

МЕТОД МАЛОИЗНОСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко

Оренбургский государственный университет, г. Оренбург

Представлена концепция повышения долговечности автомобильных двигателей методом малоизносной эксплуатации на основе разработанного комплекса теоретико-методических, технических и расчетно-экспериментальных решений контроля и управления смазочным процессом в подшипниках коленчатого вала. Разработан и экспериментально проверен комплекс методик малоизносной эксплуатации автомобильных двигателей.

Подробно описана методика определения малоизносных режимов нагружения двигателей с помощью разработанной авторами автоматизированной системы оценки смазочного процесса. Установлены экспериментальные закономерности изменения износостойкости подшипников коленчатых валов в зависимости от нагрузочно-скоростного режима работы дизельного двигателя КамАЗ-740.14-300. Сделан вывод, что максимальная износостойкость подшипников обеспечивается при нагружении двигателя на режимах в диапазонах частот вращения коленчатого вала от 45 до 60 % и крутящего момента на коленчатом валу от 10 до 30 % от номинальных значений.

Установлено, что в условиях реального городского и загородного движения автобус НефАЗ-5299-08 с двигателем КАМАЗ движется с оптимальными скоростями, соответствующими максимальной износостойкости подшипников коленчатого вала, в среднем в 20 % случаях, а повышенной износостойкости (рациональными) – в среднем по всем передачам в 52 %. Это свидетельствует о том, что имеется резерв повышения долговечности за счет преимущественной эксплуатации двигателей автотранспортных средств на малоизносных режимах. В целом, при движении автобуса на малоизносных рациональных скоростях увеличение долговечности в среднем составило бы 16,1 %, а на малоизносных оптимальных – 33,8 %.

Новый метод определения малоизносных условий эксплуатации автомобильного двигателя требует существенно меньших трудовых, временных и материальных ресурсов, чем при использовании традиционных методов определения параметров процесса изнашивания пар трения. Обеспечение малоизносной эксплуатации двигателей автобусов и автомобилей в автотранспортных предприятиях возможно, например, за счет обучения водителей малоизносным способам запуска и прогрева, а также вождения.

Ключевые слова: подшипники коленчатого вала, смазочный процесс, малоизносный режим, долговечность двигателя.

Подшипники коленчатого вала являются одними из узлов трения, лимитирующими ресурс автомобильного двигателя, и для устранения отказов которых требуются значительные ресурсы. По данным А.С. Денисова на долю подшипников коленчатого вала приходится около 18 % отказов всех элементов силовых агрегатов КамАЗ различных модификаций. При этом средняя наработка на отказ составляет около 36 600 км, для устранения которых требуется 37 % затрат на запасные части и 66 % трудовых затрат.

Среди основных причин отказов подшипников отмечают разрушение антифрикционного слоя вкладышей, их задиры и проворачивание, чрезмерное увеличение зазора. Причиной этих явлений считаются процессы изнашивания трущихся поверхностей вкладышей и шеек, интенсивность которых, во многом, определяется характером смазочного процесса при работе двигателя [1, 2].

Конструкции подшипников и системы смазки должны отвечать требованиям обеспечения на эксплуатационных режимах работы двигателя минимальной интенсивности изнашивания трущихся поверхностей за счет организации жидкостного трения между ними [3–5]. Однако в реальности подшипники работают в условиях так называемого переходного смазочного процесса – последовательного чередования во времени жидкостного и граничного трения [6]. Это обуслов-

лено разнообразием температурного, нагрузочного и скоростного режимов работы двигателя, на которых затруднительно обеспечить благоприятный режим трения. Интенсивное изнашивание происходит при холодном запуске двигателя и прогреве на холостом ходу [7], а при работе под нагрузкой – при большом крутящем моменте в сочетании с малой частотой вращения коленчатого вала. Изнашивание интенсифицируется при понижении давления масла в магистрали, увеличении зазора в подшипниках и загрязнении масла [8].

Из работ многих исследователей известно, что существуют такие сочетания параметров температурного, нагрузочного и скоростного режимов работы двигателя, при которых интенсивность изнашивания деталей минимальна [9–10]. Преимущественная эксплуатация двигателя на таких режимах, названных нами *малоизносными*, может стать одним из эффективных методов повышения их долговечности. Для реализации такого подхода к повышению ресурса двигателей необходимо развить методы и средства контроля и управления смазочным процессом в подшипниках коленчатого вала, поскольку известные подобные методы и средства не пригодны для анализа широкого диапазона теплового, нагрузочного и скоростного режимов из-за высокой трудоёмкости затратности.

Авторами предложена концепция [11] и разработана новая методология решения проблемы *повышения ресурса* автомобильных двигателей в эксплуатации. Концепция заключается в уменьшении интенсивности изнашивания подшипников коленчатых валов в эксплуатации за счет увеличения продолжительности работы на малоизносных режимах и содержит следующие положения:

1) повышение достоверности и оперативности контроля смазочного процесса и прогнозирования параметров изнашивания в подшипниках коленчатого вала методами трибомониторинга;

2) управление смазочным процессом в подшипниках коленчатого вала на этапе обкатки автомобильных двигателей для повышения качества приработки и минимизации изнашивания на начальной стадии эксплуатации;

3) управление смазочным процессом в подшипниках коленчатого вала на этапе эксплуатации автомобильных двигателей при диагностировании для уменьшения вероятности внезапных отказов;

4) управление смазочным процессом в подшипниках коленчатого вала на этапе эксплуатации автомобильных двигателей при пусках и нагружении для минимизации изнашивания.

