

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО СОСТОЯНИЮ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ

В статье представлены результаты исследования закономерностей режима жидкостной смазки в подшипниках коленчатых валов автомобильных двигателей при изменении их технического состояния в эксплуатации. Обоснованы диагностический параметр и его нормативы, установлен режим диагностирования, получены диагностическая и прогностическая модели.

Ключевые слова: подшипники коленчатого вала, диагностирование, режим смазки.

Система технической эксплуатации автомобилей оказывает значительное влияние на уровень работоспособности парка и затраты на его поддержание. Особое внимание уделяется поддержанию работоспособности автомобильных двигателей. Так, для автобуса среднего класса на долю двигателей приходится 16...20% отказов, для устранения которых средняя трудоемкость составляет 3,5 чел.-ч., или 36...40%, затраты на запасные части – 42%, простой в ремонте – 37%. Одним из основных механизмов автомобильных двигателей, требующих значительных затрат на устранение их последствий и снижающих коэффициент технической готовности автомобилей, является кривошипно-шатунный механизм, дающий 10–30% отказов, в нем на долю шатунных и коренных подшипников коленчатого вала приходится 30–40% отказов по причине износа [1].

Существующие методы и средства диагностирования подшипников коленчатого вала не позволяют достоверно осуществлять контроль их функционирования и устанавливать степень нарушений функций в эксплуатации. Следствием этого является неопределенность в установлении требуемой периодичности и содержания профилактических и ремонтных воздействий для поддержания работоспособного состояния, а необнаружение катастрофического состояния нередко приводит к аварийным остановкам двигателя, преждевременному ремонту и, как следствие, дополнительным затратам. Решение данной проблемы возможно с позиций функциональной диагностики подшипников на основе оценки режима смазки в них при эксплуатации двигателя с помощью электронных средств и электрофизических методов трибомониторинга, и в частности параметра и метода оценки качества смазочного процесса в «эквивалентном подшипнике» автомобильного двигателя [2, 3].

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 – закономерности режима смазки в подшипниках коленчатого вала при эксплуатации автомобильного двигателя типа 8Ч 9,2/8,0 (ЗМЗ-5234.10).

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

Теоретической базой функциональной диагностики является модель динамического состояния смазочного слоя в каждом шатунном и коренном подшипнике коленчатого вала при работе двигателя. Вероятность разрушения смазочного слоя обуславливается большим количеством случайных факторов. В заданных условиях эксплуатации, например нагрузочном, скоростном, тепловом режимах работы двигателя, вероятность разрушения смазочного слоя P_d подшипника коленчатого вала описывается моделью следующего вида:

$$P_d = P_d(M, n, l, d, \mu, t_m, h_{кр}, \Delta),$$

где M – крутящий момент на коленчатом валу, Н·м;

n – частота вращения коленчатого вала, мин.⁻¹;

l – опорная длина шейки коленчатого вала, мм;

d – диаметр шейки коленчатого вала, мм;

μ – динамическая вязкость масла, Па·с;
 t_m – температура масла, °С;
 $h_{кр}$ – критическая толщина смазочного слоя, мкм;
 Δ – диаметральный зазор в подшипнике, мкм.

Система шатунных и коренных подшипников с общим валом рассматривается как один «эквивалентный подшипник» с обобщенными свойствами отдельных подшипников. Для оценки режима смазки в «эквивалентном подшипнике» использован параметр – «трибонапряженность подшипников коленчатого вала» E_f , значение которого определяется по следующей формуле:

$$E_f = k+m \sqrt{\prod_{i=1}^{i=k} P_{d,i}^{kn} \prod_{j=1}^{j=m} P_{d,j}^{um}}$$

где $P_{d,i}^{kn}$ – параметр P_d в i -м коренном подшипнике;

$P_{d,j}^{um}$ – параметр P_d в j -м шатунном подшипнике;

k и m – соответственно количество коренных и шатунных подшипников коленчатого вала.

Значение параметра E_f изменяется от минимального $(E_f)_{\min} = 0$, характеризующего установившийся режим жидкостной смазки во всех без исключения подшипниках коленчатого вала, до максимального значения $(E_f)_{\max} = 1$, при котором хотя бы один подшипник работает в режимах сухого трения или граничной смазки. Промежуточные значения параметра $0 < E_f < 1$ имеют место в условиях переходного смазочного процесса при последовательном во времени чередовании жидкостной и граничной смазок (сухого трения).

