

ВЛИЯНИЕ СКОРОСТНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ

В статье установлены закономерности износостойкости подшипников коленчатых валов двигателей в зависимости от скоростного режима движения автотранспортных средств (на примере автомобиля ВАЗ-2107 и автобуса ПАЗ-3205). Приведены методики и результаты ходовых испытаний автотранспортных средств для получения скоростных характеристик по новому критерию износостойкости подшипников коленчатых валов с помощью оригинальной экспресс-методики. Определены скоростные режимы движения автотранспортных средств, обеспечивающие максимальную износостойкость подшипников.

Ключевые слова: износостойкость, подшипники коленчатого вала, скоростной режим, малоизносный режим, автотранспортное средство.

Практика эксплуатации автотранспортных средств (АТС) показывает, что долговечность их двигателей определяется, как правило, интенсивностью изнашивания подвижных сопряжений, в числе которых износ шатунных и коренных подшипников скольжения коленчатого вала является лимитирующим фактором. Конструкция подшипников и системы смазки должны обеспечивать максимальную износостойкость трущихся поверхностей на эксплуатационных режимах работы двигателя.

Работа автотранспортного двигателя характеризуется широкой вариацией параметров нагружения и частоты вращения коленчатого вала, обусловленной изменением скорости движения и сменой передач в трансмиссии. Так, исследованиями авторов установлены распределения долей времени движения автомобиля ВАЗ-2107 на различных передачах в городских и загородных условиях г. Оренбурга и его пригорода (рисунок 1). В городских условиях автомобиль движется преимущественно на II и III передачах (доля времени соответственно 17,2 и 46,4 %), а в загородных условиях – на III и IV передачах (34,5 и 59,3%).

Вместе с тем, известно, что различные режимы работы двигателя вносят разный вклад в эксплуатационный износ. Так, многочисленными исследованиями [1], в том числе авторов [3], установлено, что ускоренное изнашивание подшипников характерно для условий низкотемпературного пуска. Однако вопрос о влиянии других эксплуатационных режимов на изнашивание подвижных сопряжений решен не в полном объеме, несмотря на то, что известны исследования [1, 5].

Анализ результатов данных исследований позволяет предположить об эффективности преимущественной эксплуатации двигателя в малоизносных режимах работы как одного из методов повышения долговечности. Применение подобного метода сдерживается затрудненностью адекватного определения малоизносных режимов работы двигателей. Известные методики, например [5], определения износа основаны на традиционных методах взвешивания, спектрального анализа, микрометрирования и т.п., что делает их использование для анализа широкого диапазона нагрузочного и скоростного режима чрезвычайно трудоемкими и затратными.

В связи с этим, реализация нового подхода к повышению эксплуатационной надежности двигателей возможна на основе разработки и анализа специальных критериев, характеризующих износостойкость различных подвижных сопряжений. При этом, материальные и трудовые затраты определения численных значений критериев экспериментально должны быть существенно меньше, чем затраты на традиционные методы определения износа.

Исходя из вышеизложенного, представляет интерес исследование закономерностей условий смазки в подшипниках коленчатого вала автомобильных двигателей в зависимости от нагрузочного и скоростного режимов, а также установление на основе анализа критерия износостойкости подшипников параметров режимов работы, обеспечивающих минимальную интенсивность изнашивания.