Теоретической основой определения малоизносных режимов работы автомобильных двигателей является разработанная математическая модель *переходного смазочного процесса* [12, 13] в «эквивалентном подшипнике коленчатого вала», дающая обобщенную оценку смазочного процесса в шатунных и коренных подшипниках по параметру «интегральная степень существования смазочного слоя» E_g . Его значение определяется по формуле:

$$E_g = \sqrt[k+m]{\prod_{i=1}^{i=k} P_{g,i}^{kp} \prod_{j=1}^{j=m} P_{g,j}^{sp}}, \quad (1)$$

где $P_{g,i}^{kp}$ – вероятность существования смазочного слоя в i -м коренном подшипнике; $P_{g,j}^{sp}$ – вероятность существования смазочного слоя в j -м шатунном подшипнике; k и m – число коренных и шатунных подшипников соответственно.

Вероятность существования смазочного слоя в подшипнике коленчатого вала определяется соотношением внешней нагрузки на него N и предельной несущей способностью N_g :

$$P_g = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} \exp\left(-\frac{\bar{N} - \bar{N}_g}{2\sqrt{\sigma_{N_g}^2 + \sigma_N^2}}\right) dN_g, \quad (2)$$

где \bar{N}_g , \bar{N} – математические ожидания соответственно N_g и N , Н; σ_{N_g} и σ_N – значения среднеквадратических отклонений параметров N_g и N , Н.

Основными факторами, определяющими величину и закономерности изменения внешней нагрузки N , являются крутящий момент M на коленчатом валу и частота его вращения n [1]. Эти факторы имеют детерминированно-стохастическую природу вследствие действия различных

Расчет и конструирование

причин, например, из-за неравномерности по времени и цилиндрам давления газов при сгорании рабочей смеси, неуравновешенности деталей кривошипно-шатунного механизма, колебаний угловой скорости вращения коленчатого вала.

Предельная несущая способность смазочного слоя N_g – это максимальная суммарная сила реакции со стороны смазочного слоя, при превышении которой смазочный слой становится меньше критического значения и разрушается. Эта сила зависит от различных факторов конструктивной, технологической и эксплуатационной природы [3]:

$$N_g = N_g(l, d, \mu(T_M), T_{мп}, n, h_{кр}, \Delta, \dots), \quad (3)$$

где l – опорная длина шейки коленчатого вала, м; d – диаметр шейки коленчатого вала, м; $\mu(T_M)$ – зависимость динамической вязкости масла μ (Па·с) от температуры масла T_M (°C); $T_{мп}$ – температура масла на входе в подшипник, °C; $h_{кр}$ – критическая толщина смазочного слоя, м; Δ – диаметральный зазор в подшипнике, м.

Таким образом, при работе двигателя параметр E_g зависит от множества эксплуатационных факторов:

$$E_g = E_g(M, n, h_{кр}, \mu(T_M), T_{мп}, \Delta, \dots). \quad (4)$$

Значение параметра E_g в эксплуатации изменяется от максимального значения, равного 1, при котором во всех подшипниках коленчатого вала установился режим жидкостного трения, до минимального значения 0, при котором хотя бы в одном подшипнике имеет место режим граничного или сухого трения. Значения параметра от 0 до 1 характерны для переходного смазочного процесса.

Параметр E_g зависит от температурного и нагрузочно-скоростного режимов работы двигателя, и эти зависимости имеют свои характерные особенности на этапах жизненного цикла: приработки, установившегося (нормального) и ускоренного изнашивания.

Если техническое и тепловое состояние двигателя и свойства моторного масла являются неизменными, то значения параметров Δ , $h_{кр}$, $T_{мп}$ и $\mu(T_M)$ в модели (4) также являются неизменными, и в этом случае возможно определение значений параметра E_g , используя модель $E_g = E_g(M, n)$. Если же тепловое состояние масла изменяется, например, при прогреве двигателя, то $E_g = E_g(M, n, T_{мп})$.

При приработке или эксплуатационном изнашивании подшипников переменным являются параметры $h_{кр}$ и Δ . Если допустить, что параметры нагрузочно-скоростного и теплового режимов работы двигателя и свойства моторного масла остаются на одном и том же уровне, а значит значения M , n , $T_{мп}$ и $\mu(T_M)$ в модели (4) являются неизменными, то значения параметра E_g зависят от технического состояния подшипников, то есть $E_g = E_g(h_{кр}, \Delta)$.

Косвенную обобщенную оценку износостойкости подшипников коленчатого вала предложено проводить по вновь введенному параметру «удельная интегральная износостойкость подшипников W_I »:

$$W_I = \frac{1}{1 - E_g} \frac{M_{ном} n_{ном}}{M n}, \quad (5)$$

где $M_{ном}$, M – значения индикаторного крутящего момента на номинальном и текущем режимах работы двигателя соответственно; $n_{ном}$, n – значения частоты вращения коленчатого вала на номинальном и текущем режимах работы двигателя соответственно.

Параметр W_I является безразмерным, принимает значения от 1 до ∞ , зависит от режима трения в подшипниках и нагрузочно-скоростного режима работы двигателя.

Используя модели (4, 5), возможно определение значений параметра W_I на различных нагрузочно-скоростных режимах работы двигателя, и режим, при котором $W_I \rightarrow W_I^{max}$, будет считаться **малоизносным**.

Экспериментальная оценка смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала по параметру E_g в эксплуатации проводится с помощью разработанного ИВК «Автоматизированная система оценки смазочного процесса (АСОСП)» [14]. АСОСП характеризуется быстротой и достоверностью оценки смазочного процесса, компактностью, удобством использования, низкой стоимостью.

В основе способа измерения лежит электрофизический метод определения длительности существования смазочного слоя в подшипниках скольжения коленчатого вала, основанный на анализе частотных характеристик электрического сигнала, поданного на блок цилиндров и прошедшего через шатунные и коренные подшипники к коленчатому валу, с носка которого они снимаются через токосъемное устройство. Структурная схема АСОСП представлена на рис. 1. В основе АСОСП находится устройство для контроля состояния подшипников 14, которое состоит из модуля генератора сигналов 1 и модуля детектора импульсов 15.