При эксплуатации автомобильного двигателя диаметральный зазор Δ увеличивается вследствие изнашивания шеек и подшипников коленчатого вала. При одинаковых режимах работы, тепловом состоянии двигателя и свойствах моторного масла значения параметров M , n , t_m , $h_{кр}$ и μ в модели (2) являются неизменными и появляется возможность определения значения среднего диаметрального зазора Δ в подшипниках коленчатого вала по параметру трибонапряженности подшипников E_f , используя диагностическую модель $\Delta = \Delta(E_f)$.

Проведено теоретическое исследование режима смазки в подшипниках коленчатого вала автомобильного двигателя 8Ч9,2/8,0 на холостом ходу в диапазоне частоты вращения коленчатого вала от минимально устойчивой

$n_{\min} = 500$ мин.⁻¹ до повышенной $n_{\max} = 2000$ мин.⁻¹ при равномерном увеличении диаметрального зазора во всех подшипниках от начального значения $\Delta^n = 80$ мкм до предельного $\Delta^n = 230$ мкм. Полученная зависимость $E_f(\Delta)$ является монотонно-возрастающей, без экстремумов, а среднее значение коэффициента чувствительности $K_{\chi} = dE_f/d\Delta$ максимально при $n_{\min} = 500$ мин.⁻¹ и уменьшается в два раза при $n_{\max} = 1500...2000$ мин.⁻¹. Однако в данном диапазоне частоты вращения скорость изменения параметра минимально: $dE_f/dn \rightarrow 0$.

На основании проведенных теоретических исследований сделан вывод, что параметр E_f в достаточной мере отвечает требованиям, предъявляемым к диагностическим параметрам, и может быть использован для определения диаметрального зазора в подшипниках коленчатого вала. Выбор частоты вращения холостого хода тестового режима диагностирования определяется по результатам экспериментальных исследований.

В основу экспериментальных исследований положена укрупненная модель, содержащая входные (пробег автомобиля L , диаметральный зазор Δ , частота вращения холостого хода n) и выходные (параметр E_f) переменные [4]. Для получения диагностической модели $\Delta = \Delta(E_f)$ проведены две серии опытов по определению закономерностей $E_f = E_f(L)$ и $\Delta = \Delta(L)$. Объектом экспериментального исследования являлись подшипники коленчатого вала двигателей модели ЗМЗ-5234.10 в составе автобусов ПАЗ-3205, прошедшие обкатку, эксплуатировавшиеся в условиях г. Оренбурга и пригорода.

Замер диаметральных зазоров шатунных и коренных подшипников проводился после разборки двигателя по ГОСТ 14846-81. По результатам микрометрирования шатунных и коренных шеек и вкладышей 22 коленчатых валов двигателей ЗМЗ-5234.10, поступивших в ремонт, был получен массив данных о значениях диаметральных зазоров в подшипниках в зависимости от пробега автобусов ПАЗ-3205.

По значениям диаметральных зазоров в каждом шатунном и коренном подшипниках были рассчитаны средние значения диаметральных зазоров (далее диаметральных зазоров) Δ для всего коленчатого вала на пробеге L . Опытные данные аппроксимированы моделью показательного вида:

$$\Delta = \Delta_0 e^{cL}, \quad (1)$$

где Δ – текущий диаметральный зазор, мкм;
 Δ_0 – диаметральный зазор, приведенный на момент окончания приработки, мкм, $\Delta_0 = 78$ мкм;
 c – коэффициент интенсивности износа, 1/тыс. км, $c = 0,0053$;
 L – пробег автомобиля, тыс. км.
 На рисунке 1 представлена экспериментальная зависимость диаметрального зазора Δ в подшипниках коленчатого вала от пробега автобуса L .

Полученный вид модели (1) и значения коэффициента c согласуются с известными данными [1]. Качество аппроксимирующей модели подтверждено с 95% вероятностью использованием критерия Фишера.

Для замера параметра E_f использовалось разработанное средство функционального диагностирования подшипников коленчатого вала – измерительно-вычислительный комплекс «Автоматизированная система оценки смазочного процесса» (АСОСП) [5]. Опыты проводились после смены моторного масла при ТО-2 в производственных условиях автотранспортного предприятия ЗАО «Автоколонна 1825» (г. Оренбург). Условия испытания соответствовали основным положениям ГОСТ 14846-81. Двигатель испытывался на режимах холостого хода при разных уровнях частоты вращения коленчатого вала: $n=1000, 1500, 2000$ мин.⁻¹. Количество проведенных опытов составило $K=20$, в каждом опыте $M=2$ повторений.

