – цилиндр» при прогнозировании ресурса. Таким образом недостаточная разработанность методов расчета и оптимизации параметров состояния в целях снижения потерь на трение и износа элементов ТС обуславливают актуальность темы диссертации.

Основные разделы диссертации выполнены в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы» (№П503, № 16.740.11.0073, № П2019, № 14.740.11.1284); при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проекты № 07-08-00554, № 10-08-00424, НК-13-08-00875\13); по государственному заданию Министерства образования и науки РФ (Регистрационный номер 7.2813.2011).

Цель исследования – разработка расчетно-экспериментального метода профилирования образующей поршня для повышения ресурса трибосопряжения «поршень – цилиндр» в двигателях внутреннего сгорания.

Задачи исследования:

1. Разработать математическую модель смазочного слоя в сопряжении с поступательным движением шипа, учитывающую профиль направляющей поверхности шипа и степень заполнения смазочным материалом зазора в сопряжении на основе применения алгоритма сохранения массы.

2. Разработать методику расчетной оценки ресурса трибосопряжения «поршень – цилиндр» на основе экспериментальных исследований линейной интегральной интенсивности изнашивания поверхностей трения элементов сопряжения.

3. Создать для инженерной практики алгоритмическое и программное обеспечение для расчета динамики и гидромеханических характеристик сопряжения «поршень – цилиндр» с учетом степени заполнения зазора маслом.

4. Оценить влияние конструктивных параметров несущей поверхности поршня на динамику, гидромеханические характеристики и ресурс сопряжения «поршень – цилиндр» двигателя внутреннего сгорания.

Объекты исследования. Процессы, происходящие в смазочном слое, разделяющем поверхности трения ТС «поршень – цилиндр», и контактном слое поверхности трения при износе.

Предмет исследования. Закономерности, связывающие геометрические параметры поверхностей трения с гидромеханическими характеристиками и ресурсом сопряжения «поршень – цилиндр».

Методы исследования. Методы гидродинамической теории смазки, численные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных, экспериментальные методы исследования зависимости линейной интегральной интенсивности изнашивания материалов трибосопряжения от скоростных и нагрузочных режимов работы сопряжения.

Научная новизна:

1. Разработана математическая модель смазочного слоя в сопряжении с поступательным движением шипа, учитывающая профиль направляющей поверхности (юбки) поршня и степень заполнения зазора в сопряжении смазочным материалом на основе алгоритма сохранения массы.

2. Предложена, адаптирована и апробирована расчетно-экспериментальная методика профилирования образующей поршня с использованием гидродинамической теории смазки и энергетического подхода к оценке изнашивания элементов, позволяющая прогнозировать ресурс трибосопряжения «поршень – цилиндр» в двигателе на стадии проектирования.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, обоснованностью используемых теоретических зависимостей и принятых допущений, применением хорошо известных численных методов; подтверждается качественным и количественным совпадением полученных ре-

зультатов решения тестовых задач с известными теоретическими и экспериментальными результатами отечественных и зарубежных авторов.

Практическая значимость.

1. Создано и зарегистрировано в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ) программное обеспечение, позволяющее при проектировании трибосопряжения «поршень – цилиндр» оценить влияние на гидромеханические характеристики конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов и выбрать его геометрических параметров.

2. На основе результатов параметрических исследований, выполненных с помощью разработанных при участии автора комплексов программ «Поршень-ВТХ» и «Поршень – КОНТАКТ», создано техническое решение, защищенное патентом на полезную модель «Поршень двигателя внутреннего сгорания», которое позволяет повысить надежность и долговечность поршня.

3. Выполнена оценка влияния профиля юбки поршня на гидромеханические характеристики и ресурс трибосопряжения «поршень – цилиндр» и выбран рациональный профиль несущей поверхности поршня для серии новых двигателей ЧН13/15, разрабатываемых ГСКБ «Трансдизель».

Реализация. Разработанные методическое и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании цилиндропоршневой группы двигателей в ГСКБ «Трансдизель» г. Челябинск, а также в учебном курсе «Триботехника» при подготовке специалистов, бакалавров и магистров на автотракторном факультете Южно-Уральского государственного университета.

Апробация. Основные результаты работы доложены и обсуждены на конференциях, конгрессах и симпозиумах различного уровня: Международная научно-практическая конференция «Проблемы и перспективы развития Евроазиатских транспортных систем» (Челябинск, 2009, 2010, 2013); Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара, 2009); Международная научно-техническая конференция «Достижения науки – агропромышленному комплексу» (Челябинск, 2010, 2011, 2012, 2013); XV международный конгрессе двигателестроителей (Харьков, Украина, 2010); «Проблемы машиноведения: трибология – машиностроению»: Всероссийская научно-техническая конференция с участием иностранных специалистов (Москва, 2010, 2012); XI Международная конференция «Трибология и надёжность» (Санкт-Петербург, 2011); Международная научно-техническая конференция «Актуальные проблемы трибологии» (Самара, 2011); VII Всероссийская (с международным участием) конференция по механике деформируемого твердого тела (Ростов-на-Дону, 2013); Симпозиум «Проблемы теплообмена и гидродинамики в двигателях и энергоустановках» (Казань, 2013); на научных конференциях аспирантов и докторантов ЮУрГУ (Челябинск, 2010–2012), а так же ряде областных и вузовских конференций, совещаний и семинаров промышленных предприятий (2009–2013).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 14 научных работы, включая 6 статей в научных сборниках и журналах рекомендованных ВАК РФ,

