

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ НОВОГО ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ПАРАМЕТРА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Предложено теоретическое обоснование нового диагностического параметра технического состояния подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания. Разработаны математическая модель параметра и методика его расчета. Обоснованы идентификационные признаки диагностического параметра.

Разработка диагностических систем двигателей внутреннего сгорания не потеряла своей актуальности, несмотря на достигнутые результаты в технической диагностике. Особый интерес представляет диагностирование пар трения цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения. Количество пар трения в двигателях существенно, и многие из них лимитируют ресурс двигателя. Качество их приработки и условия смазки в эксплуатации во многом определяют долговечность двигателя и его технико-эксплуатационные показатели.

Традиционные диагностические системы наряду с неоспоримыми достоинствами имеют существенные недостатки, ограничивающие их использование при оценке технического состояния пар трения. Развитие методов и средств технической диагностики связывают с повышением точности результатов диагностирования, созданием диагностических систем, позволяющих оценить техническое состояние двигателя непосредственно на рабочем объекте, приведением к автоматизации процесса технического диагностирования. В настоящее время разрабатываются новые и более совершенные диагностические методы и средства, например бортовые (встроенные в смазочную систему) анализаторы продуктов износа. Одними из перспективных методов в триботехнике считаются электрофизические. Они хорошо разработаны применительно к отдельным лабораторным параметрам трения. Однако их использование в сложных реальных механизмах, в том числе двигателях внутреннего сгорания, затруднено ввиду недостатка в методической базе как теоретического, так и экспериментального характера.

Исходя из приведенных аргументов, разработана методическая база диагностирования пар трения двигателей электрофизическим методом. Приняты в качестве прототипов способ определения нарушения жидкостного режима трения подшипников скольжения по а. с. 1312444 [1] и метод безразборного контроля ре-

жимов трения подшипников скольжения поршневых двигателей, освещенный в работе [2]. Рассмотрим теоретические аспекты использования электрофизического метода.

Теоретический анализ и результаты ранее проведенных экспериментальных исследований [3-5] позволили сделать принципиальный вывод: общим случаем взаимодействия трущихся поверхностей в произвольно нагруженных гидродинамических подшипниках скольжения является переходный смазочный процесс – последовательное во времени чередование контактного и бесконтактного видов взаимодействия. Частные случаи этого процесса:

- контактное взаимодействие, когда трущиеся поверхности не разделены объемным слоем смазочного материала – сухое или граничное трение;

- бесконтактное взаимодействие, когда взаимодействие между трущимися поверхностями происходит через объемный слой смазочного материала – жидкостное трение;

- смешанное взаимодействие, когда одновременно существуют контактный и бесконтактный виды взаимодействия – смешанное (полужидкостное) трение.

Подобный подход полнее раскрывает многообразие динамических смазочных процессов в парах трения реальных механизмов и машин. Это позволяет дать количественную меру оценки смазочного процесса через параметр  $P_{ж}$ , определяющий продолжительность существования смазочного слоя между трущимися поверхностями в относительных единицах ( $P_{ж} = 0$  характеризует контактное взаимодействие,  $P_{ж} = 1$  – бесконтактное,  $0 < P_{ж} < 1$  – переходный смазочный процесс).

Разработана математическая модель параметра  $P_{ж}$  в произвольно нагруженном гидродинамическом подшипнике скольжения [6-8]. В основе модели лежит гипотеза о тождественности физического смысла параметра  $P_{ж}$  средней вероятности  $m_p$  неразрушения смазочного слоя за некоторый промежуток времени (например, рабочий цикл двигателя).

Средняя вероятность  $m_p$  неразрушения смазочного слоя определяется по формуле:

$$m_p = P_{ж} = \int_{\tau=t_1}^{\tau=t_2} \left[ \int_{P=0}^{P=1} PdP \right] d\tau, \quad (1)$$

где  $\tau$  – время;

$t_1, t_2$  – граничные значения интервала времени;

$P$  – вероятность неразрушения смазочного слоя.

Расчетное условие прочности смазочного слоя в подшипнике определяется соотношением внешней нагрузки  $N$  на смазочный слой и предельной несущей способности смазочного слоя  $N_{ж}$  и характеризуется вероятностью  $P$  его неразрушения при текущем времени  $\tau$ :

$$P = \int_0^{\infty} f_N \left[ \int_0^{\infty} f_{N_{ж}} dN_{ж} \right] dN, \quad (2)$$

где  $f_N$  и  $f_{N_{ж}}$  – плотности распределения  $N$  и  $N_{ж}$  соответственно.