Анализ опытов показал, что характер изменения мгновенных значений параметра E_f имеет вид неустойчившегося процесса (рисунок 2). Значения параметра колеблются вокруг среднего значения с разной амплитудой в зависимости от пробега. Так, средние значения параметра при частоте вращения коленчатого вала $n=1500$ мин.⁻¹ и пробеге $L=150$ тыс. км составляют

$E_f = 0,2122$, а при пробеге $L=46$ тыс. км $E_f = 0,0267$, что больше в 8 раз. Амплитуда при большем пробеге выше в 3 раза (0,1497 и 0,0488 соответственно).

Для каждого опыта были получены средние значения параметра E_f , что позволило провести аппроксимацию опытных данных и найти аппроксимирующие зависимости экспоненциального вида (рисунок 3, а):

$$E_f = a e^{bL}, \quad (2)$$

где a – коэффициент;
 b – коэффициент интенсивности изменения параметра от пробега, 1/тыс. км;
 L – пробег автобуса, тыс. км.

Значения коэффициентов модели (2) приведены в таблице 1.

Однородность дисперсий опытных данных с 95% вероятностью подтверждена расчетом

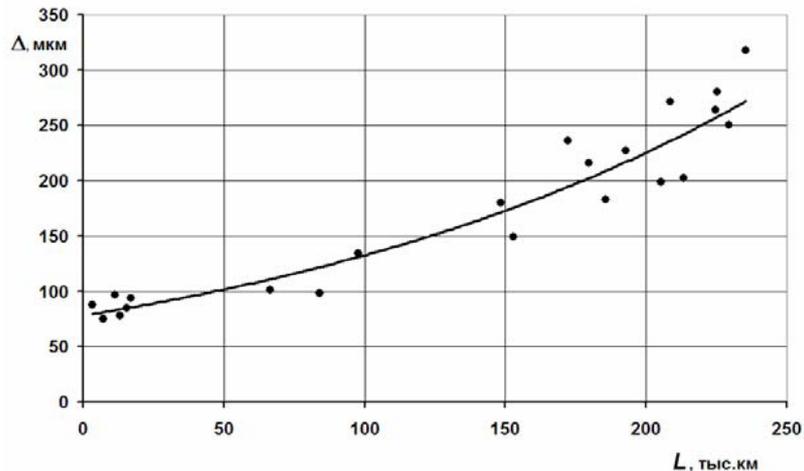


Рисунок 1. Экспериментальная зависимость диаметрального зазора Δ в подшипниках коленчатого вала от пробега автобуса L

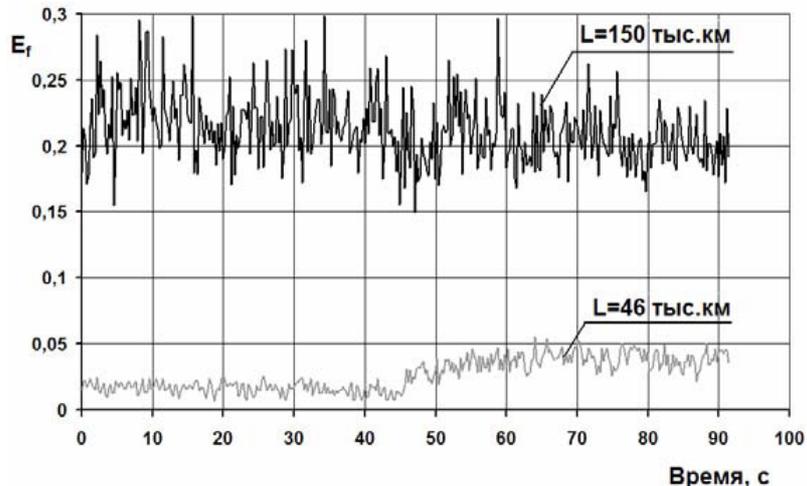


Рисунок 2. Пример динамики мгновенных значений параметра E_f при $n=1500$ мин.⁻¹

Таблица 1. Значения коэффициентов

п, мин ⁻¹	a	b, 1/тыс.км
1000	0,042	0,0159
1500	0,0166	0,0172
2000	0,0211	0,0141

критерия Кохрена, а адекватность моделей – критерия Фишера.

Чувствительность параметра E_f по пробегу L определялась нахождением первой производной функции (2):

$$\frac{dE_f}{dL} = abe^{bL}. \quad (3)$$

Графики зависимости первой производной dE_f/dL от пробега для разных режимов диагностирования представлены на рисунке 3, б.

