

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПАРЫ ТРЕНИЯ
«АЛЮМИНИЕВЫЙ СПЛАВ – ЛЕГИРОВАННЫЙ ЧУГУН»**

К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин

Рассмотрены различные режимы нагружения трибосопряжения «алюминиевый сплав – легированный чугун», являющегося аналогом трибосистемы «поршень–цилиндр» дизеля. Экспериментальная оценка параметров трения и изнашивания проводилась на трибометре, позволяющем моделировать возвратно-поступательное движение образцов, изготовленных из направляющей поршня и гильзы цилиндра дизеля. На основании экспериментально полученной зависимости линейной интегральной интенсивности изнашивания от параметров нагружения выполнена оценка ресурса трибосистемы «поршень–цилиндр» дизеля.

Ключевые слова: трибосистема «поршень–цилиндр»; интенсивность изнашивания; ресурс.

Решение проблемы повышения энергоэффективности и надежности ДВС неразрывно связано с совершенствованием конструкции их трибосопряжений.

Безотказность и долговечность двигателей в значительной мере определяются надежностью их основных трибосопряжений (ТС) с жидкостным режимом трения: поршень–цилиндр, коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, подшипники ротора турбокомпрессора. Механический к.п.д. у большинства серийно выпускаемых отечественных ДВС автотракторного типа (без наддува) редко превышает значение 0,75 на номинальном режиме

работы, т.е. до 25 % располагаемой мощности этих двигателей теряется безвозвратно на преодоление трения. Общеизвестно, что в доле этих потерь от 40 до 60 % приходятся на механические потери в трибосопряжении «поршень–цилиндр».

Одним из направлений снижения потерь в ТС «поршень–цилиндр» является профилирование юбки поршня. Для этих сопряжений долгое время использовались математические модели на основе теории удара и колебаний системы «поршень–цилиндр» не рассматривающие наличие смазки в зазоре [1, 2]. На основании такого подхода, а также результатов экспериментальных исследований, были предложены некоторые принципы профилирования юбки поршня [3].

Современное состояние вопроса характеризуется уточнением методик расчета динамики системы «поршень – смазочный слой – цилиндр» включением в расчетную модель важнейших конструктивных и эксплуатационных факторов и разработкой на этой базе новых типов профилей поршней с минимальными трибологическими потерями [4–6].

Целью работы является расчетно-экспериментальная оценка триботехнических параметров сопряжения «алюминиевый сплав – легированный чугун», являющегося аналогом трибосистемы «поршень–цилиндр» дизеля и прогнозирование на этой основе его ресурса.



Рис. 1. Результат контактного взаимодействия юбки поршня и гильзы цилиндра дизеля ЧН13/15

К основным гидромеханическим характеристикам (ГМХ) трибосопряжения «поршень–цилиндр» принято относить: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(\tau)$ и максимального гидродинамического давления $p_{\max}(\tau)$, а также их средние h_{\min}^* , p_{\max}^* за цикл $\tau_{ц}$ величины; мгновенные и средние потери мощности на трение $N(\tau)$, N^* ; средний расход смазки в направлении камеры сгорания Q^* и среднюю за цикл эффективную (расчетную) температуру смазочного слоя T_E^* .

Контактное взаимодействие элементов трибосопряжения происходит на площадках фактического контактирования, что экспериментально подтверждается образованием «натиров» на юбке поршня дизельного двигателя после определенной наработки (рис. 1). Поэтому расчетные характеристики трибосистемы дополняются относительными значениями суммарных за цикл нагружения величин протяженности областей $\alpha_{h_{\text{доп}}}$, %, где значения

h_{\min} меньше допустимых значений толщины смазочного слоя $h_{\text{доп}}$ (продолжительность контактного взаимодействия).

Реакции смазочного слоя определялись на основе результатов численного интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений [5].

При расчете траектории движения поршня на смазочном слое в пространстве зазора цилиндра двигателя внутреннего сгорания систему координат закрепляли на неподвижном цилиндре, начало подвижной системы координат находилось в центре масс движущегося поршня. С учетом допущений работы [5] при анализе перемещений поршня в цилиндре принималось, что перемещение поршня происходит в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца и поршень совершает плоскопараллельное движение.