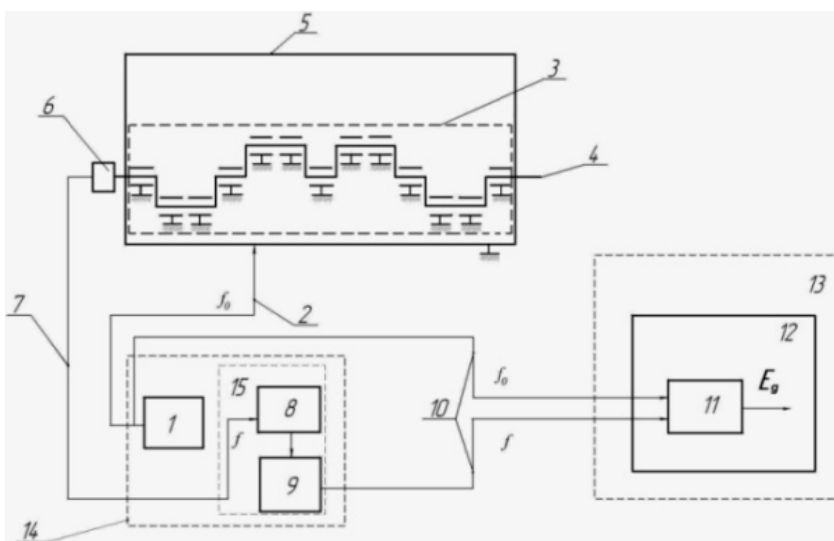


Рис. 1. Структурная схема АСОСП: 1 – модуль генератора сигналов; 2, 7, 10 – информационные шины; 3 – подшипники; 4 – коленчатый вал; 5 – блок цилиндров двигателя; 6 – токосъемник; 8 – первичный преобразователь; 9 – частотный фильтр; 11 – блок счета импульсов; 12 – устройство сопряжения; 13 – компьютер; 14 – устройство для контроля состояния подшипников; 15 – модуль детектора импульсов

Модуль генератора сигналов вырабатывает входной (подается на блок цилиндров 5) электрический сигнал треугольной биполярной формы с частотой f_0 и амплитудой напряжения U .

В зависимости от режима трения в каждом из подшипников вала формируется выходной сигнал, который снимается с коленчатого вала через установленный на его носке токосъемник 6. Поскольку смазочный слой является диэлектриком, то если во всех подшипниках коленчатого вала имеет место режим жидкостного трения, то электрические сигналы проходят через шатунные и коренные подшипники без изменения своей частоты и резкого изменения амплитуды. Если хотя бы в одном из подшипников коленчатого вала нарушается режим жидкостного трения, то между трущимися поверхностями возникает металлический контакт, и сигнал за это время теряет некоторое количество импульсов.

Таким образом, поскольку при работе двигателя в подшипниках последовательно появляется и исчезает смазочный слой, то и выходной электрический сигнал представляет собой последовательность наличия и отсутствия электрических импульсов. Суммарная длительность нарушения жидкостного трения в отдельных подшипниках пропорционально общему количеству f потерянных за единицу времени импульсов. Выходной сигнал, прошедший через токосъемник 6, коленчатый вал 4, подшипники 3 и блок цилиндров 5, поступает на модуль детектора импульсов 15. На основе поступивших сигналов при помощи разработанного программного обеспечения и устройства сопряжения 12 с компьютером 13 определяется величина параметра $E_g = 1 - f / f_0$.

Расчет и конструирование

На основе разработанного комплекса теоретико-методических, технических и расчетно-экспериментальных решений оценки смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала разработаны и экспериментально проверены следующие методики малоизносной эксплуатации автомобильных двигателей:

- методика определения малоизносных режимов пуска автомобильных двигателей [15];
- методика оценки трибоэффективности предпусковой подготовки двигателей [16];
- методика определения малоизносных режимов нагружения двигателей при движении автотранспортного средства [17];
- методика определения малоизносных режимов нагружения двигателей при стендовых испытаниях [18];
- методика определения качества приработки двигателей при стендовой и эксплуатационной обкатках [19];
- методика диагностирования подшипников коленчатого вала [20].

Рассмотрим в качестве характерного примера методику определения малоизносных режимов нагружения двигателей при стендовых испытаниях. Методика заключается в экспериментальном установлении закономерностей параметра W_I от нагрузочно-скоростного режима работы двигателя.

Объектом испытаний явился дизельный двигатель КамАЗ-740.14-300 ($N_e = 300$ л. с. при $n_e = 2600$ мин⁻¹). Данный двигатель применяется на автомобилях КамАЗ-53212, 43353, 53229, 65115, и идентичен по конструкциям системы смазки и кривошипно-шатунного механизма с двигателями других модификаций – КамАЗ-740.11-240, 740.13-260, применяемых на многих транспортных средствах, в том числе автобусах НефАЗ-5299-08.

Исследования проводились на стенде фирмы AVL с гидротормозом фирмы SCHENCK. При испытаниях применялось моторное масло марки «ЛукойлСупер» SAE 15W-40, APICF-4/SG. На рис. 2 – двигатель с установленным на шкиве токосъемником.