2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ, 1 патент на полезную модель.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения и 4 приложений, изложена на 132 страницах машинописного текста, включая 26 иллюстрации, 17 таблиц, и библиографический список, содержащий 98 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована цель и задачи исследования, показана научная новизна и практическая значимость работы, приведены сведения об апробации, реализации и структуре диссертации.

В первой главе анализируются работы, посвященные разработке методик расчета сопряжения «поршень – цилиндр». Значительный вклад в решение указанной задачи внесли многие отечественные и зарубежные исследователи.

Уточнение методики оценки динамики системы «поршень – смазочный слой – цилиндр» учетом конструктивных и эксплуатационных факторов позволяет разработать новые типы профилей направляющей поршня с минимальными трибологическими потерями и повышенным ресурсом. Работы большинства отечественных авторов основываются на приближенных моделях течения смазки, что снижает практическую ценность получаемых результатов. Некоторые авторы для профилирования поверхностей трения предлагают использовать модели, не учитывающие процессы гидродинамического трения в сопряжении. Очевидно, что при таком подходе невозможна адекватная оценка потерь на трение, несущей способности и ресурса трибосопряжений.

Современные зарубежные исследования посвящены разработке методов подробного описания процессов в тонком смазочном слое, разделяющем поверхности цилиндра и поршня с учетом упругих свойств элементов конструкций, вязкостных характеристик смазочного материала, шероховатости поверхностей трения, тепловых процессов и других факторов. Однако в этих работах не рассматриваются проблемы подбора профиля поверхностей трения с точки зрения обеспечения наилучших трибологических и ресурсных характеристик трибосопряжений.

На основании выполненного обзора отечественных и зарубежных литературных источников сформулированы цель и задачи работы.

Во второй главе представлены основные положения методики моделирования движения поршня в цилиндре с учетом степени заполнения зазора на основе алгоритма сохранения массы смазочного масла.

Задача оценки динамики сложнонагруженного трибосопряжения «поршень (шип) – цилиндр (подшипник)» сводилась к построению траектории движения поршня на смазочном слое в цилиндре дизеля под действием внешней периодической нагрузки и определению его гидромеханических характеристик (ГМХ), к которым относятся: мгновенные (в момент времени τ) значения минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(\tau)$ и максимального гидродинамиче-

ского давления $p_{\max}(\tau)$, а также их экстремальные $\inf h_{\min}$, $\sup p_{\max}$ и средние h_{\min}^* , p_{\max}^* за цикл τ_y величины; мгновенные и средние потери мощности на трение $N(\tau)$, N^* ; расходы смазки $Q(\tau)$, Q^* в направлении камеры сгорания и протяженность зоны касания $\alpha|_{h=h_{кр}}$, где значение минимальной толщины смазочного слоя h_{\min} меньше некоторого критического значения $h_{кр}$.

При расчете траектории движения поршня использовалась методика, разработанная Ю.В. Рождественским, в которой рассматривается поршень, совершающий плоскопараллельное движение. При этом уравнения движения имеют следующий вид:

$$\begin{cases} m\ddot{X}_c = F_x + R_x; \\ J_{y_1}\ddot{\gamma}_y = M_{y_1}^F + M_{y_1}^R, \end{cases} \quad (1)$$

где m – масса поршня; \ddot{X}_c – ускорение центра масс C поршня вдоль оси перпендикулярной оси поршневого пальца; $\ddot{\gamma}_y$ – ускорение вращательного движения поршня вокруг оси поршневого пальца; F_x, R_x – проекция главного вектора внешних сил и реакции смазочного слоя на ось перпендикулярную оси поршневого пальца; $M_{y_1}^F, M_{y_1}^R$ – проекции главного момента внешних сил и момента от реакций смазочного слоя относительно центра масс C на ось параллельную оси поршневого пальца; J_{y_1} – момент инерции поршня относительно оси параллельной оси поршневого пальца.

Из-за трудностей численной реализации граничных условий ЯФО (Якобсона-Флоберга-Ольсена) при расчете поля гидродинамических давлений большинство авторов при расчете гидродинамических подшипников скольжения используют уравнение Рейнольдса, которое решается при граничных условиях СШ (Свифта-Штибера). Условия работы трибосопряжения «поршень-цилиндр» характеризуются появлением наряду с гидродинамическим режимом граничного режима трения, что требует применения для него именно граничных условий ЯФО.