Вероятность  $P$  при допущении, что  $f_N$  и  $f_{N_{ж}}$  подчиняются нормальному закону распределения со средними значениями ( $m_{N_{ж}}, m_N$ ) и среднеквадратическими отклонениями ( $\sigma_{N_{ж}}, \sigma_N$ ), определится как:

$$P = 1 - \Phi \left[ \frac{m_{N_{ж}} - m_N}{\sqrt{\sigma_{N_{ж}}^2 + \sigma_N^2}} \right], \quad (3)$$

где  $\Phi \left[ \frac{m_{N_{ж}} - m_N}{\sqrt{\sigma_{N_{ж}}^2 + \sigma_N^2}} \right]$  – функция нормального распределения.

Предельная несущая способность  $N_{ж}$  характеризует способность смазочного слоя воспринимать внешнюю нагрузку без разрушения и равна реакции со стороны смазочного слоя (несущей способности) при достижении своей критической (предельной минимальной) толщины  $h_{кр}$ . Величина  $N_{ж}$  зависит от множества детерминированно-случайных факторов: угловой скорости вращения коленчатого вала  $\omega$ , температуры масла  $t_m$ , диаметрального зазора в подшипнике  $\Delta$ , вязкостно-температурных свойств масла  $\mu(t_m)$ , микро- и макрогеометрии подшипников и др.:

$$N_{ж} = f(\omega, t_m, \Delta, \mu(t_m), \dots). \quad (4)$$

Случайный характер указанных факторов обуславливается полями допуска на  $\Delta, \mu(t_m)$ , колебаниями значений  $\omega, t_m$  и т. д.

Рассматривая подшипник как квазистационарно нагруженный, среднее значение предель-

ной несущей способности  $m_{N_{ж}}$  в  $N$  определяем по формуле:

$$m_{N_{ж}} = \frac{m_1 m_d^3 m_{\mu} m_{\omega} m_s}{m_{\Delta}^2}, \quad (5)$$

где  $m_1, m_d, m_{\mu}, m_{\omega}, m_s, m_{\Delta}$  – средние значения соответственно опорной длины подшипника в м, диаметра подшипника в м, динамической вязкости в Па·с, угловой скорости вращения вала в рад/с, коэффициента нагруженности, диаметрального зазора в м.

Значение  $m_s$  определяется по формуле:

$$m_s = m\chi^{\gamma}, \quad (6)$$

где  $\gamma$  – переменный показатель степени:

$$\gamma = \frac{\ln m_s}{\ln m_{\chi}}; \quad (7)$$

где  $m_{\chi}$  – относительный эксцентриситет:

$$m_{\chi} = 1 - \frac{2m_{h_{кр}}}{m_{\Delta}}, \quad (8)$$

где  $m_{h_{кр}}, m_{\Delta}$  – средние значения соответственно критической толщины и диаметрального зазора в м.

Значение  $m_{\mu}$  определяется по вязкостно-температурной характеристике масла  $\mu(t_m)$  при средней температуре масла  $t_m$  в подшипнике, которая находится из теплового расчета подшипника.

Среднеквадратическое отклонение предельной несущей способности  $\sigma_{N_{ж}}$  в  $N$  определяется по формуле:

$$\sigma_{N_{ж}} = \frac{m_1 m_d^3 m_{\mu} m_{\omega} m_s}{m_{\Delta}^2} \cdot$$

$$\sqrt{(v_{\mu}^2 + v_{\omega}^2 + 2v_{\Delta}^2 + \left( \frac{2|\gamma| m_{h_{кр}} \sqrt{v_{h_{кр}}^2 + v_{\Delta}^2}}{m_d - 2m_{h_{кр}}} \right)^2)}, \quad (9)$$

где  $v_{\mu}, v_{\omega}, v_{\Delta}, v_{h_{кр}}$  – коэффициенты вариации соответствующих параметров.

Формула (9) получена при допущении, что плотности распределения всех входящих в нее параметров подчиняются нормальному распределению.