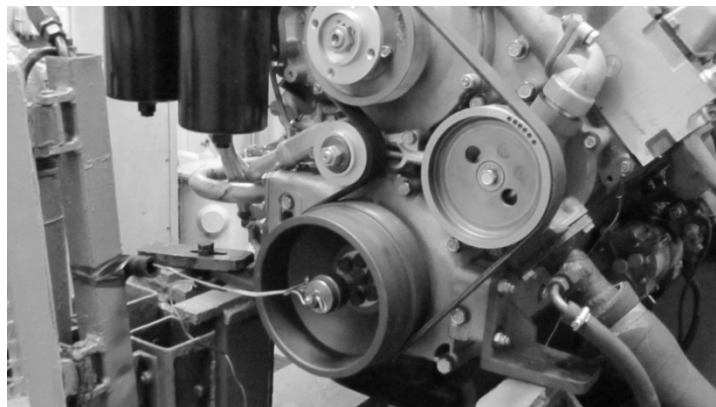


Рис. 2. Испытуемый двигатель КамАЗ-740.14-300 с установленным на шкиве токосъемником

При испытаниях двигателя поддерживался установившейся тепловой режим со значениями температуры охлаждающей жидкости от 80 до 85 °С и масла от 75 до 80 °С. Двигатель испытывался на установившихся режимах работы при частоте вращения коленчатого вала $n = 1000, 1400, 1800, 2200$ и 2400 мин⁻¹ при ступенчатом изменении крутящего момента M на каждой частоте от 10 до 100 кгс·м с шагом 10 кгс·м.

Полученные нагрузочная и скоростная характеристики двигателя по параметру E_g позволяют сделать следующие выводы:

- при увеличении нагрузки на двигатель при постоянной частоте вращения коленчатого вала параметр уменьшается линейно, что говорит о прогрессирующем ухудшении жидкостного трения (рис. 3, а);
- при увеличении частоты вращения вала при постоянном крутящем моменте зависимость параметра имеет параболический вид (рис. 3, б) с максимумом, характеризующим наилучшие условия жидкостного трения, в диапазоне частот от 1250 до 1550 мин⁻¹.

Значения M и n были пересчитаны в относительные величины по формулам:

$$n_o = 100(n / n_{\text{НОМ}}), \tag{6}$$

$$M_o = 100(M / M_{\text{НОМ}}), \tag{7}$$

где n_o и M_o – относительные значения показателей в процентах; $n_{\text{НОМ}} = 2600 \text{ мин}^{-1}$ и $M_{\text{НОМ}} = 100 \text{ кгс}\cdot\text{м}$ – максимальные абсолютные значения показателей.

Опытные данные $E_g(M, n)$ аппроксимированы в программе TableCurve 3DV 4.0.05 Systat-Software, и получена полиномиальная модель вида:

$$E_g = a + bn_o + cM_o + dn_o^2 + eM_o^2 + fn_oM_o, \tag{8}$$

где a, b, c, d, e, f – коэффициенты модели, значения которых составляют: $a = 0,6966$; $b = 0,01107$; $c = 0,0004422$; $d = -0,0001006$; $e = -2,2726 \cdot 10^{-6}$; $f = -9,3839 \cdot 10^{-6}$.

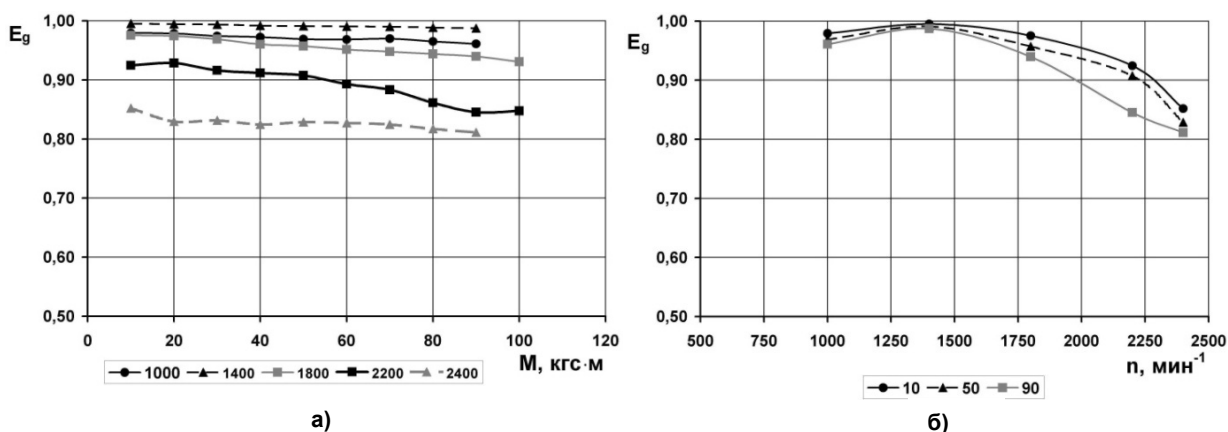


Рис. 3. Нагрузочная (а) и скоростная (б) характеристики двигателя по параметру E_g

Модель (8) может использоваться для анализа смазочного процесса у подобных двигателей.

На основе модели (8) построены многопараметровые характеристики двигателя по параметру E_g (рис. 4 и 5).

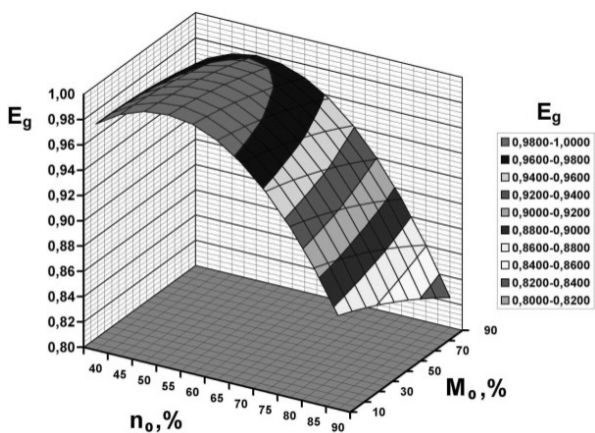


Рис. 4. Характеристика двигателя по параметру E_g в поле нагрузочно-скоростного режима