При расчете траектории движения поршня в цилиндре использовался метод, базирующийся на формулах дифференцирования назад (метод ФДН), подробности которого изложены в работе [7].

Расчет ГМХ сопряжения выполнен на примере дизеля типа ЧН 13/15. В качестве исходных данных использовалась индикаторная диаграмма режима максимальной мощности ($\omega_0 = 220\text{с}^{-1}$), а также вязкостно-температурная характеристика моторного масла класса SAE 5W-50.

Результаты расчетов, соответствующие режиму номинальной мощности, представлены в табл. 1, из которой видно, что минимальная за цикл толщина смазочного слоя $\text{inf}h_{\min}$ меньше допустимой величины $h_{\text{доп}}$, и протяженность зоны контактирования составляет 12,5 % рабочего цикла, что соответствует 90° поворота коленчатого вала.

Таблица 1

ГМХ трибосопряжения «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 13/15

N^* , Вт	Q^* , л/с	h_{\min}^* , мкм	p_{\max}^* , МПа	$\text{inf}h_{\min}$, мкм	supp_{\max} , МПа	$\alpha_{h_{\text{доп}}}$, %
252,0	0,067	55,7	2,7	8,6	16,0	12,5

Таким образом, на основании результатов расчета рассматриваемого сопряжения представляется актуальной оценка интенсивности его изнашивания и определения ресурса. Для достижения этой цели были проведены экспериментальные исследования процесса изнашивания материалов исследуемого сопряжения.

Экспериментальное изучение коэффициента трения и интенсивности изнашивания исследуемых материалов проводилось на трибометре УМТ-3МТ, представляющем собой лабораторный прибор для изучения фрикционных свойств различных материалов. Прибор позволяет реализовать схему кон-

тактного взаимодействия пальчик–пластина. Пальчик, изготовленный из поршня, является неподвижным образцом, а пластина, изготовленная из гильзы цилиндра, совершает возвратно-поступательное движение относительно прижатого к ней пальчика. Показателями процесса фрикционного взаимодействия в измерительной системе прибора являются непрерывная запись нормальной силы, сближения изнашиваемых тел, силы трения, пути трения и коэффициента трения.

Образец-пальчик был изготовлен из юбки поршня (алюминиевый сплав АК-4), а контрообразец-пластина изготовлена из гильзы цилиндра (легированный чугун). В качестве смазки использовалось рекомендуемое для дизельных двигателей моторное масло марки SAE 5W-50.

Основными внешними характеристиками, влияющими на скорость изнашивания сопряжения, являются контактное давление p_{cont} и линейная скорость перемещения V . Значения p_{cont} и V на трибометре соотносились с предварительно рассчитанными значениями боковой силы F и скоростью движения поршня в сопряжении в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля.

Для приближения условий испытания исследуемых материалов к эксплуатационным, эксперименты проводились при постоянной температуре 110 °С. В процессе проведения эксперимента непрерывно записывались фиксируемые значения коэффициента трения, силы трения, акустической эмиссии, температуры, а также электрическое сопротивление в сопряжении, косвенно свидетельствующее о толщине масляной пленки между поверхностями.

Линейная интегральная интенсивность изнашивания образца материала поршня рассчитывалась по формуле:

$$I_h = \Delta m / (\rho_{Al} A_a L), \quad (1)$$

где Δm – изменение массы пальчика в результате износа; ρ_{Al} – плотность алюминиевого сплава; A_a – номинальная площадь контакта; L – путь трения.

На рис. 2 точками указаны экспериментальные значения интенсивности изнашивания, полученные в соответствии с выражением (1), на основании которых построена аппроксимирующая локальная зависимость интенсивности изнашивания I_h от контактного давления p_{cont} для сопряжения «поршень–цилиндр»:

$$I_h = 2,7 \cdot 10^{-9} p_{cont}^{1,5}. \quad (2)$$

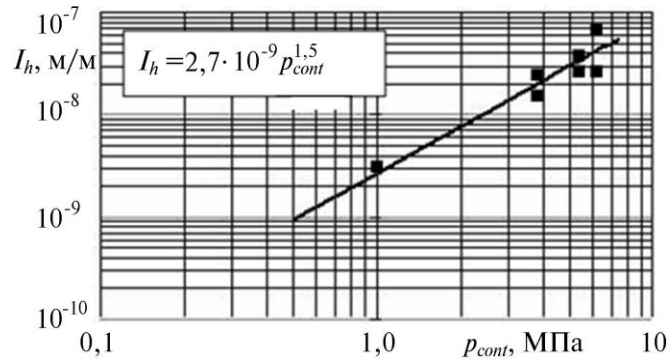


Рис. 2. Зависимость интенсивности изнашивания от контактного давления

Полученная зависимость использовалась в дальнейшем для оценки интенсивности изнашивания и ресурса сопряжения дизеля ЧН 13/15.