В работе реакции смазочного слоя определялись на основе результатов численного интегрирования универсального уравнения Элрода для степени заполнения зазора θ , реализующего граничные условия ЯФО:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}_\varnothing} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \varphi} \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}_\varnothing} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\bar{w}}{2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (\bar{h} \theta) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \theta), \quad (2)$$

где $\bar{h} = h/h_0$; $\bar{\mu}^* = \mu^*/\mu_0$; $\varphi = xr$ – угловая координата; $\bar{z} = z/r$ – координата, направленная по ширине подшипника, $-a \leq \bar{z} \leq a$, $a = B/(2r)$; $\bar{w} = (w_2 - w_1)/\omega_0 r$, w_1, w_2 – скорости поступательного движения подшипника и шипа; \bar{w}_{21} – безразмерная поступательная скорость движения шипа; $\tau = \omega_0 t$, где $\bar{h}, \bar{\rho}, \bar{\mu}_\varnothing$ – безразмерные: толщина смазочного слоя, плотность и вязкость

смазки; $\bar{p} = p\psi^2/\mu_0\omega_0$ – безразмерное гидродинамическое давление; B, r – ширина и радиус подшипника; μ^* – вязкость смазки, соответствующая средней температуре смазочного слоя в сопряжении T^* ; μ_0, ρ_0, ω_0 – соответственно характерные вязкость и плотность смазки, скорость вращения коленчатого вала; θ – степень заполнения, определяющая массовое содержание жидкой фазы (масла) в единице объёма зазора между шипом и подшипником; $\bar{\beta} = \beta\psi^2/\mu_0\omega_0$ – безразмерный коэффициент сжимаемости смазки, β – его размерное значение, $\psi = h_0/r$; $g(\theta)$ – переключающая функция: $g = 1$, если $\theta \geq 1$, $g = 0$, если $\theta < 1$.

Гидродинамические давления связаны с θ соотношением

$$\bar{p} = \bar{p}_c + g(\theta)\bar{\beta} \ln \theta,$$

где \bar{p}_c – безразмерное давление кавитации.

Степени заполнения θ приписывается двоякий смысл. В активной (несущей) области смазочного слоя, где действуют гидродинамические давления, $\theta = \rho/\rho_c$ (ρ_c – плотность смазки при давлении, равном давлению кавитации p_c), в области кавитации $p = p_c, \rho = \rho_c$.

Поле гидродинамических давлений определялось из уравнения (2) на каждом временном шаге численного интегрирования уравнений движения (1).

В работе применен алгоритм интегрирования уравнения (2), устраняющий такие недостатки, присущие известным алгоритмам, как неустойчивость итерационной процедуры решения системы уравнений, к которой сводится уравнение Элрода после его разностной аппроксимации, а также зависимость скорости сходимости и получаемых результатов от величины коэффициента сжимаемости β .

Суть его заключается в следующем. Вводилась функция Φ , связанная со степенью заполнения θ соотношением $\theta = 1 + (1 - g) \cdot \Phi$. В области давлений: $\Phi \geq 0$, $g = 1, \Phi = \bar{p}$. В области кавитации: $\Phi < 0$, $g = 0, \theta = 1 + \Phi$.

В результате этого уравнение (2) сводилось к модифицированному уравнению относительно функции Φ :

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_s^*} \frac{\partial}{\partial \varphi} (g\Phi) \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_s^*} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (g\Phi) \right] = \frac{\bar{w}}{2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \{ \bar{h} [1 + (1 - g)\Phi] \} + \frac{\partial}{\partial \tau} \{ \bar{h} [1 + (1 - g)\Phi] \}. \quad (4)$$

В конечном итоге разностная аппроксимация уравнения (4) с использованием метода контрольного объёма на сетке приводит его к системе алгебраических уравнений относительно функции Φ :

$$P_{ij}\Phi_{ij} = W_{ij}\Phi_{i-1,j} + E_{ij}\Phi_{i+1,j} + S_{ij}\Phi_{i,j-1} + N_{ij}\Phi_{i,j+1} + b_{ij}, \quad (5)$$

где $P_{ij}, W_{ij}, E_{ij}, S_{ij}, N_{ij}, b_{ij}$ – коэффициенты. Система (5) решалась итерационным методом Зейделя.

Проведены сравнительные исследования известной методики расчета динамики поршня на смазочном слое в цилиндре и, разработанной автором, методики с использованием алгоритмов сохранения массы. Анализ результатов показал существенные различия в коэффициентах расхода смазки Q^* и протяженности зоны касания $\alpha|_{h=h_{кр}}$. При чем значения Q^* , рассчитанные с применением условий СШ, превышают значения, полученные с помощью алгоритма сохранения массы до 30%. Сделан вывод, что при расчете поля гидродинамических давлений в смазочном слое ТС «поршень – цилиндр» применение алгоритма сохранения массы обеспечивает получение более достоверной информации.