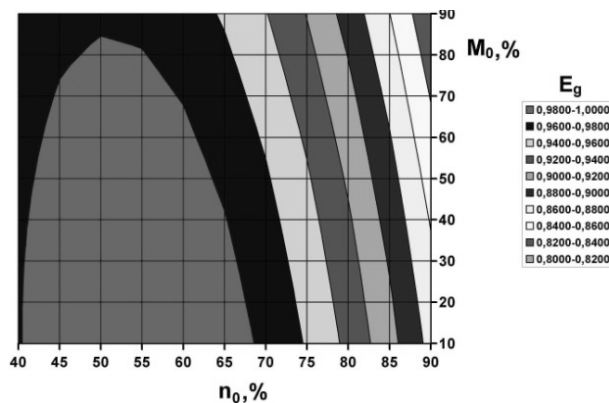


Рис. 5. Области нагрузочно-скоростного режима двигателя с разными уровнями параметра E_g

Анализ данных характеристик позволяет найти области нагрузочно-скоростного режима работы двигателя, в которых обеспечивается смазочный процесс в подшипниках коленчатого вала с различным уровнем значений параметра E_g . Так, область нагрузочно-скоростного режима с $E_g \geq 0,98$ составляет $n_o = 40 \dots 65 \%$ и $M_o = 10 \dots 50 \%$; $n_o = 45 \dots 60 \%$ и $M_o = 50 \dots 80 \%$.

Расчет и конструирование

Модель (8) и многопараметровые характеристики описывают приспособленность двигателя к режиму работы по параметру E_g . Вместе с тем, для практики интерес представляет оценка приспособленности двигателя к режиму работы по параметру W_I . Многопараметровая характеристика двигателя (рис. 6) показывает распределение значений параметра W_I в областях нагрузочно-скоростного режима.

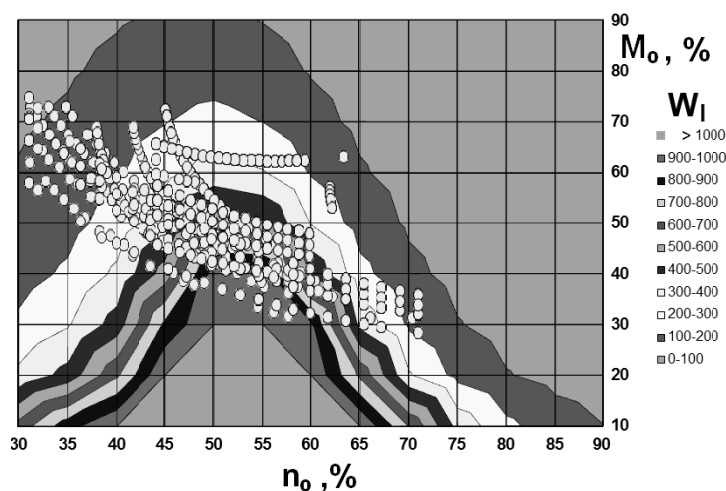


Рис. 6. Совмещение области преимущественного режима работы двигателя (точки) и многопараметровой характеристики двигателя по параметру W_I в координатах $M - n$

На основании анализа полученной характеристики можно сделать следующие выводы:

– высокая износостойкость подшипников с $W_I > 1000$ обеспечивается в области n_o от 45 до 60 % и M_o от 10 до 30 %;

– по мере расширения нагрузочно-скоростного режима от $M_o = 30$ % и выше от $n_o = 65$ % и выше износостойкость подшипников существенно снижается.

Диапазон частот n_o от 45 до 60 % соответствует средней скорости поршня от 4,7 до 6,2 м/с. Эти значения близки к диапазону от 5 до 7 м/с при оптимальных, так называемых «безысносных» частотах вращения коленчатого вала работы двигателя, установленных в работе [21] на основе результатов стендовых испытаний автомобильного двигателя ВАЗ по определению скоростей изнашивания первых поршневых колец и вкладышей шатунных подшипников в зависимости от режима работы двигателя методами взвешивания и определения содержания продуктов износа в пробах масла. Новый метод определения малоизносных режимов работы автомобильного двигателя, использованный в настоящем исследовании, требует существенно меньших трудовых, временных и материальных ресурсов.

При движении автотранспортного средства область преимущественного нагрузочно-скоростного режима представляет собой поле с координатами $M - n$, определяемые дорожными условиями, скоростью движения, степенью загрузки и т. п. На рис. 6 показано поле преимущественного нагрузочно-скоростного режима работы двигателя КамАЗ-740.11-240 автобуса НефАЗ-5299-08, совершающего регулярные вахтовые рейсы в утренние, послеобеденные и ночные часы по маршруту В-332 «ЗАО «Автоколонна № 1825 – Газоперерабатывающий завод – ЗАО «Автоколонна № 1825». Маршрут длиной 74 км проходит по городским улицам (43 км) и загородной дороге (31 км). По данным установленной на автобусе системы спутниковой навигации «Автограф» были получены закономерности скорости движения от текущего пробега на маршруте.

На рис. 6 представлено совмещение области преимущественного режима работы двигателя и многопараметровой характеристики двигателя по параметру W_I . Из рис. 6 видно, что реальный режим работы двигателя отличается от малоизносного режима.

Разработана методика определения малоизносного режима движения автотранспортного средства на разных передачах по параметру W_I .

Зная экспериментально установленные закономерности $E_g = E_g(M, n)$ и учитывая зависимость M и n от передаточного числа k -й передачи коробки передач автомобиля i_k и скорость движения v_a , приведем модель (5) к виду:

$$W_I = W_I(i_k, v_a). \quad (9)$$

Для автобуса НефАЗ-5299-08 установлены зависимости параметра W_I при разных передачах от установившейся скорости V_a (рис. 7).