Используя модель (2), построили графики изменения значений параметра E_f от частоты вращения n для разных пробегов автобуса L (рисунок 4, а).

Получена модель зависимости E_f от частоты n режима диагностирования при трех пробегах L : 50, 100 и 150 тыс. км:

$$E_f = b_0 + b_1 n + b_2 n^2, \quad (4)$$

где b_0, b_1, b_2 – коэффициенты модели, значения которых приведены в таблице 2.

Чувствительность параметра E_f по частоте n определялась нахождением первой производной функции (4):

$$\frac{dE_f}{dn} = b + 2cn. \quad (5)$$

Графики зависимости первой производной dE_f/dn от частоты режима диагностирования для разных пробегов представлены на рисунке 4, б.

Анализ полученных зависимостей показывает, что наблюдается существенное отличие в значениях параметра E_f , замеренное при частоте $n=1000$ мин.⁻¹, по сравнению со значениями параметра, полученными при частотах $n=1500$ и 2000 мин.⁻¹. Вместе с тем характер изменения

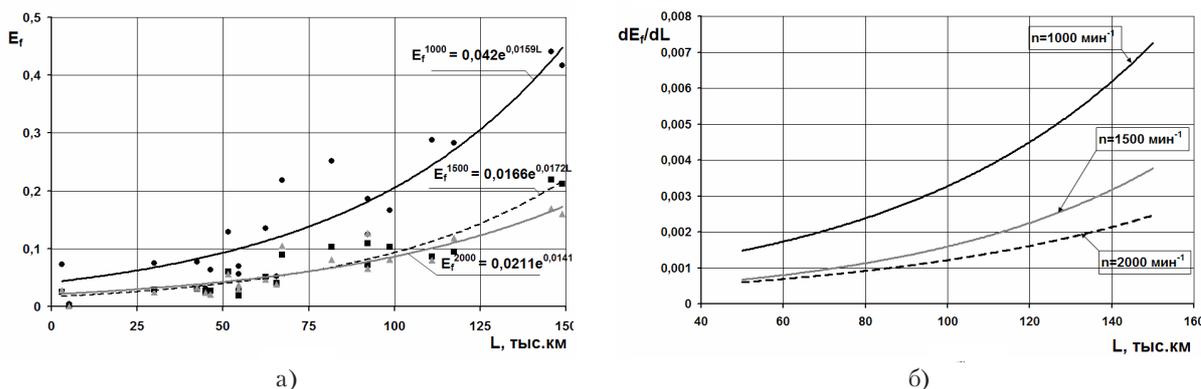


Рисунок 3. Зависимость значений параметра E_f а) и скорости его изменения dE_f/dL б) от пробега автобуса L при разных частотах вращения n

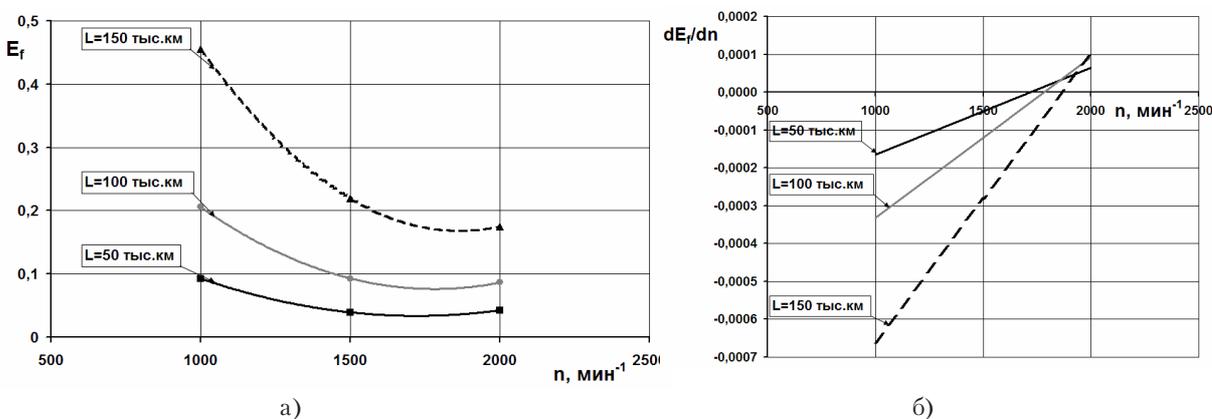


Рисунок 4. Зависимости значений параметра E_f а) и скорости его изменения dE_f/dn б) от частоты вращения n для разных значений пробегов автобуса L

значений параметра при данных частотах практически идентичен на всем исследуемом диапазоне пробега. Значение параметра E_f чувствительно к частоте вращения вала и пробегу автобуса.