Внешняя нагрузка  $N$  на смазочный слой в подшипнике определяется конструкцией и условиями работы механизма и в общем случае переменна по времени  $\tau$ . Определяющие нагрузку  $N$  параметры имеют случайную составляющую вследствие действия различных факторов. Для автомобильного двигателя это может быть следствием, например, неравномерного по времени и цилиндрам давления газов при сгорании рабочей сме-

си, неуравновешенности деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ), колебаний угловой скорости вращения коленчатого вала и т. п.

Определение статистических характеристик внешней нагрузки включает динамический расчет КШМ для нахождения зависимости среднего значения внешней нагрузки  $m_N$  от времени или угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ . Среднеквадратическое отклонение  $\sigma_N$  в Н рассчитывается по априорно заданному коэффициенту вариации  $v_N$  по формуле:

$$\sigma_N = m_N v_N. \quad (10)$$

Схема формирования параметра  $P_{ж}$  в подшипнике скольжения по математической модели (1) – (10) представлена на рисунке 1.

На основе математической модели разработана расчетная методика определения параметра  $P_{ж}$  в подшипниках коленчатого вала автомобильного двигателя. Алгоритм методики включает следующие этапы.

1) Задаются исходные параметры:

- коэффициенты вариации  $v_N, v\omega, v\mu, v\Delta, v_{hкр}$ ;
- средние значения  $m_d, m\Delta, m_{hкр}, m_i$ ;
- давление и температура масла на входе в подшипник  $p_{п}$  и  $t_{вх}$ ;

– вязкостно-температурная характеристика масла;

– данные для динамического расчета КШМ.

2) В динамическом расчете КШМ рассчитывается средняя величина нагрузки  $m_{Nц}$  за рабочий цикл по формуле:

$$m_{Nц} = \frac{1}{4\pi} \int_{\alpha=0}^{\alpha=4\pi} \left[ \int_{m_N=0}^{m_N=\infty} m_N dm_N \right] d\alpha. \quad (11)$$

3) Проводится тепловой расчет подшипника для определения средней температуры смазочного слоя в следующем порядке:

– рассчитывается коэффициент нагруженности  $m_s$  по формуле:

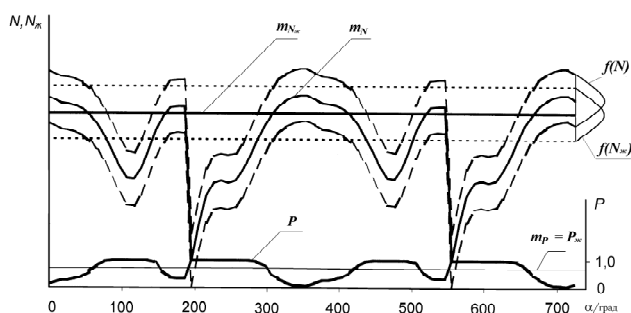


Рисунок 1. Схема формирования параметра  $P_{ж}$  в подшипнике

$$m_s = \frac{m_{Nц}}{m_1 m_d^3} \frac{m_\Delta^2}{m_\mu m_\omega}; \quad (12)$$

– определяется относительный эксцентриситет  $m\chi$  по величине  $m_s$ ;

– определяется коэффициент сопротивления шипа вращению  $\xi^f$  по величине  $m\chi$ ;

– определяется количество теплоты, которое выделится в подшипнике в результате трения, по формуле:

$$Q_{тр} = \xi^f \frac{m_\mu m_1 m_d^2 m_\omega^2 10^{-3}}{2m_\Delta}, \text{кДж/с}. \quad (13)$$

– определяется теплота, отводимая маслом от подшипника, по формуле:

$$Q_M = M c_M \rho_M (t_{вх} - t_{вых}), \text{кДж/с}, \quad (14)$$

где  $M$  – количество масла, циркулирующее через подшипник,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$c_M$  – теплоемкость масла,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;

$\rho_M$  – плотность масла,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$t_{вх}, t_{вых}$  – температура масла на выходе из подшипника и на входе в него,  $^\circ\text{C}$ ;

$$M = (q_T + q_H) \frac{m_\Delta}{2} m_1 m_d m_\omega, \quad (15)$$

где  $q_T$  – коэффициент, учитывающий масло, выходящее из нагруженной зоны подшипника,  $q_T$  определяется по величине  $m\chi$ ;

$q_H$  – коэффициент, учитывающий масло, циркулирующее через ненагруженную зону подшипника,  $q_H$  определяется по формуле:

$$q_H = \beta \frac{p_{п}}{m_\mu m_\omega} \left( \frac{m_\Delta}{m_1} \right)^2, \quad (16)$$

где  $\beta$  – коэффициент, определяемый по величине  $m\chi$ ;

$p_{п}$  – давление масла на входе в подшипник, Па.