Цель настоящего исследования заключалась в повышении долговечности подшипников

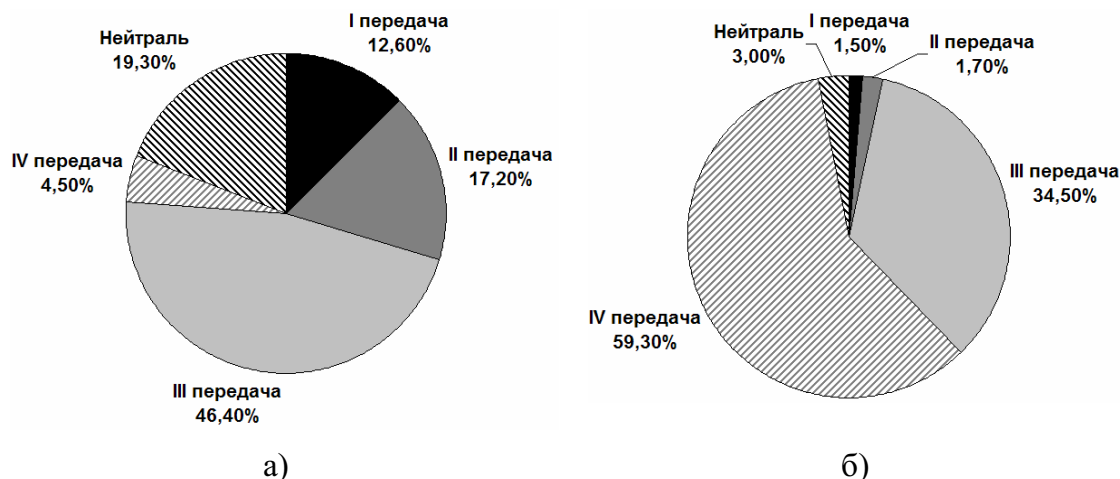


Рисунок 1. Диаграммы распределения долей времени движения автомобиля ВАЗ-2107 на различных передачах в городских а) и загородных б) условиях г. Оренбурга и его пригорода

коленчатых валов за счет обоснования малоизносных скоростных режимов движения АТС.

Решены следующие основные задачи:

1) обоснован критерий износостойкости подшипников коленчатого вала автомобильного двигателя;

2) разработана методика экспериментального определения критерия износостойкости подшипников коленчатого вала при движении АТС;

3) обоснованы малоизносные режимы движения АТС по критерию износостойкости.

Объектом исследования являлся нагрузочно-скоростной режим работы автомобильного двигателя, предметом исследования – закономерности условий смазки подшипников коленчатых валов двигателей автомобилей ВАЗ-2107 и автобуса ПАЗ-3205 на различных скоростных режимах движения. Выбор указанных марок обусловлен их широкой распространенностью.

Теоретической основой настоящего исследования являлась модель смазки и изнашивания сложнагруженных гидродинамических подшипников скольжения машин в переходном смазочном процессе [2, 6]. Переходный смазочный процесс является общим случаем взаимодействия смазываемых поверхностей трения и представляет собой последовательное во времени чередование жидкостной и граничной смазок (сухого трения) в зоне контакта. Интенсивность изнашивания ih_{ncn} подшипника в переходном смазочном процессе определяется по формуле:

$$ih_{ncn} = P_d ih_k = P_d k \left(\frac{N}{l d} \right)^x, \quad (1)$$

где P_d – вероятность разрушения смазочного слоя (контактного взаимодействия);

ih_k – интенсивность изнашивания при контактном взаимодействии;

x – показатель степени, $x \geq 1$;

k – коэффициент пропорциональности, зависящий от физико-механических свойств поверхностей трения;

N – внешняя нагрузка на подшипник, Н;

l и d – опорная длина и диаметр подшипника, м.

Введем в формулу (1) нагрузочный $R = N^x$ и конструктивный факторы $K = k/(ld)^x$. Тогда износостойкость подшипника i_{nc} в переходном смазочном процессе определится по формуле:

$$i_{ncn} = \frac{1}{ih_{ncn}} = \frac{1}{P_d R K}. \quad (2)$$

В формуле (2) для подшипников конкретного двигателя конструктивный фактор K является величиной постоянной, а нагрузочный фактор R – переменной.

Введем параметр $z = 1/(P_d R)$. Можно допустить, что значение фактора R пропорционально значению текущей мощности двигателя N , и при номинальной мощности $N_{ном}$ будет иметь максимальную величину R_{max} . Тогда параметр z в случае контактного взаимодействия трущихся поверхностей ($P_d = 1$) на номинальном режиме ($R = R_{max}$) будет иметь минимальное значение $z_{min} = 1/R_{max}$.

С учетом вышесказанного введен новый параметр T_n , определяемый по формуле:

$$T_n = \frac{z}{z_{\min}} = \frac{1}{P_d} \left(\frac{R_{\max}}{R} \right) = \frac{1}{P_d} \frac{N_{\text{ном}}}{N} = \frac{1}{P_d} \frac{M_{\text{ном}} n_{\text{ном}}}{M n}, \quad (3)$$

где $M_{\text{ном}}$, $n_{\text{ном}}$ – крутящий момент и частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме работы двигателя;

M, n – крутящий момент и частота вращения коленчатого вала на текущем режиме работы двигателя.