Установленная тесная корреляционная связь (с коэффициентом детерминации $R^2 = 0,877...0,913$) между значениями параметра E_f на разных частотах вращения вала (рисунок 5), полученными для двигателей с различным техническим состоянием, свидетельствует о достаточности измерения параметра при одной частоте вращения вала.

Выбор такого тестового скоростного режима должен быть рациональным, и для этого проведена оценка точности и эффективности режимов диагностирования на основе двух независимых измерений диагностического параметра при неизменном значении структурного (пробег автобуса).

Методика установления рационального режима диагностирования включает следующие

этапы расчета для выбранного k -го состояния двигателя, j -го скоростного режима и m -го повторения (таблица 3).

Критерием выбора рационального режима диагностирования является выполнение условия:

$$[(\bar{S}_{E_f} \rightarrow \min) \cup (K_m^L \rightarrow \max) \cup (K_u^n \rightarrow \min)]. \quad (6)$$

Результаты оценки показателей точности и эффективности диагностирования сведены в таблицу 4.

Анализ полученных значений показателей точности и эффективности диагностирования показывает, что условие (6) не может быть однозначно применено к исследованным скоростным режимам диагностирования.

Таблица 3. Значения коэффициентов

L, тыс. км	b_0	b_1 , мин	b_2 , мин ²
50	0,37081	-0,0003918	$1,139 \cdot 10^{-7}$
100	0,7489	-0,0007553	$2,121 \cdot 10^{-7}$
150	1,4956	-0,001421	$3,803 \cdot 10^{-7}$

Таблица 2. Расчетные формулы для расчета показателей точности и эффективности диагностирования

Показатель	Расчетная формула
Расчет для k -го состояния двигателя, j -го скоростного режима	
1. Среднее значение параметра E_f	$\bar{E}_{f.kj} = \frac{\sum_{k=1}^n E_{f.kjm}}{M}$
2. Среднеквадратическое отклонение параметра E_f	$\sigma_{E_{f.kj}} = \sqrt{\frac{\sum (E_{f.kjm} - \bar{E}_{f.kj})^2}{M - 1}}$
3. Относительная ошибка измерения параметра E_f , (%)	$S_{E_{f.kj}} = 100 \frac{\sigma_{E_{f.kj}}}{\bar{E}_{f.kj}}$
Расчет для j -го скоростного режима	
4. Среднее значение среднеквадратических отклонений (мкм)	$\bar{\sigma}_{E_{f.j}} = \frac{\sum_{k=1}^K \sigma_{E_{f.kj}}}{K}$
5. Средняя относительная ошибка измерения параметра E_f , %	$\bar{S}_{E_{f.j}} = \frac{\sum_{k=1}^K S_{E_{f.kj}}}{K}$
6. Коэффициент чувствительности диагностического параметра по пробегу, (тыс. км ⁻¹)	$K_{q.j}^L = a_j b_j e^{b_j L_K} $
7. Коэффициент тесноты связи между диагностическим и структурным параметрами по пробегу, (тыс. км ⁻¹)	$K_{m.j}^L = K_{q.j}^L / \bar{\sigma}_{E_{f.j}}$
8. Коэффициент чувствительности диагностического параметра по частоте вращения, (мин)	$K_{u.j}^n = b_{1.j} + 2b_{2.j} n_j $

Таблица 4. Результаты расчета показателей точности и эффективности диагностирования

Показатель	Частота вращения вала, мин ⁻¹		
	1000	1500	2000
$\bar{S}_{E_f}, \%$	19,30	21,22	21,91
K_m^L , тыс. км ⁻¹	0,2578	0,3089	0,2009
K_q^n , мин	$3,855 \cdot 10^{-4}$	$1,501 \cdot 10^{-4}$	$8,52 \cdot 10^{-5}$

Значения средней относительной ошибки $\bar{S}_{E_{i,j}}$ для каждого режима близки между собой, и поэтому их можно не сравнивать между собой. Распределение значений по местам остальных показателей для каждого режима диагностирования выглядит следующим образом. Для режима $n=1000$ мин.⁻¹ значение коэффициента тесноты связи $K_m^L=0,2578$ занимает промежуточное положение и находится на втором месте, а значение коэффициента чувствительности $K_q^n = 3,855 \cdot 10^{-4}$ максимально и занимает третье место. Аналогично для режима $n=1500$ мин.⁻¹ $K_m^L=0,3089$ максимально – первое место, $K_q^n = 3,855 \cdot 10^{-4}$ – второе место. Для режима $n=2000$ мин.⁻¹ $K_m^L=0,2009$ минимально – третье место, $K_q^n = 8,52 \cdot 10^{-5}$ максимально – первое место.