В трибосистеме «поршень–цилиндр» имеет место гидродинамическое и при высоких уровнях нагружения граничное трение, причем последний вид контактного взаимодействия поверхностей трения является определяющим при оценке ресурса сопряжения в целом.

Продолжительность периода граничного трения оценивалась временем существования критической толщины масляного слоя, определяемым по результатам расчетного анализа условий гидродинамического режима трения в течение рабочего цикла дизеля.

С учетом рекомендаций работы [8] рассматриваемый вид контактирования для исследуемых объектов классифицировался как пластический.

Время изнашивания контактного слоя определенной толщины оценивалось на основании экспериментально полученной зависимости интенсивности изнашивания:

$$t_{izn} = h_{izn} / (I_h V), \quad (3)$$

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

Результаты расчета основных параметров контактирования юбки поршня и гильзы цилиндра при различных режимах нагружения дизеля представлены в табл. 2.

При оценке среднего моторесурса сопряжения учитывалось распределение нагрузки дизеля в реальных условиях работы инженерной машины. Согласно исследованиям [9] 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 ре-

зультатов расчета минимальной толщины смазочного слоя и продолжительности контактного взаимодействия поверхностей сопряжения, характеризуемой параметром $\alpha_{h_{дон}}$, на различных режимах.

Таблица 2

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, м·ч	83460	35538	9182	2218
Средний моторесурс сопряжения, м·ч	21622			

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.

Таким образом, на основе расчетно-экспериментальных исследований:

- выполнена оценка продолжительности контактного взаимодействия поверхностей трения сопряжения форсированного дизеля ЧН 13/15;
- получена зависимость интенсивности изнашивания от контактного давления в исследуемой паре трения;
- выполнена оценка ресурса трибосистемы «поршень–цилиндр» дизеля с учетом режима его работы в составе инженерной машины.

Библиографический список

1. Григорьев, Е.А. Теоретическое исследование колебательной системы поршень-цилиндр / Е.А. Григорьев, М.Д. Аллабергенев // Двигателестроение. – 1985. – № 10. – С. 13–17.

2. Никишин, В.Н. Основы теории соударения и исследование колебаний пары поршень-гильза автомобильного двигателя: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.Н. Никишин. – М., 1978.

3. Гинцбург, Б.Я. Профилирование юбок поршней / Б.Я. Гинцбург. – М.: Машиностроение, 1973.

4. Рождественский, Ю.В. Влияние вязкостно-температурных свойств моторных масел на гидромеханические характеристики трибосопряжения поршень-цилиндр / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, И.В. Мухортов, А.А. Дойкин // Двигателестроение. - 2010. - № 2. - С. 23–26.

5. Рождественский, Ю.В. Решение задачи оптимизации трибосопряжений поршневых и роторных машин с использованием алгоритма сохранения массы / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. - № 8. – С. 38–43.

6. Путинцев, С.В. Программа PISTON-DHT для расчета параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня ДВС / С.В. Путинцев, С.А. Аникин, О.В. Иванов // Сборник трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007 / Под редакцией Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грекова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 235–241.

7. Прокопьев, В.Н. Повышение эффективности алгоритмов расчета выходных параметров сложнагруженных опор скольжения двигателей транспортных машин / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.В. Ширококов // Вестник Уральского межрегионального отделения Российской академии транспорта. – 1999. – № 2. – С. 28–32.

8. Крагельский, И.В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2 кн. Кн. 1 / И.В. Крагельский, В.В. Алисин. – М.: Машиностроение, 1978.

9. Кавьяров, И.С. Резервы повышения производительности промышленных тракторных агрегатов / И.С. Кавьяров, В.В. Князькин, Б.Л. Магарилло // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1973. – № 7. – С. 6–8.

[К содержанию](#)