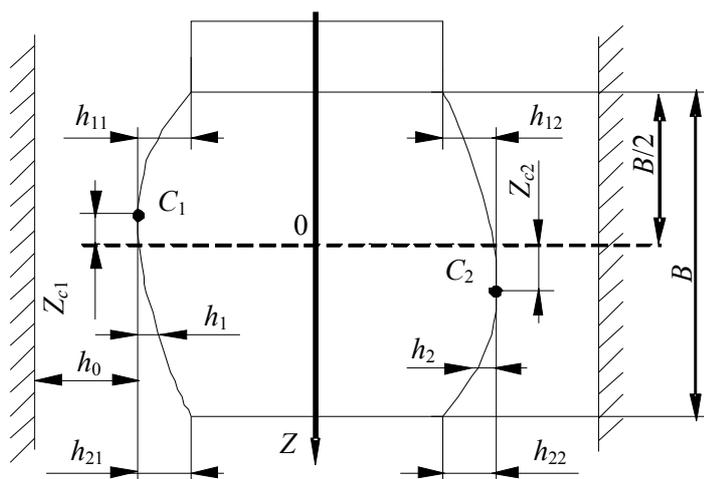


Рис. 1. Размеры осевого профиля поршня

Для аналитического описания профиля юбки поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца (осевое профилирование), задавались отклонения h_{1i} и h_{2i} (рис. 1) профиля от правильной цилиндрической формы на верхнем ($Z = -B/2$, где B – высота юбки) и нижнем ($Z = B/2$) краях юбки и координата Z_{ci} точки C_i вершины профиля, $i = 1, 2$ – нагруженная и ненагруженная сторона

поршня соответственно. Принималось, что зазор между поршнем и цилиндром на уровне точки C_i равен характерному зазору h_0 в сопряжении при центральном положении поршня в цилиндре. Профиль юбки представлялся кривой:

$$h_i = h_0 k_i |z - m_i|^{l_i}, \quad (6)$$

где $z = Z/R$; $m_i = Z_{ci}/R$ и k_i – безразмерные коэффициенты.

Коэффициенты l_i и k_i находились из выражений:

$$l_i = \ln\left(\frac{h_{2i}}{h_{1i}}\right) / \ln\left(\frac{a - m_i}{a + m_i}\right); \quad k_i = h_{1i}/h_0 |a + m_i|^{l_i}. \quad (7)$$

Третья глава посвящена экспериментальным исследованиям линейной интегральной интенсивности изнашивания материалов элементов ТС «поршень – цилиндр» и разработке на их основе методики расчетной оценки ресурса сопряжения. Описаны оборудование, методика эксперимента и приведены результаты оценки изнашивания направляющей части поршня в зависимости от нагруженности ДВС.

К числу ключевых параметров, характеризующих уровень нагруженности и изнашивания сопряжения, помимо основных триботехнических показателей и условий контактного взаимодействия (номинального давления в сопряжении, скорости скольжения, силы и коэффициента трения, условий смазывания и

т.д.), относится линейная интегральная интенсивность изнашивания, отражающая взаимосвязь величины (толщины) изношенного в процессе трения слоя материала и пути (продолжительности) контактного взаимодействия, в ходе которого произошел износ.

Расчетно-экспериментальная оценка интенсивности изнашивания и ресурса сопряжений, основана на использовании подхода, разработанного В.Е. Лазаревым, при котором совместно решаются основные уравнения энергетической (по Г. Фляйшеру) и молекулярно-механической (по И.В. Крагельскому) теорий трения и изнашивания. Согласно этому подходу линейная интегральная интенсивность изнашивания может быть представлена выражением:

$$I_h = \frac{f \cdot P_a}{\left[\frac{\sigma_B^2 - \sigma^2}{2E} \right]} \cdot \rho_R^2, \quad (8)$$

где f – коэффициент трения; P_a – номинальное давление в сопряжении; σ_B – предел прочности материала; σ – эквивалентные напряжения в контактном слое, для случая пластического деформирования равно твердости материала по Бринеллю; E – модуль упругости; ρ_R – коэффициент аккумуляции энергии трения.

Экспериментальная оценка коэффициента аккумуляции энергии при различных режимах нагружения, является первым шагом к выявлению параметров, оказывающих влияние на долю энергии трения, аккумулируемой в поверхностных слоях трибосопряжения в ходе контактного взаимодействия.

Экспериментальная оценка коэффициента трения и глубины изношенного слоя исследуемых материалов проводилась автором на трибометре SRV в Австрийском центре компетентности в трибологии (AC2T research GmbH). Образец из гильзы цилиндра (специальный легированный чугун), является неподвижным образцом, а образец из поршня (алюминиевый сплав АК4) совершает возвратно-поступательное движение. В измерительной системе непрерывно записывались показатели процесса фрикционного взаимодействия: нормальная сила, сближение изнашиваемых тел, коэффициент трения и время. Рекомендуются для дизелей моторное масло SAE 5W-30 в объеме одного миллилитра наносилось на поверхность образца из материала гильзы.