Таким образом, рациональным по критериям точности и эффективности диагностирования следует признать режим $n=1500$ мин.⁻¹, поскольку для него наблюдается наилучшее сочетание значений показателей стабильности (\bar{S}_{E_f}), информативности (K_m^L) и чувствительности (K_q^n).

Синтезом зависимостей (1) и (2) получена диагностическая модель степенного вида:

$$\Delta = dE_f^g, \tag{7}$$

где d – коэффициент, $d=300$ мкм;
 g – показатель степени, $g = 0,33842$.

На рисунке представлена зависимость значений диаметального зазора Δ от параметра E_f .

Данная модель может использоваться для прогнозирования технического состояния подшипников коленчатых валов двигателей типа 8Ч9,2/8,0.

Из модели (7) получена зависимость параметра E_f от диаметального зазора Δ :

$$E_f = \sqrt[g]{\frac{\Delta}{d}} = 0,33842 \sqrt[3]{\frac{\Delta}{300}} = 4,8 \cdot 10^{-8} \Delta^{2,955}. \tag{8}$$

Вид полученной зависимости хорошо согласуется с известными закономерностями изменения технического состояния динамически нагруженных подшипников [1].

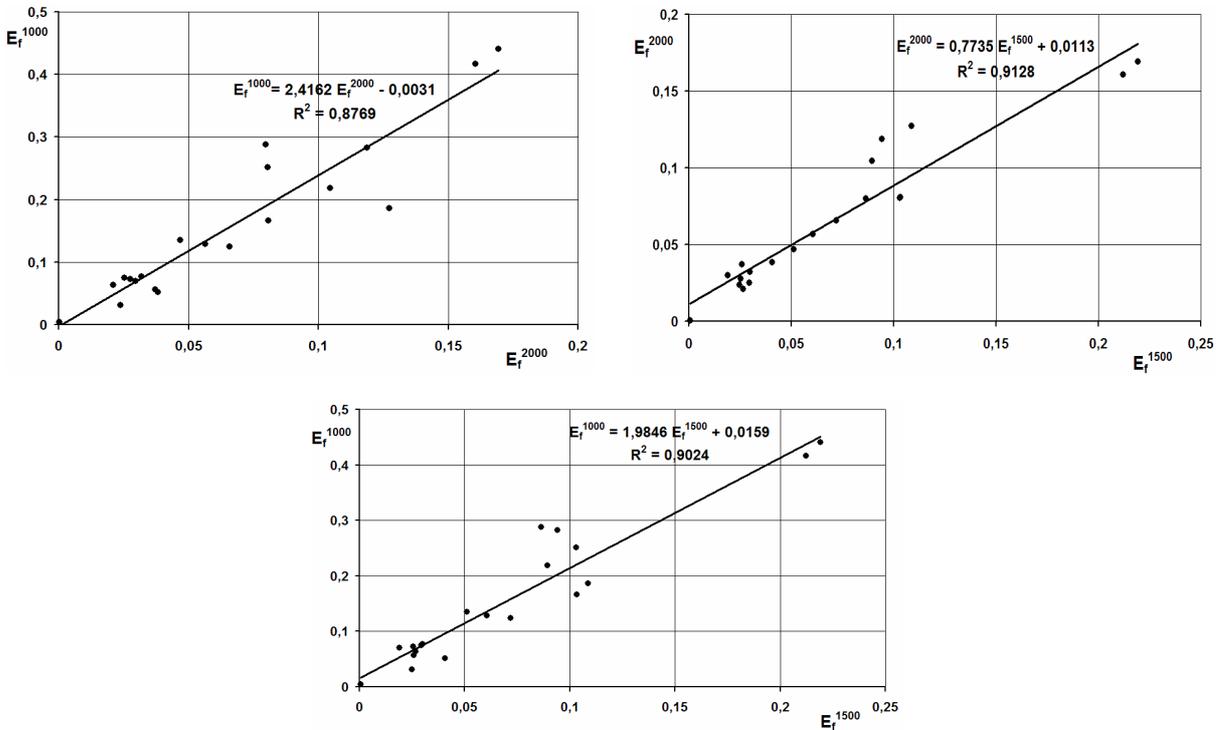


Рисунок 5. Корреляционные зависимости между значениями параметра E_f на разных частотах режима диагностирования

Согласно нормативно-технической документации для двигателя ЗМЗ-5234.10, средние значения диаметрального зазора для подшипников скольжения составили: начальный $\Delta^n = 78$ мкм, допускаемый $\Delta^d = 140$ мкм и предельный $\Delta^p = 230$ мкм.