Вероятность разрушения смазочного слоя P_d согласно известной модели динамического состояния смазочного слоя в каждом подшипнике коленчатого вала при работе двигателя обуславливается большим количеством случайных факторов [2, 4]. В условиях эксплуатации вероятность разрушения смазочного слоя в подшипнике коленчатого вала описывается моделью следующего вида:

$$P_d = P_d(M, n, l, d, \mu, t_m, h_{кр}, \Delta), \quad (4)$$

где M – крутящий момент на коленчатом валу, Нм;

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

l – опорная длина шейки коленчатого вала, мм;

d – диаметр шейки коленчатого вала, мм;

t_m – средняя температура масла в подшипнике, °С;

μ – динамическая вязкость масла при температуре t_m , Па·с;

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

Δ – диаметральный зазор в подшипнике, мкм.

Для обобщенной оценки режима смазки в системе шатунных и коренных подшипников использован параметр E_f «трибонапряженность подшипников коленчатого вала» [2, 4].

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 режиме граничной смазки (сухого трения). 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 работе автомобильного двигателя переменными являются крутящий момент M и

частота вращения n . При одинаковом техническом и тепловом состоянии двигателя и свойствах моторного масла значения параметров Δ , t_m , $h_{кр}$ и μ в модели (2) являются неизменными, и появляется возможность определения значения параметра трибонапряженности подшипников E_f в зависимости от параметров режима работы M и n , используя модель

$$E_f = E_f(M, n). \quad (6)$$

Таким образом, для обобщенной оценки износостойкости подшипников коленчатого вала предлагается использовать параметр T_n , названный «критерий износостойкости подшипников» и определяемый по формуле:

$$T_n = \frac{1}{E_f} \frac{M_{\text{ном}} n_{\text{ном}}}{M n}. \quad (7)$$

Параметр T_n безразмерен и принимает значения от 1 до ∞ и зависит от режима взаимодействия трущихся поверхностей (E_f) и нагрузочно-скоростного режима работы двигателя (M и n). Физический смысл критерия заключается в том, что его значение показывает во сколько раз износостойкость подшипников коленчатого вала на текущем режиме работы двигателя больше износостойкости на режиме номинальной мощности при постоянном контактном взаимодействии подшипников.

Зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения коленчатого вала на установившемся режиме движения АТС определяется известной из теории эксплуатационных свойств автомобиля формулой:

$$M = \frac{r_k}{i_0 i_k \eta_{mp}} \left[mgf + k_B F \left(\frac{0,105 n r_k}{i_0 i_k} \right)^2 \right], \quad (8)$$

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

r_k – радиус колеса, м;

i_0 – передаточное отношение главной передачи;

i_k – передаточное отношение $k^{\text{той}}$ передачи;

η_{mp} – КПД трансмиссии;

m – масса АТС, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

f – коэффициент сопротивления качению колеса;

k_s – коэффициент лобового сопротивления АТС, Н·с²/м⁴;

F – лобовая площадь АТС, м²;

ледовательно задавались установившиеся режимы движения с I передачи до IV при ступенчатом повышении частоты вращения коленчатого вала на каждой передаче: $n=2000, 2500, 3000$ мин⁻¹, а затем в обратном порядке с IV до I передачи при снижении частоты: $n=3000, 2500, 2000$ мин⁻¹.

Аналогично для автобуса ПАЗ-3205 – при ступенчатом повышении частоты вращения ко-

ленчатого вала на каждой передаче: $n=1000, 1500, 2000, 2500$ мин⁻¹, а затем в обратном порядке при снижении частоты: $n=2500, 2000, 1500, 1000$ мин⁻¹. Длительность каждого замера составляла около 30 с.

Получены для каждого АТС зависимости средних значений параметра E_f на каждой передаче от частоты вращения вала. Проведены расчеты значения критерия T_n при различных скоростях движения V_a . Результаты расчета приведены на рисунках 3 и 4.

Полученные для АТС опытные данные T_n на каждой k -ой передаче аппроксимированы квадратичной моделью следующего вида:

$$T_{n,k} = a_k + b_k V_a - c_k V_a^2,$$

где a_k, b_k, c_k – коэффициенты модели, значения которых приведены в таблице 1.

Найдены значения оптимальных скоростей движения АТС, соответствующие максимальным значениям критерия износостойкости T_n на каждой k -ой передаче, по формуле:

$$V_{a,k}^{opt} = \frac{b_k}{2c_k}.$$

Полученные значения скоростей представлены в таблице 2.

