



## К ВОПРОСУ АНАЛИТИЧЕСКОЙ ОЦЕНКИ ТОЛЩИНЫ МАСЛЯНОГО СЛОЯ В ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКАХ ДИЗЕЛЕЙ КАМАЗ

**ДАНИЛОВ Игорь Кеворкович**, Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А.

**ПОПОВА Ирина Михайловна**, Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А.

Приводится обоснование зависимости толщины масляного слоя от пробега в подшипниковых узлах автотракторных ДВС КамАЗ-740.11-240, устанавливаемых на тракторы и комбайны «Дон» (серия АКРОС), «Полесье» (серия 12). Для обоснования изменения толщины масляного слоя в шатунных подшипниках в процессе эксплуатации использовали метод кинестатики. Силовой расчет проводили при условии выборки зазоров в кривошипно-шатунном механизме в верхней мертвой точке. Выведена формула изменения толщины масляного слоя в шатунных подшипниках на примере двигателя КамАЗ-740.11-240, которая применима для всех типов ДВС, она учитывает конструктивные особенности и условия эксплуатации. Разработаны устройство и способ диагностирования подшипников скольжения динамическим способом на работающем двигателе, исследованы и обоснованы режимы диагностирования с использованием информации о границах суммарного зазора в кривошипно-шатунном механизме, толщины масляного слоя в шатунных подшипниках в момент перекадки поршня в верхней мертвой точке и выведена закономерность изменения толщины масляного слоя от пробега. Зазоры в шатунных подшипниках варьируются от 10 до 50 мкм, причем оптимальное значение толщины масляного слоя изменяется от 15 до 30 мкм, что соответствует жидкостному трению в шатунных подшипниках двигателей семейства КамАЗ. Исследования на ДВС КамАЗ-740.11-240 в лабораторных условиях позволили обосновать измерения ТМС на минимальных оборотах холостого хода прогретого двигателя, а утолщение и удлинение вкладышей, возникающие при прогреве двигателя на обоснованной частоте вращения коленчатого вала, не влияют на результаты диагностирования.

В настоящее время двигатели внутреннего сгорания (ДВС) КамАЗ установлены на различной сельскохозяйственной технике – тракторах Т-150, комбайнах «Дон», «Полесье». Эксплуатационные предприятия сталкиваются с проблемами ремонта из-за недостаточного давления в смазочной системе, особенно при низких оборотах двигателя. Для предотвращения аварийного режима смазки подшипниковых сопряжений и своевременного ремонта используется диагностирование ДВС. Оценка имеющихся методов диагностирования ДВС [3] показал, что наиболее информативным методом является динамический, предполагающий проверку технического состояния на работающем двигателе.

С целью обоснования его применения в СГТУ имени Гагарина Ю.А. разработали устройство и способ диагностирования подшипников скольжения (патент № 31644) [5], исследовали и обосновали режимы диагностирования с использованием информации о границах суммарного зазора в кривошипно-шатунном механизме (КШМ), толщины масляного слоя (ТМС) в шатунных подшипниках в момент перекадки поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) и закономерность изменения ТМС от пробега.

Изменение ТМС в шатунных подшипниках при демонтированной топливной форсунке выведено с использованием метода кинестатики. По принципу Даламбера [1]:

$$P_j^I + P_j^I + F_{\text{м.п}} + F_{\text{гидр}} = 0, \quad (1)$$

где  $P_j^I$  – сила инерции первого порядка, кН;  $P_j^I = -m w^2 r \cos \varphi$ ;  $P_j^I$  – сила инерции второго порядка, кН;  $P_j^I = -m w^2 r \lambda \cos^2 \varphi$ ;  $F_{\text{м.п}}$  – сила механических потерь на трение, кН;  $F_{\text{гидр}}$  – сила гидравлического слоя смазки, кН;  $F_{\text{гидр}} = \frac{\mu w}{\varphi^2} l d \Phi_p$

Для аналитического описания механических потерь в результате трения поршня и колец о внутреннюю поверхность цилиндра использовали аналитическое выражение давления механических потерь, кН/м<sup>2</sup> ( $P_m$ ). Для дизельных ДВС [1]:

$$P_m = 0,8 + 0,17 v_{\text{п}}, \quad (2)$$



где  $v_n$  – скорость поршня, м/с.

В работе [4] сила механических потерь на трение поршня и колец о внутреннюю поверхность цилиндра:

$$F_{\text{м.п}} = 10 \pi d H \left( 0,8 + 0,17 w r \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \right), \quad (3)$$

где  $d$  – диаметр гильзы цилиндра, м;  $H$  – высота поверхности трения (ход поршня), м;  $w$  – частота вращения коленчатого вала,  $\text{с}^{-1}$ ;  $r$  – радиус кривошипа, м;  $\lambda$  – относительный эксцентриситет;  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала,  $\text{град}^{-1}$ .