По модели (8) рассчитаны соответствующие нормативные значения диагностического параметра:

– начальное

$$E_f^n = 4,8 \cdot 10^{-8} \cdot 78^{2,955} = 0,02;$$

– допускаемое

$$E_f^d = 4,8 \cdot 10^{-8} \cdot 140^{2,955} = 0,105;$$

– предельное

$$E_f^p = 4,8 \cdot 10^{-8} \cdot 230^{2,955} = 0,46.$$

Для использования диагностического параметра в практических целях проведена оценка соответствия его требованиям чувствительности, однозначности, стабильности, широты изменения и информативности.

Коэффициент чувствительности равен:

$$K_v = 1000 \left| \frac{E_f^p - E_f^n}{\Delta^p - \Delta^n} \right| = 1000 \left| \frac{0,46 - 0,02}{230 - 78} \right| = 2,89 \text{ мм}^{-1}.$$

Значение данного коэффициента указывает на высокую чувствительность диагностического параметра (в 2,3 раза больше по сравнению с базовым показателем диагностирования по давлению масла $K_v = 1,25 \text{ мкм}^{-1}$).

Требование однозначности выполняется отсутствием экстремума ($dE_f/d\Delta \neq 0$) функции $E_f = E_f(\Delta)$ в диапазоне от $\Delta^n = 78$ мкм до $\Delta^p = 230$ мкм:

$$\frac{dE_f}{d\Delta} = (4,8 \cdot 10^{-8} \Delta^{2,955})' = 1,4184 \cdot 10^{-7} \Delta^{1,955} > 0 \text{ при } \Delta^n \leq \Delta \leq \Delta^p.$$

Диагностический параметр удовлетворяет требованиям стабильности на всем диапазоне значений, что подтверждают результаты расчета относительной ошибки $S_{E_f} = 20\%$.

Диагностический параметр характеризуется значительной теснотой связи между диагностическим и структурным параметрами с коэффициентом:

$$K'_{v,j} = K_{v,j} / \bar{\sigma}_{E_f,j} = 2,89 / 0,0122 = 236,9 \text{ мм}^{-1}.$$

Теоретическая широта изменения диагностического параметра E_f составляет 0...1.

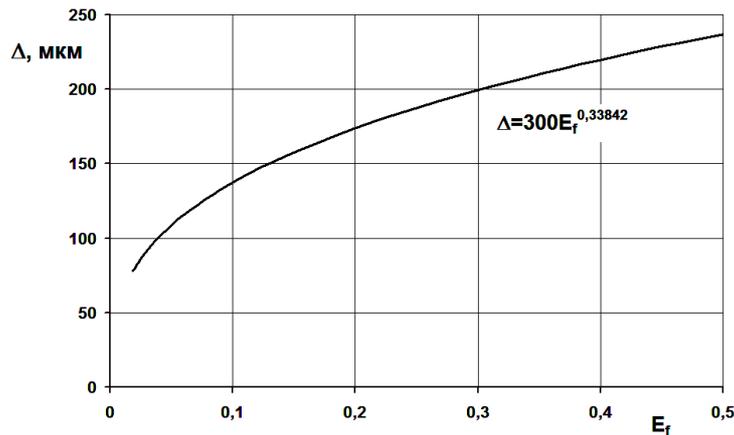


Рисунок 6. Зависимость значений диаметрального зазора Δ от параметра E_f

Получена модель прогнозирования остаточного ресурса L_o (тыс. км):

$$L_o = L_m \log_{\frac{E_f^d}{E_f^n}} \left(\frac{E_f^p}{E_f^m} \right),$$

где L_m – текущая наработка, тыс. км.