4) Расчеты по формулам (12) – (16) ведутся для нескольких предполагаемых значений средней температуры масла, и при тепловом балансе  $Q_M = Q_{тр}$  определяется температура равновесия  $t_M$ . Зависимости  $m_s$  ( $m\chi$ ),  $m\chi$  ( $m_s$ ),  $\xi^f$  ( $m\chi$ ),  $q_T$  ( $m\chi$ ),  $\beta$  ( $m\chi$ ) представлены в табличном и графическом виде в литературных источниках, где приводится гидродинамический расчет подшипников скольжения.

5) При найденной средней температуре  $t_M$  определяется вязкость масла и рассчитываются статистические характеристики предельной несущей способности смазочного слоя в подшипнике в следующей последовательности:

– рассчитывается значение  $m\chi$  по формуле (8);

– для полученного значения  $m\chi$  находится значение  $m_s$ ;

- рассчитывается значение  $m_{Nж}$  по формуле (5);
- находится коэффициент  $\gamma$  по формуле (7);
- определяется значение  $\sigma_{Nж}$  по формуле (9).

6) Из динамического расчета КШМ определяется зависимость среднего значения внешней нагрузки  $m_N$  от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ . По заданному коэффициенту вариации  $v_N$  определяется среднеквадратическое отклонение по формуле (10). В результате расчета получается множество значений  $m_N(\alpha)$  и  $\sigma_N(\alpha)$ .

7) За цикл определяется  $P(\alpha)$  по формуле (3).

8) По формуле (1) рассчитывается значение  $P_{ж}$ .

Разработанные математическая модель и расчетная методика позволяют определить параметр  $P_{ж}$  в отдельном подшипнике, являющемся элементом первого уровня системы пар трения двигателя. Более высокий иерархический уровень – систему пар трения можно представить одним эквивалентным подшипником с вращающимся элементом – коленчатым валом и невращающимся – блоком цилиндров. Для эквивалентного подшипника разработана математическая модель суммарного параметра  $P_{ж}^{сум}$ . Он интегрально оценивает характер взаимодействия в системе пар трения двигателя.

Составлена и проанализирована эквивалентная электрическая схема двигателя, которая образуется из последовательно-параллельных соединений переменных сопротивлений, соответствующих парам трения, при гипотетическом подводе напряжения между коленчатым валом и блоком цилиндров. Выдвинуто предположение, что условие непрохождения электрического тока соответствует условию неразрушения смазочного слоя, а вероятность непрохождения электрического тока в паре трения тождественна параметру  $P_{ж}$ . Используя положения теории вероятности для сложных систем, получена формула для определения суммарного параметра  $P_{ж}^{сум}$  вида:

$$P_{ж}^{сум} = P_{ж.укп} P_{ж.грм} \prod_{i=1}^{i=K} P_{ж.к.п.i} \prod_{j=1}^{j=L} P_{ж.шп.п.j}, \quad (17)$$

где  $P_{ж.укп}$  – параметр  $P_{ж}$  в упорном коренном подшипнике;

$P_{ж.грм}$  – суммарный параметр  $P_{ж}$  в группе сопряжений привода и механизма газораспределения (ГРМ);

$P_{ж.к.п.i}$  – параметр  $P_{ж}$  в  $i$ -ом коренном подшипнике;

$P_{ж.шп.п.j}$  – суммарный параметр  $P_{ж}$  в  $j$ -ой группе из шатунного подшипника и цилиндрико-поршневого комплекта;

$K$  и  $L$  – количество коренных подшипников и групп из шатунного подшипника и цилиндрико-поршневого комплекта соответственно.

Суммарный параметр в группе из шатунного подшипника и цилиндрико-поршневого комплекта  $P_{ж.шп.п}$  определяется по формуле:

$$P_{ж.шп.п} = 1 - (1 - P_{ж.ш.п})(1 - P_{ж.пш.п})(1 - P_{ж.пп.п})^2(1 - P_{ж.пц.п}), \quad (18)$$

где  $P_{ж.ш.п}$ ,  $P_{ж.пш.п}$ ,  $P_{ж.пп.п}$ ,  $P_{ж.пц.п}$  – параметр  $P_{ж}$  в шатунном подшипнике, парах «поршневой палец – втулка поршневой головки шатуна», «поршневой палец – бобышка поршня» и «поршень – цилиндр» соответственно.

Анализ формулы (17) позволил сделать вывод о зависимости между параметром  $P_{ж}^{сум}$  и значениями параметра  $P_{ж}$  в каждой группе пар трения. Причем если  $P_{ж}^{сум} = 1$ , то это означает идеальные условия взаимодействия во всех группах пар трения ( $P_{ж} = 1$ ), если  $P_{ж}^{сум} = 0$ , то хотя бы в одной из групп наихудшие условия – металлическое контактирование и  $P_{ж} = 0$ . Анализ формулы (18) показал сложную зависимость параметра  $P_{ж.шп.п}$  от вида взаимодействия в парах трения. Так, если в одной из пар трения параметр  $P_{ж} \rightarrow 1$ , то значения параметра  $P_{ж}$  в других парах не оказывают существенного влияния на величину  $P_{ж.шп.п}$ . С другой стороны, если в одной из пар трения параметр  $P_{ж} \rightarrow 0$ , то сильно возрастает степень влияния параметра  $P_{ж}$  в остальных парах.

Как показал анализ результатов экспериментальных исследований [2], условия смазки в парах трения «поршневой палец – втулка поршневой головки шатуна», «поршневой палец – бобышка поршня» и «поршень – цилиндр», а также условия гипотетического прохождения электрического тока от коленчатого вала к блоку цилиндров через привод ГРМ и собственно ГРМ таковы, что можно с большой вероятностью допустить следующее:

$P_{ж.укп} \rightarrow 1$ ,  $(1 - P_{ж.ш.п})(1 - P_{ж.пш.п})^2(1 - P_{ж.пц.п}) \rightarrow 1$  и  $P_{ж.грм} \rightarrow 1$ . Тогда формулу (17) можно представить в виде:

$$P_{ж}^{сум} \approx \prod_{i=1}^{i=K} P_{ж.к.п.i} \prod_{j=1}^{j=L} P_{ж.ш.п.j}, \quad (19)$$

По представленной формуле рассчитана динамика параметров в зависимости от технического состояния подшипников коленчатого вала при эксплуатационном износе двигателя 4Ч8,2/7. Результаты расчета представлены на рисунке 2.

При этапе приработки подшипников в общем случае расширяется диаметральный зазор от монтажной величины до приработанной и

значительно снижается суммарная шероховатость поверхностей, т. е. критическая толщина смазочного слоя. Проявлением приработки подшипника является прирост значения параметра  $P_{ж}$  во времени  $\tau$  ( $dP_{ж}/d\tau > 0$ ), а системы подшипников двигателя –  $dP_{ж}^{сум}/d\tau > 0$ . Критерием завершения приработки подшипников может служить условие  $dP_{ж}/d\tau \rightarrow 0$  при  $P_{ж} \rightarrow \max[P_{ж}] = 1$ , а системы подшипников двигателя –  $dP_{ж}^{сум}/d\tau \rightarrow 0$  при  $P_{ж}^{сум} \rightarrow \max(P_{ж}^{сум})$  (идеально  $P_{ж}^{сум} \rightarrow 1$ ).

На этапе нормального износа диаметральный зазор и критическая толщина слоя равномерно возрастают с малой скоростью до предельных значений; при этом параметры  $P_{ж}$  и  $P_{ж}^{сум}$  снижаются с убывающей скоростью ( $dP_{ж}/d\tau < 0$  и  $dP_{ж}^{сум}/d\tau < 0$ ) и стремятся к некоторому пределу своих значений ( $P_{ж} \rightarrow \lim[P_{ж}]$  и  $P_{ж}^{сум} \rightarrow \lim[P_{ж}^{сум}]$ ).

На этапе ускоренного износа диаметральный зазор и критическая толщина прогрессивно возрастают, а параметры  $P_{ж}$  и  $P_{ж}^{сум}$  в этом случае снижаются с возрастающей скоростью и стремятся к минимуму ( $P_{ж} \rightarrow \min[P_{ж}] = 0$  и  $P_{ж}^{сум} \rightarrow \min[P_{ж}^{сум}] = 0$ ).

Анализ результатов теоретического исследования показал:

1) толщина смазочного слоя является критерием технического состояния подшипника, под которым понимается состояние подшипника выполнять свои технические функции – передачу крутящего момента шипом с минимальными потерями на трение и износ при свойственных ему микро- и макрогеометрических параметрах, вязкостно-температурных свойствах масла, нагрузочном, скоростном и температурном режимах работы и т. п.;

2) параметр  $P_{ж}$  применительно к отдельному подшипнику характеризуется присущими диагностическому параметру свойствами:

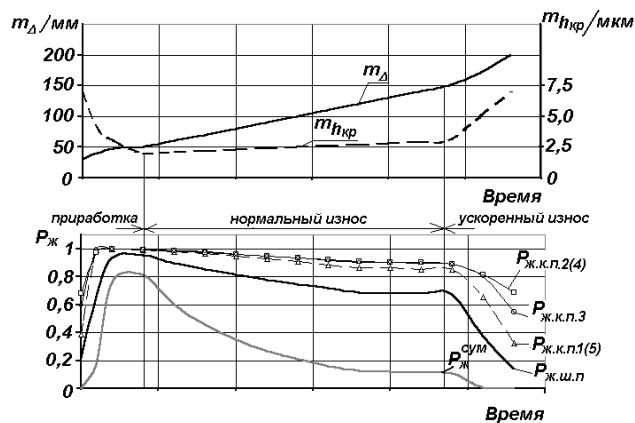


Рисунок 2. Динамика параметров на стадиях износа подшипников коленчатого вала двигателя

– чувствителен к толщине смазочного слоя, и между ними существует однозначное соответствие – монотонному возрастанию толщины соответствует монотонное возрастание диагностического параметра;

– информативен – количественно описывает динамическое состояние смазочного слоя;

– обладает полнотой – является физическим смыслом вероятности неразрушения смазочного слоя за определенный отрезок времени;

– незатухает в диапазоне своего изменения от 0 до 1;

3) суммарный параметр  $P_{ж}^{сум}$  может служить диагностическим параметром технического состояния системы подшипников коленчатого вала двигателя, поскольку его значение определяется значениями параметра  $P_{ж}$  в каждом подшипнике системы; по характеристикам диагностических свойств он существенно предпочтительнее параметра  $P_{ж}$  (например, на этапе приработки он может увеличиться свыше 10000 раз); параметр  $P_{ж}^{сум}$  является интегральным, комплексным, прямым диагностическим параметром рабочего (смазочного) процесса.

#### Список использованной литературы:

1. А. с. 1312444 (СССР). Способ определения нарушения жидкостного режима трения подшипников скольжения / Р.Т. Абдрашитов, А.И. Шевченко, Н.Н. Якунин // Открытия. Изобретения. 1987. №19.
2. Рапин В.В. Безразборный контроль режимов трения подшипников скольжения поршневых двигателей // Двигателестроение. 1987. №6. С. 34-36.
3. Повышение долговечности транспортных машин. Учебное пособие для вузов / В.А. Бондаренко, К.В. Щурин, Н.Н. Якунин и др.; под ред. В.А. Бондаренко. – М.: Машиностроение, 1999. – 144 с.
4. Якунин Н.Н., Калимуллин Р.Ф. Теоретическое исследование условий работоспособности подшипников скольжения машин // Трение и износ. 1999, том 20. №4. – С. 358-363.
5. Якунин Н.Н., Калимуллин Р.Ф., Баловнев С.В. Переходный смазочный процесс в подшипниках скольжения машин // Справочник. Инженерный журнал. 1999. №12. – С. 30-32; 2000. №1. – С. 16-19.
6. Калимуллин Р.Ф., Якунин Н.Н. Расчетная оценка условий смазки коренных подшипников автомобильных двигателей // Вестник Оренбургского государственного университета. 2000. №1. – С.54-58.
7. Якунин Н.Н., Калимуллин Р.Ф., Алемасцев А.Ю., Баловнев С.В., Сологуб В.А. Переходный смазочный процесс в коренных подшипниках автомобильных двигателей // Справочник. Инженерный журнал. 2002. №7. – С. 14-20.
8. Калимуллин Р.Ф. Расчетно-экспериментальная методика оценки режимов нагружения автомобильных двигателей по переходному смазочному процессу в коренных подшипниках: Дисс. ... канд. техн. наук / ОГУ. – Оренбург, 2002.