Анализ полученных результатов свидетельствует, что износостойкость подшипников максимальна на I передаче, и по мере увеличения номера передачи снижается (в 3,8...23 раза для автомобиля ВАЗ-2107 и в 8,7...84,3 раза для автобуса ПАЗ-3205). Износостойкость при оптимальной скорости движения на каждой передаче выше износостойкости, средней по передаче, в 1,14..2,10 раза для автомобиля ВАЗ-2107 и в 1,45..1,68 раз для автобуса ПАЗ-3205.

2. Испытание на неустановившихся режимах движения (НУРД) «разгон-торможение» на разных передачах

На каждой передаче осуществлялся многократный циклический разгон АТС в среднем темпе от пониженной частоты $n_{пov}$ до повышенной $n_{пов}$, а затем - торможение АТС двигателем до первоначальной. Для автомобиля ВАЗ-2107 значения граничных частот вращения составили $n_{пov} = 2000$ мин⁻¹ и $n_{пов} = 3000$ мин⁻¹; для ав-

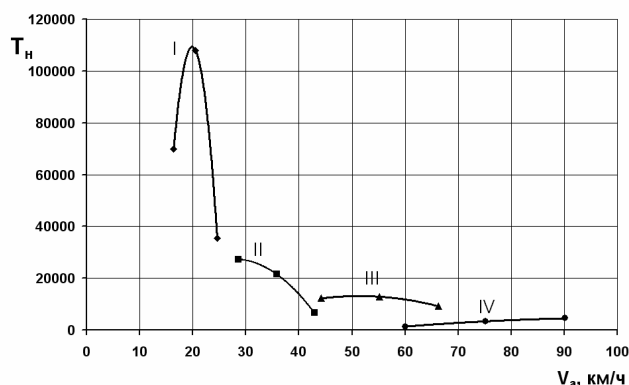


Рисунок 3. Зависимости значений критерия T_n от установившейся скорости движения автомобиля ВАЗ-2107 на различных передачах

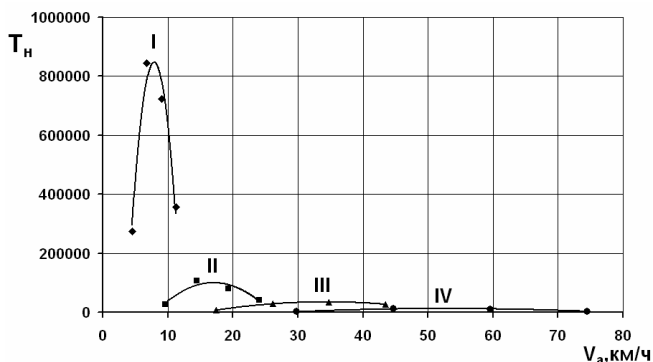


Рисунок 4. Зависимости значений критерия T_n от установившейся скорости движения автобуса ПАЗ-3205 на различных передачах

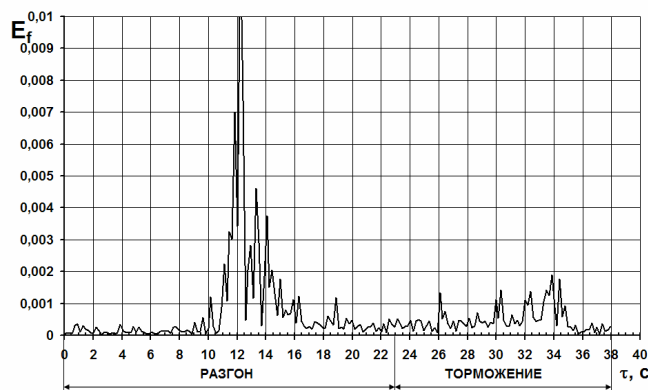


Рисунок 5. Примеры зависимости мгновенных значений параметра E_f на режимах разгона и торможения автобуса ПАЗ-3205 на IV передаче

Таблица 1. Значения коэффициентов аппроксимирующей модели критерия T_n для АТС

АТС	Коэффициенты	Значение коэффициентов при номере передачи			
		I	II	III	IV
ВАЗ-2107	a_k	-1188942	-42831	-33894	-15077
	b_k	130735	5044	1831	387
	c_k	-3291	-91	-18	-1,9
ПАЗ-3205	a_k	-2117172	-262682	-80040	-43829
	b_k	749745	42697	6688	2115
	c_k	-47396	-1257	-97,4	-20