Тогда:

$$m w^2 r (\cos \varphi + \lambda \cos^2 \varphi) - 10 \pi D H \left( 0,8 + 0,17 w r \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \right) = \frac{\mu w}{\psi^2} l d \Phi_p.$$

При этом коэффициент нагруженности  $\Phi_p$ , представляющий собой безразмерную функцию положения шатунной шейки коленчатого вала в подшипнике и границ зоны слоя смазки:

$$\Phi_p = \frac{\psi^2 \left[ m w^2 r (\cos \varphi + \lambda \cos^2 \varphi) - 10 \pi d H \left( 0,8 + 0,17 w r \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \right) \right]}{\mu w l d}.$$

Коэффициент нагруженности  $\Phi_p$  аналитически связан с относительным эксцентриситетом  $\lambda$ . Использование пакета прикладных программ позволило найти наиболее достоверную взаимосвязь двух параметров (с коэффициентом корреляции 0,86) в виде степенной зависимости:

$$\lambda = A \Phi_p^b = 0,6 \Phi_p^{0,18}, \quad (4)$$

где  $A$  – коэффициент, определяющий посадку шатунной шейки в подшипнике [4].

Однако, также известно определенное выражение, связывающее относительный эксцентриситет и минимальную толщину масляного слоя в подшипниках шатуна [6]:  $h_{\text{min}} = \delta(1 - \lambda)$ .

Тогда минимальная толщина масляного слоя в шатунных подшипниках:

$$h_{\text{min}} = \delta \left[ 1 - 0,6 \left( \psi^2 \frac{m w^2 r (\cos \varphi + \lambda \cos^2 \varphi) - \left[ \frac{-10 \pi D H (0,8 + 0,17 w r (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi))}{\mu w l d} \right]^{0,8}}{\mu w l d} \right) \right] \quad (5)$$

где  $\delta$  – зазор в шатунных подшипниках, м;

$\psi$  – коэффициент трения посадки шейка-вкладыш;  $m$  – масса поршневого комплекта, кг;  $w$  – частота вращения коленчатого вала,  $\text{с}^{-1}$ ;  $r$  – радиус кривошипа, м;  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала,  $\text{град}^{-1}$ ;  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $H$  – высота рабочей поверхности гильзы, м;  $\mu$  – динамическая вязкость масла,  $\text{МПа}\cdot\text{с}$ ;  $l$  – длина вкладыша шатуна, м;  $d$  – диаметр вкладыша шатуна, м.

В верхней мертвой точке поршня ( $\varphi = 0$ ):

$$h_{\text{min}} = \delta \left[ 1 - 0,6 \left( \frac{\psi^2 (m w^2 r (1 + \lambda) - 8 \pi D H)}{\mu w l d} \right)^{0,8} \right] \quad (6)$$

Учитывая [6],  $\delta = \delta_0 e^{-bl}$ , где  $l$  – пробег (тыс. км),  $\delta_0$  и  $b$  – экспериментальные параметры:

$$h = h_0 e^{-bl}. \quad (8)$$

Проведенные нами исследования показали, что зазоры в КШМ двигателей семейства КамАЗ, имеющие взаимосвязь с ТМС, необходимо измерять на минимальных оборотах двигателя, а утолщение вкладышей, возникающее при прогреве двигателя на обоснованной частоте вращения коленчатого вала, не влияет на результаты диагностирования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильные и тракторные двигатели. Ч. 2. Конструкция и расчет двигателей / под ред. И.М. Ленина. – М.: Высш. шк., 1976. – 280 с.
2. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей. – М.: Транспорт, 1985. – 215 с.
3. Диагностирование автомобилей / А. Карташев [и др.]. – М.: Инфра-М, 2011. – 208 с.
4. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.
5. Пат. 31644 РФ, U1, 7G01D 1/08. Индикатор износа кривошипно-шатунного механизма ДВС. № 2003108636/20; заявл. 31.03.03; опубл. 20.08.03. Бюл. № 23.
6. Расчеты деталей машин: справочное пособие / А.В. Кузьмин [и др.]. – 3-е изд. – Минск: Высшая школа, 1980. – 395 с.

**Данилов Игорь Кеворкович**, д-р техн. наук, доцент, зав. кафедрой «Автомобили и двигатели», Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А. Россия.

**Попова Ирина Михайловна**, канд. экон. наук, доцент кафедры «Автомобили и двигатели», Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А. Россия.

410054, г. Саратов, ул. Политехническая, 77.  
Тел.: (8452) 99-87-46.