Внешними нагрузками являются давление P_a и линейная скорость перемещения V . Значения P_a и V на трибометре определялись исходя из рассчитанных значений боковой силы F и скорости движения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Это позволило определить диапазон изменения нормальной нагрузки от 50 до 100 Н, частоты возвратно-поступательных перемещений образца поршня от 17 до 50 Гц и амплитуду равную 3 мм.

Оценка глубины и объема слоя металла, изношенного в ходе контактного взаимодействия, осуществлялась DST-методом, описанным в работах G. Vorlaufer, S. Plincic, F. Franek, A. Pauschitz с использованием электронного микроскопа. Получали трехмерные профилограммы поверхностей до и после прове-

дения испытаний, используя контрольные метки для совмещения профилограмм. В результате определяли глубину и объем металла, изношенного в ходе контактного взаимодействия, что при известных «входящих» параметрах сопряжения (условий нагружения, путь трения, продолжительности контактного взаимодействия и т.п.), позволило оценить параметры трения и изнашивания в сопряжении.

На основании экспериментальных данных линейная интегральная интенсивность изнашивания образца материала поршня рассчитывалась по формуле:

$$I_h = \Delta h / L, \quad (9)$$

где Δh – глубина изношенного слоя; L – путь трения.

Анализом полученных результатов выявлена зависимость глубины изношенного слоя и интенсивности изнашивания образца из алюминиевого сплава в функции номинального давления и скорости скольжения в сопряжении (рис. 2).

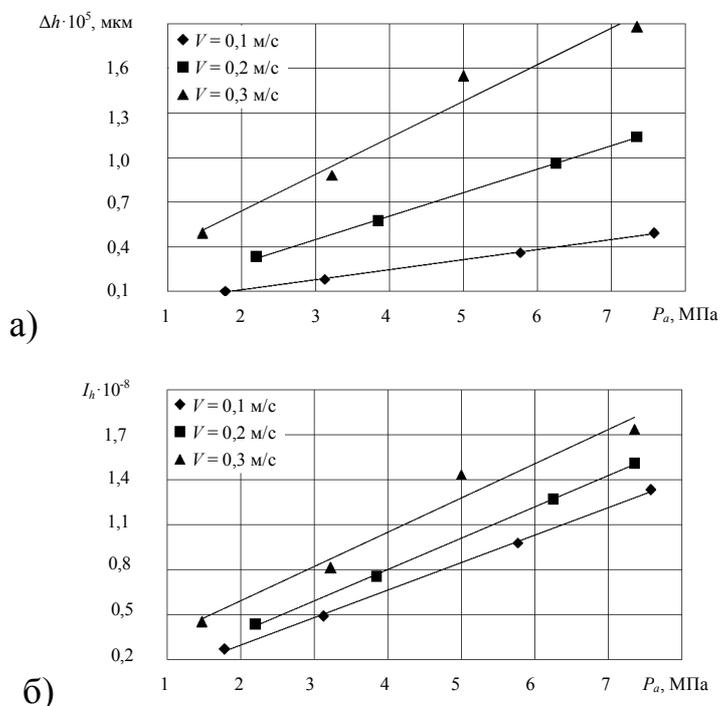


Рис. 2. Зависимость глубины изношенного слоя (а) и интегральной интенсивности изнашивания (б) образца из алюминиевого сплава от номинального давления и скорости скольжения при продолжительности эксперимента – 3600 с

Коэффициенты аккумуляции энергии трения для исследуемых режимов нагружения определены по формуле (8) с использованием экспериментальных значений интенсивности изнашивания образца из алюминиевого сплава (рис. 3). Незначительные колебания коэффициента аккумуляции энергии можно объяснить колебаниями температуры образца, спровоцированными периодичностью подачи смазочного материала и непостоянством коэффициента трения в сопряжении. Постоянство коэффициента аккумуляции энергии при различных номинальных давлениях в пределах фиксированной скорости скольжения объ-

ясняется пропорциональностью изменения деформационной (аккумулируемой) и тепловой (диссипируемой) составляющих энергии трения с ростом номинального давления в сопряжении.

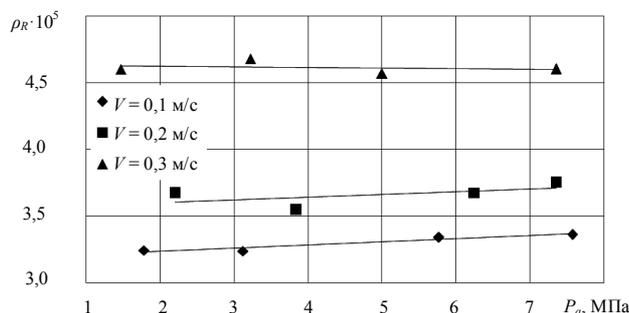


Рис. 3. Зависимость коэффициента аккумуляции энергии трения образца из алюминиевого сплава от номинального давления и скорости скольжения

Увеличение коэффициента аккумуляции энергии при повышении скорости скольжения (рис. 3), позволяют предположить наличие взаимосвязи скорости скольжения в сопряжении и энергии микродеформирования в тонком поверхностном слое контактирующих материалов, поскольку суммарная энергия трения, даже при увеличении скорости, остается неизменной.