Модель позволяет прогнозировать остаточный ресурс L_o (тыс. км) подшипников коленчатого вала при известных текущих значениях пробега L_m (тыс. км) и диагностического параметра E_f^m . Например, для двигателя ЗМЗ-5234.10, у которого нормативные значения диагностического параметра составляют $E_f^n = 0,02$ и $E_f^p = 0,46$, при $L_m = 100$ тыс. км и $E_f^m = 0,1$ значение остаточного ресурса составит:

$$L_o = 100 \log_{\frac{0,1}{0,02}} \left(\frac{0,46}{0,1} \right) = 94,8 \text{ тыс. км.}$$

Полученные в настоящем исследовании результаты обладают научной новизной и практической ценностью, а именно:

– диагностический параметр «трибонапряженность подшипников коленчатого вала», характеризующий способность подшипников работать в условиях жидкостной смазки при эксплуатации двигателя;

– эмпирические закономерности изменения диагностического параметра в зависимости от диаметрального зазора в подшипниках коленчатого вала автомобильного двигателя типа 8·9,2/8,0;

– способ, средство, нормативы и технология функционального диагностирования подшипников коленчатого вала, обеспечивающие повышение

ние долговечности автомобильных двигателей вследствие увеличения достоверности и доступ-

ности прогнозирования технического состояния подшипников коленчатого вала в эксплуатации.

15.09.2011

Список литературы:

1. Авдонкин, Ф.Н. Оптимизация изменения технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации / Ф.Н. Авдонкин. – М.: Транспорт, 1993. 350 с.
2. Калимуллин, Р.Ф. Совершенствование методики оценки качества приработки подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин, А.П. Фот, Н.Н. Якунин // Вестник Оренбургского государственного университета. 2006. – №9. – С. 335–342.
3. 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.
4. Калимуллин, Р.Ф. Функциональная диагностика подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, С.Б. Цибилов // Вестник Оренбургского государственного университета, 2011. – №5. – С. 158–163.
5. Патент RU№66046 U1, МПК G 01 M 13/04. Устройство для контроля состояния подшипников / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, С.Б. Цибилов, 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.
6. 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 Флюрович, доцент кафедры автомобильного транспорта транспортного факультета Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук, доцент
E-mail: rkalimullin@mail.ru

Янучков Михаил Романович, заведующий лабораториями кафедры автомобильного транспорта транспортного факультета Оренбургского государственного университета
E-mail: msi80@mail.ru

460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, тел. (3532) 756399

UDC 621.89: 621.822

Yanuchkov M.P., Kalimullin R.F.

Orenburg State University, e-mail: RKalimullin@mail.ru

DIAGNOSTICS OF BEARINGS OF CRANKED SHAFT OF AUTOMOBILE ENGINES ON THE CONDITION OF LUBRICATING LAYER

The article presents the results of the study of regularities of liquid lubrication in bearings of cranked shaft of automobile engines when changing their technical condition in operation. The author justified diagnostic parameter and its regulations, accorded the rate diagnosis, diagnostic and predictive models are obtained.

Key words: crankshaft bearings, diagnosis, lubrication rate.

Bibliography:

1. Avdonkin, F.N. Optimization of change of a technical condition of the car while in service / F.N. Avdonkin. – M: Transport, 1993. - 350 p.
2. Kalimullin, R.F. Development of a technique of an estimation of quality extra earnings of bearings of cranked shaft of automobile engines / R.F. Kalimullin, A.P. Phot, N.N. Yakunin//the Bulletin of the Orenburg State University, 2006. - № 9. -p.335 – 342.
3. Kalimullin, R. F. A theoretical substantiation of new diagnostic parameter of an internal combustion engine / R.F.Kalimullin/ /the Bulletin of the Orenburg State University. The appendix «Motor transportation systems». – 2004. –p.44 – 48.
4. Kalimullin, R.F. Functional diagnostics of bearings of cranked shaft of automobile engines / R.F.Kalimullin, S.J.Kovalenko, S.B.Tsibizov//the Bulletin of the Orenburg State University, 2011. - №5. - С.158–163.
5. Patent RUN№66046 U1, МПК G 01 M 13/04. The device for control of a condition of bearings / R.F. Kalimullin, S.J. Kovalenko, S.B. Tsibizov, M.R. Januchkov (Russian Federation). – №2007112656/22. – It is declared 4.4.2007 – the Decision on delivery of the patent from 4.4.2007 –Publ. 27.08.2007r., Bull. №24. – 3p.
6. Yakunin, N.N. Diagnosing of bearings of cranked shaft of automobile engines on parameters of lubricant process / N.N. Yakunin, R.F. Kalimullin, M.R. Januchkov//the Motor transportation enterprise. – 2009. – № 4. –p. 47 – 50.