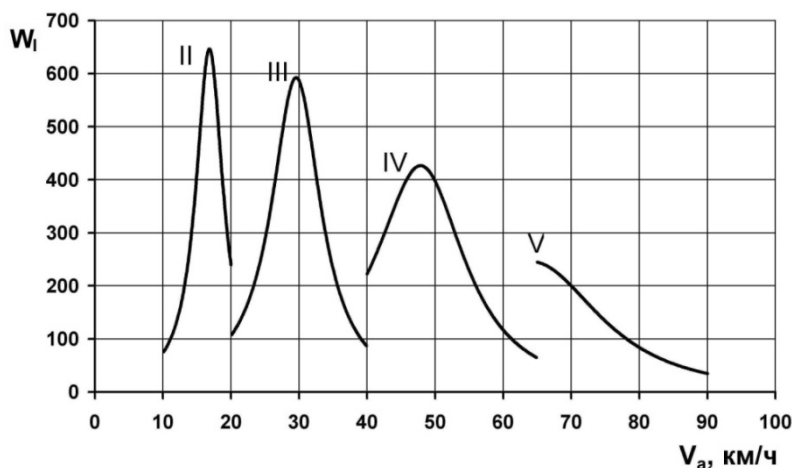


Рис. 7. Зависимости параметра W_I на разных передачах при установившемся движении автобуса НефАЗ-5299-08 от скорости V_a (при 100 % загрузке пассажирами)

Основные результаты и выводы проведенного исследования малоизносных режимов нагружения двигателей:

1) при движении автотранспортного средства существует такая скорость на каждой передаче, при которой износостойкость подшипников коленчатого вала максимальна ($W_I \rightarrow W_I^{\max}$). Так, для автобуса НефАЗ-5299-08 на II передаче – это скорость 17 км/ч; на III – 30 км/ч; на IV – 48 км/ч; на V – 65 км/ч. В практических целях целесообразно говорить о малоизносных рациональных скоростях, при которых износостойкость близка к максимуму: на II передаче – 15–19 км/ч; на III – 27–33 км/ч; на IV – 43–53 км/ч; на V – 65–70 км/ч;

2) совместный анализ зависимостей W_I и распределения частот фактической скорости движения автобуса НефАЗ-5299-08 на разных передачах в условиях городского и загородного движения позволил установить, насколько фактический скоростной режим работы автобуса соответствует малоизносному. Так, фактическая скорость соответствует малоизносной оптимальной на всех передачах от 17 до 20 % случаев. Однако соответствие фактической скорости малоизносной рациональной скорости следующее: на II передаче – 100 %, на III – 40 %, IV – 45 %, на V – 70 %;

3) поскольку в условиях реального городского и загородного движения автобус движется со скоростями, не оптимальными по критерию высокой износостойкости подшипников коленчатого вала, то имеется резерв повышения долговечности за счет преимущественной эксплуатации двигателей автотранспортных средств на малоизносных режимах. Проведен расчет процента ΔW_I увеличения параметра W_I при движении автобуса на малоизносных оптимальных и рациональных скоростях относительно фактических скоростей на каждой передаче. Анализ полученных результатов показывает, что фактическая скорость завышена на всех передачах относительно малоизносных скоростей, вследствие чего значение W_I меньше. При движении автобуса на малоизносных рациональных скоростях увеличение W_I составило бы: на II передаче 2,9 %, на III – 20,9 %, на IV – 14,1 %, на V – 11,4 %. При движении автобуса на малоизносных оптимальных скоростях увеличение W_I составило бы: на II передаче 28,1 %, на III – 36,9 %, на IV – 26,7 %, на V – 11,4 %.

Расчет и конструирование

на $V - 17,3\%$. В целом, при движении автобуса на малоизносных рациональных скоростях увеличение W_I в среднем составило бы $16,1\%$, а на малоизносных оптимальных – $33,8\%$;

4) для определения малоизносных условий эксплуатации автомобильного двигателя на основе расчетно-экспериментальной оценки смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала требуется существенно меньше ресурсов, чем при использовании традиционных методов определения параметров процесса изнашивания. Обеспечение малоизносной эксплуатации двигателей автобусов и автомобилей в автотранспортных предприятиях возможно, например, за счет обучения водителей малоизносным способам запуска и прогрева, а также вождения; оптимизации режимов пуска и движения с учетом условий эксплуатации и технического состояния двигателя; выбора рациональных средств улучшения пусковых качеств двигателя и моторных масел. Использование метода малоизносной эксплуатации на двигателестроительных и двигателеремонтных заводах позволит устанавливать оптимальные режимы обкатки новых и отремонтированных двигателей, проводить исследования по совершенствованию систем смазки, подшипников коленчатого вала и т. д.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках базовой части государственного задания на проведение научно-исследовательской работы «Методология обеспечения качества эксплуатации автомобильного транспорта» (№ 1829 от 01.02.2014 г.).