На основании экспериментальных исследований построена аппроксимирующая зависимость коэффициента аккумуляции энергии от скорости скольжения V для сопряжения «поршень – цилиндр». Полученная зависимость и выражение (8) использовались в дальнейшем для оценки интенсивности изнашивания и ресурса сопряжения двигателя, на примере дизеля типа ЧН 13/15. Время изнашивания контактного слоя определенной толщины находилось как:

$$t_{izn} = h_{izn} / (I_h V), \quad (12)$$

где h_{izn} – предельный износ сопряжения, определяемый на основании расчета ГМХ.

Поскольку сумма максимальных высот микронеровностей (R_{max}) сопрягаемых поверхностей составила 15 мкм, а величина $infh_{min} = 8,6$ мкм, значение h_{izn} , определяемое как разность R_{max} и $infh_{min}$, оказалось равным 6,4 мкм.

Величина наибольших минимумов профиля хонингованной поверхности гильзы цилиндра, на основании профилометрирования, составила 7 мкм. Сравнивая это значение с величиной h_{izn} , а также, учитывая зафиксированный в ходе проведения эксперимента факт переноса материала изнашиваемой поверхности поршня на поверхность гильзы, следует предположить процесс нивелирования ее хонингованной поверхности. Это значительно снижает ее маслосъемность и является одной из причин повышенного износа или задира в сопряжении.

При оценке среднего моторесурса сопряжения учитывалось распределение нагрузки дизеля в условиях работы инженерной машины. Согласно исследованиям И.С. Кавьярова, В.В. Князькина, Б.Л. Магарилло дизель бульдозера работает примерно 10% на холостом ходу, по 28% составляют режимы малых и средних нагрузок, соответственно, и 34% составляет режим номинальной мощности.

Время изнашивания сопряжения в условиях гидродинамического трения, возникновение граничного режима трения определялось на основании результатов расчета минимальной толщины смазочного слоя и продолжительности контактного взаимодействия поверхностей сопряжения, характеризуемой параметром $\alpha|_{h=h_{кр}}$, на различных режимах.

Результаты расчета основных параметров контактирования юбки поршня и гильзы цилиндра при различных режимах нагружения дизеля представлены в табл. 1. С увеличением нагрузки дизеля при постоянной частоте вращения коленчатого вала наблюдается увеличение боковой силы в сопряжении в 1,4 раза и возрастает доля времени контактного взаимодействия элементов сопряжения. Как следствие наблюдается повышение интенсивности изнашивания элементов сопряжения в 1,7 раза и снижение моторесурса сопряжения. Учет распределения нагрузки дизеля в условиях работы тракторного агрегата позволяет прогнозировать средний моторесурс сопряжения, который по данным расчетной оценки составил 21622 моточасов.

Таблица 1

Параметры нагруженности и изнашивания направляющей части поршня

Параметр	Нагрузка дизеля, %			
	0	10	50	100
Доля времени работы с нагрузкой, %	10	28	28	34
Частота вращения коленчатого вала, с ⁻¹	220	220	220	220
Боковая сила в сопряжении, кН	10,6	10,8	12,3	15,0
Номинальное давление, МПа	0,6	0,6	0,7	0,9
Доля контактного взаимодействия, %	0,5	1,3	4,1	12,5
Интенсивность изнашивания, м/м	$1,3 \cdot 10^{-9}$	$1,3 \cdot 10^{-9}$	$1,6 \cdot 10^{-9}$	$2,2 \cdot 10^{-9}$
Предельный износ сопряжения, мкм	6,4			
Время работы до предельного износа, ч	417,3	462,0	376,5	277,2
Моторесурс сопряжения, моточас	83460	35538	9182	2218
Средний моторесурс сопряжения, моточас	21622			

В четвёртой главе на примере дизеля типа ЧН 13/15 анализируются результаты применения разработанного метода расчетной оценки ресурса сопряжения при решении многокритериальной задачи оптимизации параметров ТС «поршень – цилиндр», базирующейся на применении ЛП_τ-последовательностей в совокупности с выбором Парето-оптимального решения. Описана структура разработанного пакета программ, используемого при решении задач оптимизации параметров сопряжения «поршень – цилиндр».

Варьируемыми параметрами являлись: высота юбки поршня B , радиальный зазор h_0 , отклонения h_{1i} и h_{2i} профиля от правильной цилиндрической формы на верхнем нижнем краях юбки и координата Z_{ci} точки C_i вершины профиля, с нагруженной ($i=1$) и ненагруженной ($i=2$) стороны поршня, а также вязкостно-температурная зависимость $\mu = \mu(T^*)$.