Таблица 2. Значения оптимальных скоростей движения АТС на разных передачах

АТС	Значение оптимальной скорости (км/ч) на разных передачах			
	I	II	III	IV
ВАЗ-2107	19,9	27,8	51,0	102,9
ПАЗ-3205	7,9	17,0	34,3	52,9

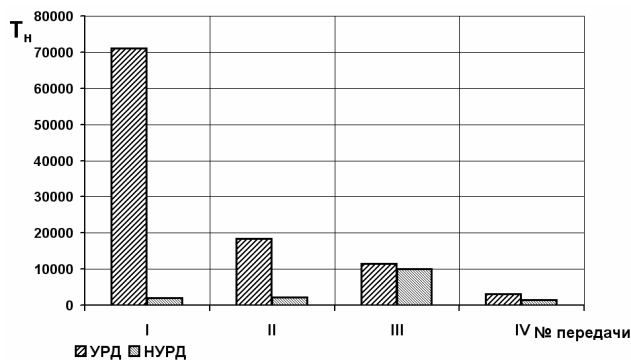
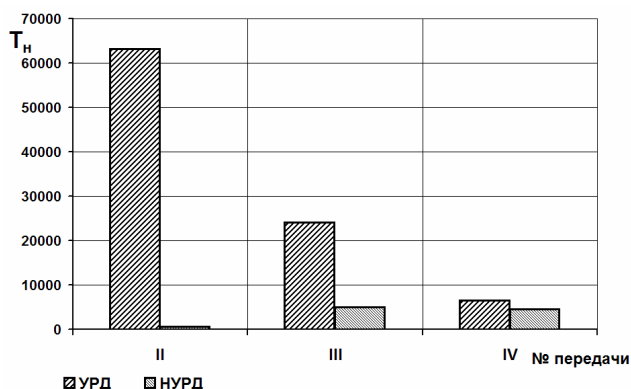
тобуса ПАЗ-3205 соответственно $n_{\text{пов}} = 1000$ мин⁻¹ и $n_{\text{пов}} = 2500$ мин⁻¹. По техническим причинам для автобуса был исключен режим испытания на I передаче.

Анализ экспериментальных зависимостей значений параметра E_f на режимах разгона и торможения от длительности показывает (рисунок 5), что в средней фазе разгона значения параметра значительно увеличиваются (до 880 раз на III передаче и до 400 раз на IV передаче), а затем резко уменьшаются. На фазе торможения значения параметра изменяются в 20...30 раз, особенно в конце фазы.

Для каждой передачи за время разгона и торможения рассчитывались средние значения параметра E_f и критерия износостойкости T_n . Диаграммы распределения критерия T_n по разным передачам приведены на рисунках 6 и 7.

Анализ полученных результатов показывает, что для автомобиля ВАЗ-2107 и автобуса ПАЗ-3205 максимальная износостойкость подшипников коленчатого вала обеспечивается при режиме движения на II передаче. На остальных передачах износостойкость значительно меньше (соответственно в 4,6...6,6 и в 1,15...8,15 раза).

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили гипотезу о существовании малоизносных режимов работы автомобильных двигателей. Полученные результаты для двигателя автомобиля ВАЗ-2107 хорошо согласуются с данными, приве-

Рисунок 6. Диаграмма распределения значений критерия T_n по разным передачам для УРД и НУРД автомобиля ВАЗ-2107Рисунок 7. Диаграммы распределения значений критерия T_n по разным передачам для УРД и НУРД автобуса ПАЗ-3205

денными в работе [5]. Однако предлагаемый метод определения малоизносных режимов требует существенно меньших трудовых и материальных ресурсов.

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что повышение долговечности автомобильных двигателей возможно за счет эксплуатации их на малоизносных режимах, установленных с помощью оригинальной методики экспресс-оценки условий смазки в подшипниках коленчатых валов. Предложенный подход

к повышению эксплуатационной надежности двигателей на основе критерия износостойкости подшипников коленчатого вала позволяет учесть дополнительные факторы и отойти от обобщенных рекомендаций в сфере эксплуатации АТС в сторону принятия более обоснованных организационно-технических решений.