Литература

1. Priest, M. *Automobile Engine Tribology - Approaching the Surface* / M. Priest, C.M. Taylor // *Wear*. – 2000. – No. 241(2). – P. 193–203.
2. Xin, Q. *Diesel Engine System Design* / Q. Xin. – Woodhead Publishing Limited, 2011. – 989 p.
3. Stachowiak, G.W. *Engineering Tribology* / G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor – Third Edition. Butterworth-Heinemann, 2006.
4. *Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain*. – Woodhead Publishing Limited, 2010. – 995 p.
5. Kapsiz, M. *Friction and Wear Studies between Cylinder Liner and Piston Ring Pair Using Taguchi-Design Method* / M. Kapsiz, M. Durat, F.Ficici // *Advances in Engineering Software*. – 2011. – Vol. 42. – No. 8. – P. 595–603.
6. Yakunin, N.N. *Transitional Lubricating Process in Plain Bearings in Machines* / N.N. Yakunin, R.F. Kalimullin // *Life Science Journal*. – 2014. – Vol. 11. – No. 12. – P. 427–423.
7. Roberts, A. *Internal Combustion Engine Cold-Start Efficiency: A review of the Problem, Causes and Potential Solutions* / A. Roberts, R. Brooks, P. Shipway // *Energy Conversion and Management*. – 2014. – Vol. 82. – P. 327–350.
8. *Characterizing the Effect of Viscosity on Friction in the Piston Assembly of Internal Combustion Engines* / D.K.W. Leong, P.J. Shayler, I.G. Pegg, M. Murphy // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. – 2007. – Vol. 221. – No. 4. – P. 469–478.
9. *Global Energy Consumption Due to Friction in Trucks and Buses* / K. Holmberg, P. Andersson, N.-O. Nylund et al. // *Tribology International*. – 2014. – Vol. 78. – P. 94–114.
10. Tung, S.C. *Automotive Tribology Overview of Current Advances and Challenges for the Future* / S.C. Tung, M.L. McMillan // *Tribology International*. – 2004. – Vol. 37. – No. 7. – P. 517–536.
11. Калимуллин, Р.Ф. Концепция ресурсосберегающей эксплуатации автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко // *Вестник Саратов. гос. техн. ун-та*. – 2013. – № 2(71). – Вып. 2. – С. 30–35.
12. *Переходный смазочный процесс в коренных подшипниках автомобильных двигателей* / Н.Н. Якунин, Р.Ф. Калимуллин, А.Ю. Алемасцев и др. // *Справочник. Инженерный журнал*. – 2002. – № 7. – С. 14–20.
13. Якунин, Н.Н. Расчетная оценка условий смазки коренных подшипников автомобильных двигателей / Н.Н. Якунин, Р.Ф. Калимуллин // *Вестник Оренбург. гос. ун-та*. – 2000. – № 1. – С. 54–58.
14. Пат. 66046 Российская Федерация, МПК G 01 M 13/04. Устройство для контроля состояния подшипников / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, С.Б. Цибизов, М.Р. Янучков; заявитель и

патентообладатель Оренбург. гос. ун-т. – № 2007112656/22; заявл. 04.04.07; опубл. 27.08.07, Бюл. № 24. – 3 с.

15. Якунин, Н.Н. Оценка приспособленности автомобильных двигателей к режимам пуска и прогрева по параметрам смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала / Н.Н. Якунин, Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко // *Транспорт Урала*. – 2008. – № 2. – С. 110–114.

16. Бондаренко, Е.В. Оценка эффективности предпускового нагрева масляного фильтра автомобильного двигателя / Е.В. Бондаренко, А.В. Казаков, Р.Ф. Калимуллин // *Вестник Иркутского гос. техн. ун-та*. – 2014. – № 2 (85). – С. 153–160.

17. Тюняев, И.В. Влияние скоростного режима движения автотранспортных средств на износостойкость подшипников коленчатых валов двигателей / И.В. Тюняев, В.А. Сологуб // *Вестник Оренбург. гос. ун-та*. – 2011. – № 10. – С. 156–162.

18. Методика оценки режимов работы автомобильного двигателя по критерию износостойкости подшипников коленчатого вала / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, И.В. Тюняев, С.Б. Цибизов // *Вестник Саратов. гос. техн. ун-та*. – 2013. – № 1(69). – С. 216–222.

19. Якунин, Н.Н. Совершенствование методики оценки качества приработки подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей / Н.Н. Якунин, А.П. Фот, Р.Ф. Калимуллин // *Вестник Оренбург. гос. ун-та*, 2006. – № 9. – С. 335–342.

20. Калимуллин, Р.Ф. Разработка диагностического обеспечения подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин // *Вестник Иркутского гос. техн. ун-та*. – 2012. – № 5 (64). – С. 101–108.

21. Шабанов, А.Ю. Где живет износ / А.Ю. Шабанов // *За рулем*. – 2009. – № 3. – С. 150–152.

Калимуллин Руслан Флюрович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры автомобильного транспорта, Оренбургский государственный университет, г. Оренбург, rkalimullin@mail.ru.

Коваленко Сергей Юрьевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры автомобильного транспорта, Оренбургский государственный университет, г. Оренбург, kovalenko-osu@yandex.ru.

Поступила в редакцию 13 января 2015 г.

DOI: 10.14529/engin160102

LOWWEAR METHOD OF AUTOMOBILE ENGINES OPERATION

R.F. Kalimullin, rkalimullin@mail.ru,

S.Yu. Kovalenko, kovalenko-osu@yandex.ru

Orenburg State University, Orenburg, Russian Federation

Introduces the concept and methodology of solutions to improve resource automobile engines method lowwear operating on the basis of the developed complex theoretical, methodical, technical and experimental control solutions lubricating process and evaluation of wear of crankshaft bearings. Developed and experimentally tested a set of techniques lowwear operation of automobile engines.

Described in detail method of determining the loading conditions lowwear engines developed by the authors using the meter-but - computational complex “Automated evaluation of lubricating process”. Established patterns of change in the experimental wear bearing crankshafts, depending on the load-speed mode of operation of the diesel engine KamAZ-740.14-300. It is concluded that the maximum wear resistance of the bearing is provided by the engine under load in the frequency of rotation of the crankshaft from 45 to 60 % of torque to the crankshaft shaft 10 ... 30% of the nominal values.

It was found that in a real urban and suburban bus NefAZ-5299-08 with the engine KamAZ moves at a speed corresponding maximum wear resistance crankshaft bearings (optimal), an average of 20 % of cases, and raised-term durability (rational) – the average for all transmissions of 52 %. This indicates that there is a reserve increase of durable, due to the predominant operating motor vehicles on lowwear modes. In general, when driving a bus on lowwear rational speeds increase longevity averaged to 16,1 %, and the optimal lowwear – 33,8 %.