Границы, в пределах которых варьировались параметры $h_0, h_{1i}, h_{2i}, Z_{ci}, B$ устанавливались при решении конкретных задач экспертами, диапазон изменения вязкости смазки при характерных температурах $T_1 = 40^\circ\text{C}$ и $T_2 = 100^\circ\text{C}$ выбран после анализа характеристик масел для дизелей: $\mu_{40} = 0,0425 - 0,0680$ Па·с, $\mu_{100} = 0,0085 - 0,0136$ Па·с. Таким образом, пространство изменяющихся параметров для оптимизации представлялось в виде точек q с координатами $(h_0, h_{1i}, h_{2i}, Z_{ci}, B, \mu_{40}, \mu_{100})$.

Критериями качества системы «поршень – смазочный слой – цилиндр» $\Phi_1(q), \Phi_2(q), \dots, \Phi_k(q)$ выбраны не экстремальные, а средние за цикл ГМХ: $h_{\min}^*, p_{\max}^*, N^*, Q_T^*, T^*$, образующие вектор качества $\Phi(q)$. Этот перечень был дополнен протяженностью зон касания $\alpha|_{h=h_{kp}}$, т.е. участков траектории движения, на которых $h_{\min}(\tau)$ меньше критических значений h_{kp} . Выбор вместо $\inf h_{\min}$ и $\sup p_{\max}$ средних значений h_{\min}^* и p_{\max}^* продиктовано тем, что у форсированных ДВС расчетные значения h_{\min} могут быть значительно меньше суммы значений неровностей поверхностей поршня и гильзы.

В методе ЛП-поиска минимизируемая функция в обычном понимании отсутствует, а задача оптимизации заключается в отыскании точки \tilde{q} такой, что $\Phi(\tilde{q}) = \underset{q \in D}{\text{opt}} \Phi(q)$, где D – множество допустимых точек, определяющих оптимальное значение вектора качества.

Оптимизация геометрических параметров серийной конструкции ТС «поршень – цилиндр» дизеля типа ЧН 13/15 способствует улучшению ГМХ на 5–15%. Протяженность зоны касания снижена на 7–19%, что приводит к увеличению расчетного среднего моторесурса сопряжения на 6%.

Результаты решения оптимизационной задачи для вязкостно-температурной характеристики (ВТХ) моторного масла показали, что использованием масла Shell Rimula Ultra XT SAE 5W–40, индекс вязкости которого наиболее близок к оптимальному значению, можно увеличить минимальную толщину смазочного слоя h_{\min}^* и снизить гидродинамические давления p_{\max}^* на 20%. При этом протяженность зоны касания не превысит 20% цикла нагружения, что является допустимым. Величина гидродинамических давлений дополнительно снизилась на 10–18%, минимальная толщина смазочного слоя увеличилась на 14–21%.

Глава заканчивается разделом, содержащим структуру разработанного пакета программ, используемого при решении задач оптимизации параметров сложнонагруженных подшипников.

В заключении приводятся итоги выполненной работы. В приложении помещены исходные данные, необходимые для решения тестовых примеров; некоторые результаты экспериментальных исследований линейной интегральной интенсивности изнашивания; свидетельства о регистрации разработанных комплексов программ; патент на полезную модель; акты, подтверждающие использование и внедрение результатов работы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Предложена математическая модель движения поршня на смазочном слое в цилиндре, учитывающая профиль направляющей поверхности поршня и степень заполнения смазочным материалом зазора в сопряжении на основе решения модифицированного уравнения Эброда.

2. Разработан расчетно-экспериментальный метод определения линейной интегральной интенсивности изнашивания и коэффициента аккумуляции энергии. Установлены значения линейной интегральной интенсивности изнашивания и коэффициента аккумуляции энергии в зависимости от нагрузки трибосопряжения «поршень – цилиндр». При изменении номинального давления от 1 до 8 МПа линейная интегральная интенсивность изнашивания изменяется в пределах от $0,2 \cdot 10^{-8}$ до $2 \cdot 10^{-8}$, а коэффициент аккумуляции энергии остается неизменным. При изменении скорости скольжения в интервале от 0,1 м/с до 0,3 м/с линейная интегральная интенсивность изнашивания изменяется на величину от $0,3 \cdot 10^{-8}$ до $0,5 \cdot 10^{-8}$, коэффициент аккумуляции энергии изменяется в пределах от $3,2 \cdot 10^{-5}$ до $4,6 \cdot 10^{-5}$. Выполнена расчетная оценка ресурса трибосопряжения «поршень – цилиндр» на основе полученных экспериментальных данных. Расчетный средний моторесурс сопряжения составил 21622 моточаса.

3. Разработано алгоритмическое и программное обеспечение для расчета динамики и гидромеханических характеристик сопряжения «поршень – цилиндр», с учетом степени заполнения зазора смазочным материалом.