05.10.2011

Список литературы:

1. Григорьев, М.А. Обеспечение надежности двигателей / М.А. Григорьев, В.А. Долецкий. – Издательство стандартов, 1977. – 324 с.
2. Калимуллин, Р.Ф. Метод оценки трибологического состояния подвижных сопряжений автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин, Н.Н. Якунин, И.В. Тюняев // Вестник Оренбургского государственного университета, 2005. - № 12 (Приложение «Прогрессивные технологии в транспортных системах»).- С.50 – 55.
3. Коваленко, С.Ю. Методика оценки приспособленности автомобильных двигателей к изменяющимся условиям эксплуатации / С.Ю. Коваленко, И.В. Тюняев, Р.Ф. Калимуллин // Вестник Оренбургского государственного университета, 2009. - № 4.- С.165 – 170.
4. Сологуб, В.А. Разработка параметра и метода контроля приработанности подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей по показателям смазочного процесса // В.А. Сологуб, Р.Ф. Калимуллин // Вестник Оренбургского государственного университета, 2005. - № 12 (Приложение «Прогрессивные технологии в транспортных системах»).- С.116 – 120.
5. Шабанов, А. Где живет износ / А. Шабанов // За рулем, 2009. - № 3 - С.150 – 152.
6. Якунин, Н.Н. Переходный смазочный процесс в коренных подшипниках автомобильных двигателей / Н.Н. Якунин, Р.Ф. Калимуллин, А.Ю. Алемасцев, С.В. Баловнев, В.А. Сологуб // Справочник. Инженерный журнал, 2002.- №7. - С. 14 – 20.

Сведения об авторах:

Тюняев Игорь Владимирович, главный инженер ЗАО «Автоколонна № 1825» (г. Оренбург),
соискатель кафедры автомобильного транспорта транспортного факультета
Оренбургского государственного университета
460052, г. Оренбург, ул. Лесозащитная, 20, тел. (3532) 752279
E-mail: it.ford@mail.ru

Сологуб Владимир Арсентьевич, заведующий лабораториями кафедры автомобилей и безопасности
движения транспортного факультета Оренбургского государственного университета,
кандидат технических наук
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, тел. (3532) 757771

UDC 621.89

Tjunjaev I.V., Sologub V. A.

Orenburg state university, e-mail: it.ford@mail.ru

INFLUENCE OF THE HIGH-SPEED MODE OF MOVEMENT OF VEHICLES ON WEAR RESISTANCE OF BEARINGS OF CRANKED SHAFT OF ENGINES

In article laws of wear resistance of bearings of cranked shaft of engines depending on a high-speed mode of movement of vehicles (on an example of the car VAZ-2107 and bus PAZ-3205) are established. Techniques and results of trial runs of vehicles for reception of high-speed characteristics by new criterion of wear resistance of bearings of cranked shaft by means of an original express technique are resulted. High-speed modes of movement of the vehicles, providing the maximum wear resistance of bearings are defined.

Keywords: wear resistance, bearings of a cranked shaft, a high-speed mode, small breakups mode, the vehicle.

Bibliography:

1. Grigoriev, M.A. Security of reliability of engines / M.A. Grigoriev, V.A. Doletsky. – Standards Publishing House, 1977. – 324 with.
2. Kalimullin, R.F. Metod of an estimation tribology conditions of mobile interfaces of automobile engines / R.F. Kalimullin, N.N. Yakunin, I.V. Tjunjaev // the Bulletin of the Orenburg State University, 2005. - № 12 (the Appendix «Progressive technologies in transport systems»). W.50 – 55.
3. Kovalenko, S.J. Technique of an estimation of fitness of automobile engines to changing service conditions / S.J. Kovalenko, I.V.Tjunjaev, R.F. Kalimullin // the Bulletin of the Orenburg State University, 2009. - № 4. - W.165 – 170.
4. Sologub, V.A. Development of parameter and a quality monitoring wear-in bearings of a cranked shaft of automobile engines on indicators of lubricant process // V.A. Sologub, R.F. Kalimullin // the Bulletin of the Orenburg State University, 2005. - № 12 (the Appendix «Progressive technologies in transport systems»). W.116 – 120.
5. Shabanov, A. Where lives deterioration / A. Shabanov // At the wheel, 2009. - № 3 - W.150 – 152.
6. Yakunin, N.N. Transitive lubricant process in radical bearings of automobile engines / N.N. Yakunin, R.F. Kalimullin, A.J. Alemastsev, S.V. Balovnev, V.A. Sologub // the Directory. Engineering magazine, 2002. №7. - With. 14 – 20.