

ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ ДИАГНОСТИКА ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В статье представлены результаты исследования по совершенствованию диагностического обеспечения подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей в эксплуатации. Новизной является использование в качестве диагностического параметра – «степени нарушения функций подшипников» для оценки функциональных способностей подшипников.

Ключевые слова: подшипники коленчатого вала, диагностирование, функциональные способности, смазочный процесс.

В современных условиях важное значение для экономики автомобильного транспорта имеет решение научных и практических проблем совершенствования методов и средств технического обслуживания, сервиса и ремонта автотранспортных средств с целью повышения эффективности транспортного обслуживания и минимизации затрат и ресурсов, связанных с ними.

Одной из основных проблем при поддержании регламентированного уровня надежности двигателей является недостаточная эффективность обнаружения и предупреждения методами диагностики катастрофического состояния подвижных сопряжений, в частности подшипников коленчатого вала, что нередко приводит к аварийным остановкам, преждевременному ремонту и, как следствие, дополнительным затратам.

Существующая номенклатура диагностического обеспечения подшипников коленчатого вала сформирована из комплексов правил, методов, алгоритмов и средств технического диагностирования (ГОСТы 27518-87, 26656-85, 26655-85, 25176-82, 25044-81) по различным прямым и косвенным диагностическим параметрам (ГОСТ 23435-79). В работах Авдотькина Ф.Н., Болдина А.П., Венцеля С.В., Гребенникова А.С., Григорьева М.А., Гурвича И.Б., Денисова А.С., Ждановского Н.С., Кулакова А.Т., Михлина В.М., Подмастерьева К.В., Хазарова А.М. и других исследователей описаны способы безразборного определения зазоров в подвижных сопряжениях. Общим недостатком известных методов диагностики подшипников является их низкая пригодность к объективной оценке функциональной способности подшипников, под которой понимается состояние (качество, свойство) подшипников, дающее возможность им работать в условиях жидкостной смазки.

Объективная оценка, обнаружение и установление степени нарушений функции подшип-

ников на основе измерения показателей смазочного процесса с помощью средств и методов трибомониторинга являются содержанием функциональной диагностики подшипников.

Использование современных электронных средства трибомониторинга, например приборов моделей КДТ-1, САДТ-1, АММ-10, «Кронверк 7607» [1, 2], в решениях практических задач диагностирования подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей не получило должного развития ввиду недостаточной разработанности методологической базы.

В связи с этим разработки в области обеспечения работоспособности автомобильного транспорта, связанные с совершенствованием технической и методологической базы диагностирования подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей, являются актуальными.

Объектом настоящего исследования являлось изменение технического состояния подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей в эксплуатации. Предметом исследования были закономерности смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала автомобильного двигателя типа 8Ч9,2/8,0.

Цель работы состояла в повышении эффективности эксплуатации автотранспортных средств за счет совершенствования диагностического обеспечения подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей.

В Оренбургском государственном университете на кафедре автомобильного транспорта разработано средство трибомониторинга подшипников коленчатого вала автомобильного двигателя – автоматизированная система оценки смазочного процесса (АСОСП) [3–5]. Система представляет собой измерительно-вычислительный комплекс, включающий анализатор режимов трения, компьютер и устройство со-

пряжения с ним, программное обеспечение, токосъемник и средства коммутации.

Анализ эквивалентных электрических схем автомобильных двигателей, в которых переменные сопротивления соответствуют параметрам трения, позволил сделать вывод, что вероятность прохождения электрического тока между блоком цилиндров и коленчатым валом определяется условиями смазки в системе шатунных и коренных подшипников. Эта система подшипников с общим валом рассматривается как один «эквивалентный» подшипник с обобщенными свойствами отдельных элементов [6].

Если между токосъемником, закрепленным на носке коленчатого вала, и блоком цилиндров подавать входной электрический сигнал амплитудой U и частотой f_0 , то выходной сигнал будет формироваться в зависимости от условий смазки в каждом из подшипников вала. При функционировании всех подшипников в условиях жидкостной смазки между трущимися поверхностями образуется диэлектрический смазочный слой, и поэтому параметры сигнала остаются неизменными. При нарушении жидкостной смазки хотя бы в одном подшипнике возникает металлический контакт между трущимися поверхностями, и сигнал за это время теряет некоторое количество импульсов. Суммарное количество f потерянных за единицу времени импульсов определяется общей длительностью нарушения жидкостной смазки в отдельных подшипниках. Отношение $f_k f_0$ характеризует степень нарушения функций (жидкостной смазки) подшипников P_k . Значение параметра P_k изменяется от минимального $(P_k)_{\min} = 0$, характеризующего условия постоянной жидкостной смазки во всех без исключения подшипниках системы, до максимального значения $(P_k)_{\max} = 1$, при котором хотя бы один подшипник работает в условиях сухого трения или граничной смазки. Промежуточные значения параметра $0 < P_k < 1$ имеют место в условиях переходного смазочного процесса при последовательном во времени чередовании жидкостной и граничной смазок (сухого трения).