4. Для высокофорсированного дизеля типа ЧН 13/15 научно обоснованы основные геометрические параметры профиля несущей поверхности поршня (высота юбки, радиальный зазор, отклонения от правильной цилиндрической формы на верхнем нижнем краях юбки и координата точки вершины профиля с нагруженной и ненагруженной стороны), обеспечивающие улучшение гидромеханических характеристик на 5–15% и увеличение среднего ресурса сопряжения «поршень – цилиндр» на 6%.

5. Разработано техническое решение, защищенное патентом на полезную модель «Поршень двигателя внутреннего сгорания», которое позволяет минимизировать искажение заданного профиля несущей поверхности под действием градиента температур и за счет этого повысить надежность и долговечность поршня.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

В изданиях, рекомендованных ВАК России

1. Рождественский, Ю.В. Совершенствование конструкции поршня тракторного дизеля / Ю.В. Рождественский, **А.А. Дойкин**, В.С. Мурзин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – №3(19). – С. 338–341.
2. Влияние вязкостно-температурных свойств моторных масел на гидромеханические характеристики трибосопряжения «поршень – цилиндр» / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, **А.А. Дойкин**, И.В. Мухортов // Двигателестроение. – 2010. – № 2. – С. 23–26.
3. Решение задач оптимизации трибосопряжений поршневых и роторных машин с использованием алгоритма сохранения массы / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, **А.А. Дойкин**, М.А. Макарихин // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 8. – С. 38–43.
4. **Дойкин, А.А.** Исследование износа материала элементов трибосопряжения «поршень – цилиндр» тяжело нагруженного дизеля / **А.А. Дойкин** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – Выпуск 19. – № 12 (271). – С. 51–55.
5. Разработка метода расчетно-экспериментальной оценки трибологических параметров сопряжения «поршень – цилиндр» дизеля / И.Г. Горячева, А.В. Морозов, Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, **А.А. Дойкин** // Трение и износ. – 2013. – Т. 34. – № 5. – С. 446–457.
6. Динамика поршня двигателя внутреннего сгорания / И.Н. Москаленко, В.Н. Доценко, А.В. Белогуб, **А.А. Дойкин** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2013. – Т. 13. – № 2. – С. 28–36.

В других источниках

7. Рождественский, Ю.В. Совершенствование конструкции поршня тракторного дизеля / Ю.В. Рождественский, **А.А. Дойкин**, В.С. Мурзин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции, 24–26 июня 2009 г. – Самара: СГАУ, 2009. – С. 16–17.
8. Рождественский, Ю.В. Изменение гидромеханических характеристик сопряжения «поршень – цилиндр» применением масел с улучшенными вязкостно-температурными свойствами / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, **А.А. Дойкин** // Образование и наука – производству: сборник трудов международной научно-технической и образовательной конференции, 28–31 марта 2010 г. – Набережные Челны: Изд-во Камской гос. инж.-экон. акад., 2010. – С. 83–85.

9. Рождественский, Ю.В. Методика расчета динамики и смазки гидродинамических трибосопряжений поршневых машин / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, **А.А. Дойкин** // Трибология и надёжность: сборник научных трудов XI Международной конференции, 27–29 октября 2011 г., Санкт-Петербург. – СПб.: Петербургский государственный университет путей сообщения, 2011. – С. 78–86.

10. Experimental and numerical investigations of the friction behavior and evaluation of wear parameters for “aluminum alloy – cast iron” contact interface / V.E. Lazarev, K.V. Gavrilov, **A.A. Doikin**, J. Sequard-Base, G. Vorlaufer // VII Всероссийская (с международным участием) конференция по механике деформируемого твердого тела, г. Ростов-на-Дону, 15–18 октября 2013 г.: в 2 т. Т. II. – Ростов-на-Дону: Издательство Южного федерального университета, 2013. – С. 259–263.

11. Development of method for calculating and experimentally evaluating tribological parameters of piston-cylinder tribosystem of diesel engine / I.G. Goryacheva, A.V. Morozov, Yu. V. Rozhdestvensky, K.V. Gavrilov, **A.A. Doikin** // Development of method for calculating and experimentally evaluating tribological parameters of piston-cylinder tribosystem of diesel engine // Journal of Friction and Wear. – 2013. – Volume 34. – Issue 5. – Pp 339–348.

12. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612853. Программа анализа гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень – цилиндр»: «Поршень – ВТХ» / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, **А.А. Дойкин**, А.А. Мыльников, А.В. Чеснов; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2010611198; заявл. 09.03.10; зарегистр. 27.04.10.

13. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012661032. Программа расчета гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень – цилиндр» с учетом контактного взаимодействия поверхностей трения и изменения температуры смазочного слоя: «Поршень – КОНТАКТ» / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, Е.А. Задорожная, **А.А. Дойкин**, И.Г. Леванов; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2012618522; заявл. 08.10.12; зарегистр. 05.12.12.

14. Заявка на полезную модель «Поршень двигателя внутреннего сгорания» № 2013103648 от 28.01.2013 Решение о выдаче патента от 16.09.2013 К.В. Гаврилов, **А.А. Дойкин**.