A new method for determining the operating conditions lowwear auto-mobile engine requires significantly less labor, time and material resources than using traditional methods of determining the parameters of the process of wear of friction pairs. Ensuring lowwear engine operation of buses and cars in motor transport enterprises may, for example, due to: driver training lowwear way to start and warm-up, as well as driving.

Keywords: bearings of a cranked shaft, lubricant process, lowwear mode, durability of the engine.

References

1. Priest M., Taylor C.M. Automobile Engine Tribology - Approaching the Surface. *Wear*, 2000, no. 241 (2), pp. 193–203. DOI: 10.1016/S0043-1648(00)00375-6
2. Xin Q. Diesel Engine System Design. Woodhead Publishing Limited, 2011. DOI: 10.1533/9780857090836.3.651
3. Stachowiak G.W., Batchelor A.W. Engineering Tribology. Third Edition. Butterworth-Heinemann, 2006. DOI: 10.1016/B978-075067836-0/50005-5
4. D'Agostino V., Senatore A. Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain. Woodhead Publishing Limited, 2010. DOI: 10.1533/9781845699932.2.343
5. Kapsiz M., Durat M., Ficiçi F. Friction and Wear Studies between Cylinder Liner and Piston Ring Pair Using Taguchi Design Method. *Advances in Engineering Software*, 2011, vol. 42, no. 8, pp. 595–603. DOI: 10.1016/j.advengsoft.2011.04.008
6. Yakunin N.N., Kalimullin R.F. Transitional Lubricating Process in Plain Bearings in Machines. *Life Science Journal*, 2014, vol. 11, no. 12s, pp. 427–423.
7. Roberts A., Brooks R., Shipway P. Internal Combustion Engine Cold-Start Efficiency: A Review of the Problem, Causes and Potential Solutions. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 82, pp. 327–350.
8. Leong D.K.W., Shayler P.J., Pegg I.G., Murphy M. Characterizing the Effect of Viscosity on Friction in the Piston Assembly of Internal Combustion Engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2007, vol. 221, no. 4, pp. 469–478. DOI: 10.1243/13506501JET261
9. Holmberg K., Andersson P., Nylund N.-O., Mäkelä K., Erdemir A. Global Energy Consumption Due to Friction in Trucks and Buses. *Tribology International*, 2014, vol. 78, pp. 94–114. DOI: 10.1016/j.triboint.2014.05.004
10. Tung S.C., McMillan M.L. Automotive Tribology Overview of Current Advances and Challenges for the Future. *Tribology International*, 2004, vol. 37, no. 7, pp. 517–536. DOI: 10.1016/j.triboint.2004.01.013
11. Kalimullin R.F., Kovalenko S.Y. [Concept of Resource Exploitation Automobile Engines]. *Vestnik Saratov State Technical University*, 2013, vol. 2, no. 2 (71), pp. 30–35. (in Russ.)
12. Yakunin N.N., Kalimullin R.F., Alemastsev A.Y., Balovnev S.V., Sologub V.A. [Transition Process of Lubricating Main Bearing Motor Vehicles]. *Directory. Engineering magazine*, 2002, no. 7, pp. 14–20. (in Russ.)
13. Yakunin N.N., Kalimullin R.F. [Estimated Main Bearing Lubrication Conditions Automobile Engines]. *Vestnik Orenburg State University*, 2000, no. 1, pp. 54–58. (in Russ.)
14. Kalimullin R.F., Kovalenko S.Y., Tsybizov S.B., Yanuchkov M.R. *Ustroystvo dlya kontrolya sostoyaniya podshipnikov* [Device to Control Bearing State]. Patent RF, no. 2007112656/22, 2007.
15. Yakunin N.N., Kalimullin R.F., Kovalenko S.Y. [Assessment of Fitness to Automotive Engine Starts and Warm in the Parameters of the Process of Lubricating the Bearings of the Crankshaft]. *Transportation Urals*, 2008, no. 2, pp. 110–114. (in Russ.)
16. Bondarenko E.V., Kazakov A.V., Kalimullin R.F. [Assessment of the Effectiveness of Pre-

heating the oil Filter Automotive Engine]. *Vestnik Irkutsk State Technical University*, 2014, no. 2, pp. 153–160. (in Russ.)

17. Tyunyaev I.V., Sologub V.A. [Influence of Speeding Motor Traffic on the Wear Resistance of the Bearing Engine Crankshafts]. *Vestnik Orenburg State University*, 2011, no. 10, pp. 156–162. (in Russ.)

18. Kalimullin R.F., Kovalenko S.Y., Tyunyaev, I.V., Tsybizov S.B. [Methods of Assessing the Operating Modes of an Automobile Engine Criterion Wear Crankshaft Bearings]. *Vestnik Saratov State Technical University*, 2013, no. 1 (69), pp. 216–222. (in Russ.)

19. Yakunin N.N., Fot A.P., Kalimullin R.F. [Improving Methods of Assessing the Quality of the Running-bearing Crankshafts Automobile Engines]. *Vestnik Orenburg State University*, 2006, no. 9, pp. 335–342. (in Russ.)

20. Kalimullin R.F. [Development of Diagnostic Software Bearing Crankshafts Automobile Engines]. *Vestnik Irkutsk State Technical University*, 2012, no. 5 (64), pp. 101–108. (in Russ.)

21. Shabanov A.Y. [Where does wear]. *Behind the wheel*, 2009, no. 3. pp. 150–152. (in Russ.)

Received 13 January 2015

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Калимуллин, Р.Ф. Метод малоизносной эксплуатации автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2016. – Т. 16, № 1. – С. 16–27. DOI: 10.14529/engin160102

FOR CITATION

Kalimullin R.F., Kovalenko S.Yu. Lowwear Method of Automobile Engines Operation. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2016, vol. 16, no. 1, pp. 16–27. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin160102