Теоретическое обоснование использования параметра P_k в качестве диагностического параметра проведено на основе анализа математической модели смазочного процесса [7]. Модель оценивает динамическое состояние смазочного слоя с позиций вероятности его разрушения через соотношение значений предельной несущей способности смазочного слоя $N_{ж}$ и внешней нагрузки N на него.

Внешняя нагрузка N на смазочный слой в подшипнике формируется от действия газовых и инерционных сил, переменна по углу поворота коленчатого вала и определяется, исходя из положений теории автомобильных двигателей, прежде всего крутящим моментом $M_{кр}$ на коленчатом валу и частотой его вращения n :

$$N = N(M_{кр}, n). \quad (1)$$

Предельная несущая способность смазочного слоя $N_{ж}$ равна максимальной суммарной силе реакции со стороны смазочного слоя, при превышении которой смазочный слой разрушается. Значение $N_{ж}$ формируется, согласно положениям теории гидродинамической смазки подшипников скольжения, от множества конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов:

$$N_{ж} = N_{ж}(l, d, m, t_m, n, h_{кр}, D), \quad (2)$$

где l – опорная длина шейки коленчатого вала;

d – диаметр шейки коленчатого вала;

m – динамическая вязкость масла;

t_m – температура масла;

$h_{кр}$ – критическая толщина смазочного слоя;

D – диаметральный зазор в подшипнике.

Математическая модель смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала имеет следующий вид:

$$P_k = P_k(M_{кр}, l, d, \mu, t_m, n, h_{кр}, D). \quad (3)$$

Проанализируем, каким образом изменяются параметры модели (3) при эксплуатации автомобильного двигателя. Величины l и d остаются неизменными. Динамическая вязкость масла m зависит от температурного режима двигателя и соответственно температуры масла t_m и определяется вязкостно-температурными свойствами масла $\mu(t_m)$, которые, как правило, изменяются в процессе эксплуатации двигателя вследствие старения базовой основы, разбавления топливом и срабатывания присадок. Частота вращения коленчатого вала n и крутящий момент $M_{кр}$ изменяются в широких пределах в зависимости от нагрузочного и скоростного режимов работы двигателя. Критическая толщина смазочного слоя $h_{кр}$ в период установившегося нормального изнашивания изменяется незначительно. Диаметральный зазор D неизбежно увеличивается вследствие изнашивания шеек и подшипников коленчатого вала.

При одинаковых режимах работы, тепловом состоянии двигателя и свойствах моторного масла значения параметров $M_{кр}$, n , t_m , $h_{кр}$ и μ в модели (3) являются неизменными и появляется возможность определения значения диаметрального зазора Δ по параметру степени разрушения функций подшипников P_k .

Для исключения влияния режимов работы ($M_{кр}, n$) и теплового состояния (t_m) двигателя на результаты диагностирования использован параметр Π_k [6], значение которого равно среднему значению P_k в заданном тестовом диапазоне частоты вращения коленчатого вала n на холостом ходу:

$$\Pi_k = \frac{\sum_{i=1}^{i=K} P_{k,i}}{K}, \quad (4)$$

где $P_{k,i}$ – значение параметра P_k при n_i частоте вращения коленчатого вала i -го опыта;

K – количество уровней тестовой частоты вращения вала.

Для получения диагностической модели $\Delta = \Delta(\Pi_k)$ проведены экспериментальные исследования, включающие две серии опытов. Первая серия была связана с получением закономерности $\Pi_k = \Pi_k(L)$ путем определения значений параметра Π_k при текущем пробеге автомобиля L . При этом для оценки информативности диагностического параметра производилось необходимое количество замеров значений параметра при малых пробегах (состояние исправного двигателя) и при больших пробегах (состояние неисправного двигателя). Вторая серия опытов заключалась в замерах при пробеге L среднего диаметрального зазора Δ в подшипниках после разборки двигателя перед капитальным ремонтом.

Таким образом, в основу экспериментальных исследований [9] положена укрупненная модель, содержащая входные (пробег автомобиля L , средний диаметральный зазор в подшипниках коленчатого вала Δ , частота вращения коленчатого вала n) и выходные (параметр

P_k и определяемые зависимости $\Pi_k = \Pi_k(L)$, $\Delta = \Delta(L)$ и $\Delta = \Delta(\Pi_k)$) переменные.

Объектом исследования являлись двигатели модели ЗМЗ-5234.10 в составе автобусов ПАЗ-3205, прошедшие обкатку, эксплуатировавшиеся в условиях г. Оренбурга и пригорода и имевшие пробег на момент испытаний от 3000 до 230 000 км без капитального ремонта.

Для исключения влияния свойств масла на результаты испытаний замеры проводились через каждые 11 200 км пробега автобуса после смены моторного масла при технологическом процессе ТО-2 в условиях автотранспортного предприятия ЗАО «Автоколонна №1825». Перед испытанием двигатель прогревался до рабочих температур охлаждающей жидкости и масла. Условия испытания соответствовали основным положениям ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. С изменениями 2003 г.». Двигатель испытывался на режимах холостого хода при разных уровнях частоты вращения коленчатого вала: $n = 1000, 1500, 2000$ мин⁻¹. Количество повторных опытов на каждом скоростном режиме составило два. Опыты производились в случайном порядке с целью исключения влияния неуправляемых факторов на результаты. Выдержка перед очередным опытом составляла около 30 с, длительность замера на каждой установившейся частоте – около 60 с.

Для замера параметра P_k использовалась АСОСП; частота вращения коленчатого вала задавалась управлением воздушной заслонкой карбюратора и контролировалась по автомобильному цифровому тахометру модели ТХ-517; время контролировалось по цифровому секундомеру.

Значения параметра Π_k рассчитывались по формуле (4). По результатам расчета получена зависимость значений параметра Π_k от пробега L автобуса, представленная на рисунке 1.

Опытные данные аппроксимированы зависимостью вида:

$$\Pi_k = ae^{bL}, \quad (5)$$

где a – коэффициент,

$$a = 0,0188;$$

b – коэффициент интенсивности изменения параметра от пробега, 1/тыс. км,

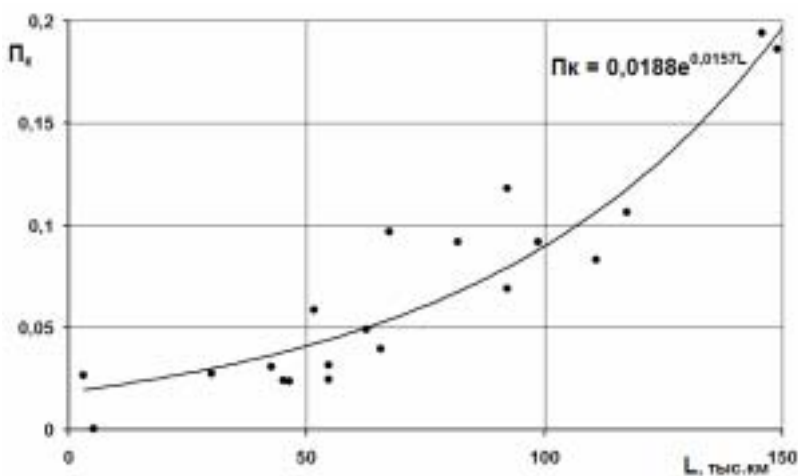


Рисунок 1. Зависимость значений параметра Π_k от пробега L автобуса ПАЗ-3205

$b = 0,0157$;
 L – пробег автобуса,
 тыс. км.

Замер диаметральных зазоров шатунных и коренных подшипников проводился по ГОСТ 14846-81 с помощью микрометров моделей МК75 (для замера диаметров шеек вала) и МК25 (для замера толщин вкладышей). Рассчитывалось среднее значение зазора Δ для всех подшипников. Экспериментальная зависимость $\Delta = \Delta(L)$ представлена на рисунке 2.

Аппроксимация опытных данных позволила получить модель вида:

$$\Delta = \Delta_0 e^{bL}, \quad (6)$$

где Δ – текущий диаметральный зазор, мкм;

Δ_0 – диаметральный зазор, приведенный на момент окончания приработки, мкм, $\Delta_0 = 78$;

b – коэффициент интенсивности износа, 1/тыс. км, $b = 0,0053$;

L – пробег автомобиля, тыс. км.

Экспоненциальный вид модели согласуется с известным [8] видом закономерности увеличения диаметрального зазора для динамически нагруженных сопряжений.

Совместным анализом зависимостей (5) и (6) получена диагностическая модель вида:

$$\Delta = a\Pi_k^b, \quad (7)$$

где a – коэффициент, $a = 300$;

b – показатель степени, $b = 0,33842$.

Зависимость значений диаметрального зазора Δ от параметра Π_k представлена на рисунке 3.

Проведена оценка соответствия диагностического параметра требованиям чувствительности и однозначности. Коэффициент чувствительности определялся по формуле:

$$K_{\text{ч}} = \left| \frac{d\Pi_k}{df\text{с}} \right| = \left| \frac{1}{ab} \left(\frac{\Delta}{a} \right)^{\frac{1-b}{b}} \right| = \left| 0,00985 \left(\frac{\Delta}{300} \right)^{1,9549} \right|, \quad (8)$$

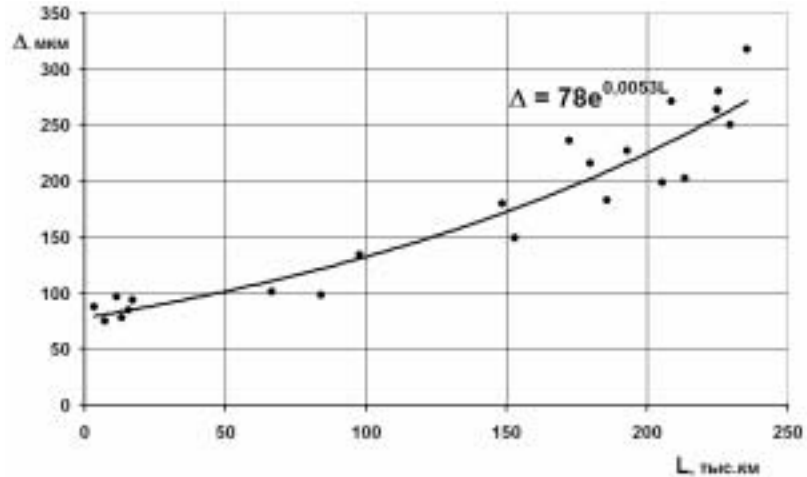


Рисунок 2. Зависимость значений среднего диаметрального зазора в подшипниках вала от пробега L автобуса ПАЗ-3205

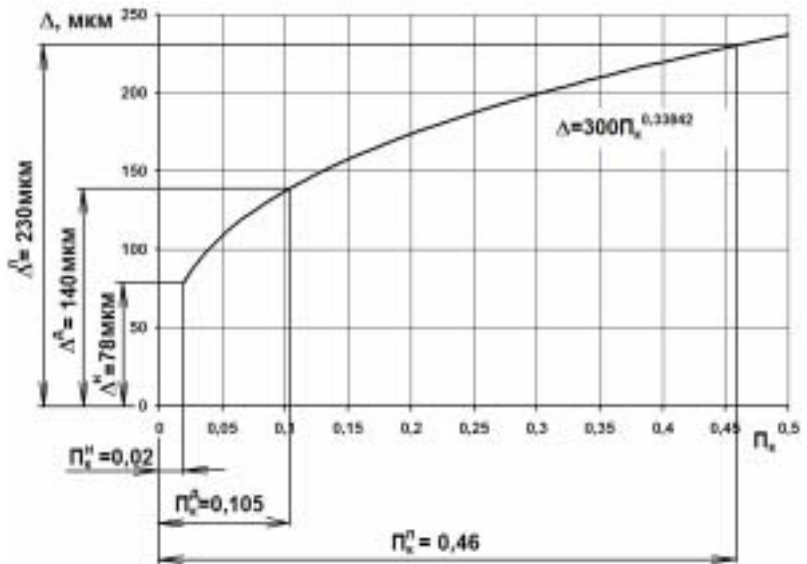


Рисунок 3. Зависимость значений диаметрального зазора D от параметра Π_k (для двигателя ЗМЗ-5234.10 автобуса ПАЗ-3205)

где $d\Pi$ – приращение диагностического параметра;

$d\Delta$ – приращение структурного параметра (зазора).

Величина данного параметра в диапазоне значений структурного параметра от начального $\Delta^0 = 78$ мкм до предельного $\Delta^2 = 230$ мкм составила $K_{\text{ч}} = 0,7...5,86$ мм⁻¹ (среднее значение $K_{\text{ч.ср}} = 2,93$ мм⁻¹), что указывает на высокую чувствительность диагностического параметра (например, для давления масла $K_{\text{ч.ср}} = 0,83$ МПа • мм⁻¹).

Требование однозначности выполняется отсутствием экстремума функции $\Pi_k = \Pi_k(\Delta)$ в диапазоне от Δ^0 до Δ^2 .

С учетом технической документации на исследуемый тип двигателей установлены нормативные значения диагностического параметра: начальное $P_{\kappa}^n = 0,02^{+0,0045}$; допускаемое $P_{\kappa}^{\partial} = 0,105 \pm 0,0155$; предельное $P_{\kappa}^n = 0,46 \pm 0,0244$.

Разработана методика диагностирования подшипников коленчатого вала, состоящая из алгоритма, в котором установлен состав и порядок проведения элементарных проверок и правила анализа их результатов, а также из правил диагностирования, включающих последовательность и технические требования к выполнению операций диагностирования, указания по применяемому средству контроля технического состояния, указания по режиму работы двигателя при диагностировании, указания по регистрации и обработке результатов диагностирования и выдаче диагноза, а также требования безопасности при проведении диагностирования.

Получены количественные значения следующих показателей:

- средняя оперативная продолжительность диагностирования – 0,3 ч;
- удельные затраты на диагностирование – 360 руб/ч;
- средняя оперативная трудоемкость диагностирования – 0,5 чел.-ч;
- коэффициент безразборного диагностирования – 1;
- коэффициент контролепригодности – 0,85.

Разработана методика прогнозирования остаточного ресурса подшипников коленчатого вала. Величина остаточного ресурса (пробега) L_o , тыс. км, определяется по формуле:

$$L_o = L \left(\log \left(\frac{\Delta^{\Pi}}{\Delta^{\text{H}}} \right) - 1 \right), \quad (9)$$

где L – текущий пробег, тыс. км.

Значения коэффициентов a и b в модели (7) определяются при решении системы уравнений:

$$\begin{cases} \Delta^{\text{H}} = a \cdot P_{\kappa}^n{}^b \\ \Delta^n = a \cdot P_{\kappa}^n{}^b; \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} b = \log \left(\frac{P_{\kappa}^n}{P_{\kappa}^n} \right) \left(\frac{\Delta^{\Pi}}{\Delta^{\text{H}}} \right) \\ a = \frac{\Delta^{\text{H}}}{P_{\kappa}^n{}^b} \end{cases} \quad (11)$$

Например: при $P_{\kappa}^n = 0,02$, $P_{\kappa}^n = 0,46$, $\Delta^n = 78$ мкм, $\Delta^{\Pi} = 230$ мкм и $P_{\kappa}^n = 0,15$ и $L = 150$ тыс. км те-

кущий зазор составит $\Delta = 156$ мкм, а остаточный пробег $L_o = 83$ тыс. км.

Усовершенствованное диагностическое обеспечение подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей прошло производственное испытание в условиях ЗАО «Автоколлонна №1825» (г. Оренбург) при оценке технического состояния автомобильных двигателей ЗМЗ-5234.10, устанавливаемых на автобусах ПАЗ-3205. Расчетный экономический эффект, достигающийся от предотвращения внезапных аварийных отказов из-за повышенного износа подшипников коленчатого вала, в среднем составил 7360 руб. в год на один автобус.

Параметр P_{κ} и соответствующая методика оценки функциональных способностей подшипников удовлетворяют основным требованиям, предъявляемым к параметрам и методикам оценки качества объекта:

- а) пригодности – параметр измеряет степень отклонения смазочного процесса в подшипниках от номинального состояния;
- б) квантифицируемости – параметр имеет простой физический смысл – характеризует вероятность разрушения смазочного слоя в подшипниках коленчатого вала;
- в) интегральности – параметр объединяет разные подшипники коленчатого вала в один «эквивалентный», который обладает обобщенной оценкой параметров смазочного процесса в шатунных и коренных подшипниках и определяется в области скоростного режима работы двигателя на холостом ходу;
- г) гибкости – методика позволяет производить оценку на всех этапах жизненного цикла двигателей;
- д) количественности – параметр безразмерен и принимает значение от 0 до 1;
- е) универсальности – методика одинаково применима к разным двигателям;
- ж) чувствительности – с изменением технического состояния подшипников значение параметра оценки изменяется;
- з) монотонности – с ухудшением технического состояния значение параметра оценки стремится к максимальному пределу;
- и) нетрудоемкости – методика не требует больших затрат труда и средств на ее исполнение;
- к) оперативности – методика позволяет получать оценку быстро.

Таким образом, в результате проведенного исследования создано новое диагностическое

обеспечение подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей. Обоснован диагностический параметр – «степень нарушения функций подшипников», разработана методика функционального диагностирования с использованием оригинального средства – комплекса трибомониторинга подшипников коленчатых валов.

Полученные результаты позволяют повысить эффективность эксплуатации автотранспортных средств за счет уменьшения затрат на преждевременный и аварийный ремонт двигателей вследствие увеличения достоверности и обеспечения доступности оценки технического состояния подшипников коленчатого вала в эксплуатации.

28.02.2011

Список литературы:

1. Подмастерьев, К.В. Универсальные электронные средства трибомониторинга / К.В. Подмастерьев, Е.В. Пахолкин, В.В. Мишин. // Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: Труды Международного научного симпозиума. – Орел: ОрелГТУ, 2006. – С. 267–277.
2. Бирюков, Е.Н. Измерительный комплекс оценки технического состояния опор качения и скольжения электрорезистивным методом «Кронверк 7607» / Е.Н. Бирюков, Е.В. Ершов // Контроль. Диагностика. – 2006. – №12. – С. 57–58.
3. Патент RU№66046 U1, МПК G 01 M 13/04. Устройство для контроля состояния подшипников / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, С.Б. Цибизов, М.Р. Янучков (РФ). – №2007112656/22. – Заявлено 04.04.2007 – Решение о выдаче патента от 04.04.2007 г. – Оpubл. 27.08.2007г., Бюл. №24. – 3 с.: ил.
4. Патент RU№70414 U1, МПК H 01 R 39/64. Ртутный токосъемник / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, С.Б. Цибизов, М.Р. Янучков (РФ). – №2007136773/22. – Заявлено 03.10.2007 – Решение о выдаче патента от 03.10.2007 г. – Оpubл. 20.01.2008 г., Бюл. №2. – 2 с.: ил.
5. Свид. об отрасл. рег. разработки №7845 «Программное обеспечение для автоматизированной системы оценки смазочного процесса» / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, С.Б. Цибизов, М.Р. Янучков.; заявитель и обладатель ГОУ ВПО «Оренбургский государственный университет». – №50200700519; зарегист. 12.03.2007. – 3 с.
6. Калимуллин, Р.Ф. Совершенствование методики оценки качества приработки подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин, А.П. Фог, Н.Н. Якунин // Вестник Оренбургского государственного университета, 2006. – №9. – С. 335–342.
7. Калимуллин, Р.Ф. Теоретическое обоснование нового диагностического параметра двигателя внутреннего сгорания / Р.Ф. Калимуллин // Вестник Оренбургского государственного университета. Приложение «Автотранспортные системы». – 2004. – С. 44–48.
8. Авдоськин, Ф.Н. Оптимизация изменения технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации / Ф.Н. Авдоськин. – М.: Транспорт, 1993. 350 с.
9. Якунин, Н.Н. Диагностирование подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей по параметрам смазочного процесса / Н.Н. Якунин, Р.Ф. Калимуллин, М.Р. Янучков // Автотранспортное предприятие. – 2009. – №4. – С. 47–50.

Сведения об авторах:

Калимуллин Руслан Флорович, доцент кафедры автомобильного транспорта транспортного факультета Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук, доцент 460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, к. 10202, тел. (3532) 756371, e-mail: rkalimullin@mail.ru

Коваленко Сергей Юрьевич, старший преподаватель кафедры автомобильного транспорта транспортного факультета Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук 460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, тел. (3532) 756399

Цибизов Сергей Борисович, ведущий инженер кафедры автомобилей и безопасности движения транспортного факультета Оренбургского государственного университета 460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, тел. (3532) 754182

UDC 621.89: 621.822: 621.824.33

Kalimullin R.F., Kovalenko S.Y., Tsibizov S.B.

FUNCTIONAL DIAGNOSIS OF THE CRANKSHAFT BEARINGS IN AUTOMOBILE ENGINES

The article provides the results to improve the diagnostic maintenance of the crankshaft bearings in automobile engines in operation. The new aspect is the use of the “degree of bearing functional disability” as a diagnostic parameter for evaluating the functional abilities of the bearings.

Keywords: crankshaft bearings, diagnosis, functional ability, lubrication process.