**Ключевые слова:** давление; частота вращения; кривошипно-шатунный механизм; динамическая оценка; шатун-

ные подшипники; дизель.

## ON THE PROBLEM OF ANALYTICAL ESTIMATION OF OIL LAYER THICKNESS IN BEARING BOX OF KAMAZ DIESELS

**Danilov Igor Kevorkovich**, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the chair "Cars and Engines", Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Russia.

**Popova Irina Mikhaylovna**, Candidate of Economic Sciences, Associate Professor of the chair "Cars and Engines", Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Russia.

**Keywords:** pressure; rotation frequency; crank mechanism; dynamic assessment; connecting rod bearings; diesel.

The dependence of the thickness of the oil layer from the mileage in bearing units autotractor internal combustion engine KamAZ-740.11-240, which are installed on tractors and combines «Don» (series AKROS), «Polesie» (series 12), is substantiated in the article. Terms of kinetostatical method has been used to justify the change of the thickness of the oil layer in the connecting rod bearings during the operation process. A power calculation was conducted taking into account the sampling clearances in the crank mechanism in top dead center. The formula changes the thickness of the oil layer in the connecting rod bearings on the example of the engine KamAZ-740.11-240, which is applicable for all types

of internal combustion engines, was developed; it takes into account the design features and operating conditions. The apparatus and method of diagnosing sliding bearing by the dynamical method on a running engine were developed, the modes of diagnosis with using information about the boundaries of the overall gap in the crank mechanism, about the thickness of the oil layer in the moment of relining of the piston in the top dead point are investigated and substantiated, and the rule of the change of thickness of the oil layer from the mileage was received. The clearances in the connecting rod bearings vary range from 10 to 50  $\mu\text{m}$ , the optimum value of the thickness of the oil layer varies in the range of 15...30 mm, it corresponds to the liquid friction in the connecting rod bearings of the engine family KamAZ. Research on the internal combustion engine KamAZ-740.11-240 in the laboratory is allowed to justify measuring the thickness of an oil layer at the minimum idling speed of a warmed-up engine, and thickening and elongation of the bearing that occur when the engine warms up at reasonable frequency of rotation of the crankshaft do not affect the diagnostic results.

УДК 631.356.274

## ПОГРУЗЧИК НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ ЗЕРНА

**ЗАГОРУЙКО Михаил Геннадьевич**, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

**ПАВЛОВ Павел Иванович**, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

**ХАКИМЗЯНОВ Рустам Рафитович**, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

Статья посвящена механизированной погрузке зерна в транспортные средства из складских помещений, на зернотоках и открытых площадках. Предложен погрузчик зерна с новым рабочим органом – планчатый барабанный питателем, с помощью которого происходит захват зерна с поверхности пола или земли и последующее перемещение к отгрузочному транспортеру. Погрузчик является машиной непрерывного действия и имеет ряд преимуществ. Предлагаемый погрузчик состоит из рамы, двухрядного скребкового конвейера, планчатого подающего барабана (питателя) и механизма привода. На валу подающего барабана установлены лучи, на окончаниях которых шарнирно крепятся держатели с планками. Держатели с торцевой стороны имеют кривошип с роликом, входящим в паз направляющей дорожки. При работе погрузчик подъезжает к бурту зерна. Механизм привода от вала отбора мощности базового трактора приводит в движение скребковый конвейер, и планчатый подающий барабан, который вращаясь, внедряется в бурт. Зерно, захваченное планкой, подается по наклонной части подпорной стенки в загрузочное окно скребкового конвейера по всей длине подающего барабана. Перемещаясь по горизонтальному и наклонному участкам скребкового конвейера, зерно через выгрузную горловину поступает в транспортное средство. В конструкцию питателя входит кривошипно-роликовый механизм, позволяющий исключить ударное воздействие планок на зерно. Движение зерна происходит по наименьшей траектории, разделение процессов отделения и транспортирования позволяет осуществлять без помех, за счет чего повышается производительность и снижается энергоемкость. Для определения рациональных режимов работы погрузчика проведены экспериментальные исследования. Приведены полученные зависимости крутящего момента на валу планчатого подающего барабана и определены оптимальные значения его частоты вращения и скорости движения цепи со скребками транспортера.

Эффективность современного сельскохозяйственного производства напрямую зависит от степени механизации погрузочно-транспортных работ в технологических процессах растениеводства и животноводства. Создание новых и модернизация существующих погрузочно-разгрузочных машин позволяет

значительно сократить простои под погрузкой транспортно-технологических средств, повысить производительность комплексов и систем машин, снизить затраты труда на производство сельскохозяйственной продукции [1, 2, 7].

В ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова»