

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА УСЛОВИЙ СМАЗКИ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Разработана модель условий работы подшипников скольжения автомобильных двигателей в переходном смазочном процессе, для оценки которого использован параметр $P_{ж}$, характеризующий продолжительность существования смазочного слоя. Рассмотрена связь данного параметра с нагрузочно-скоростными режимами, а также с конструктивным и технологическим состоянием кинематических пар.

Актуальность проблемы оценки условий смазки коренных подшипников. Коренные подшипники являются одними из трибосопряжений, ограничивающих долговечность автомобильного двигателя. Наиболее благоприятным в условиях эксплуатации режимом смазки для этих подшипников является жидкостный, когда изнашивание шеек и вкладышей незначительно. Поэтому оценка режима смазки до сих пор является актуальной, несмотря на имеющиеся решения в этой области / 1, 2, 3, 5 /.

В Оренбургском государственном университете первые работы по изучению условий смазки в подшипниках скольжения начали проводиться около пятнадцати лет назад. Экспериментально исследовались на машине трения СМЦ-2 подшипники скольжения в условиях переходного смазочного процесса в зависимости от радиальной нагрузки, частоты вращения вала и диаметрального зазора. Были определены оптимальные по условиям смазки области нагрузочно - скоростного режима подшипников /6, 7, 8, 9, 10/. В настоящее время на кафедре автомобильного транспорта ОГУ в лаборатории двигателей продолжается аналогичная работа, но уже объектом исследования являются коренные подшипники автомобильных двигателей.

Теоретические представления. Коренные подшипники являются нестационарно - нагруженными гидродинамическими подшипниками скольжения. Изнашивание вкладышей и шеек предотвращается разделением трущихся поверхностей тонким слоем масла. Под действием гидродинамического давления возникает реакция со стороны смазочного слоя – несущая способность смазочного слоя $N_{жс}$, которая противодействует внешней нагрузке на подшипник N .

В эксплуатации происходит разрушение смазочного слоя, которое ведет к локальному

контактированию трущихся поверхностей. Разрушение слоя происходит вследствие многих причин: недостаточной подачи, высокой температуры или разжижения масла; малой частоты вращения коленчатого вала; высоких нагрузок, передаваемых подшипником, и других.

Расчетные оценки условий смазки ведутся путем сравнения минимальной толщины смазочного слоя с критической толщиной ($h_{кр} = 2...7$ мкм), средней температуры смазочного слоя с допустимой ($t_{доп} = 115^{\circ}C$), определением мест сближения траектории центра шейки за цикл. При этом внешняя нагрузка на смазочный слой от действия газовых и инерционных сил определяется по разным схемам расчета коленчатого вала /1/. Гидродинамический расчет подшипника /3, 5/ ведется на основе частных решений уравнения Рейнольдса для ламинарного течения жидкости при принятых упрощениях. Известны расчеты подшипников с учетом влияния кавитационных разрушений, смазочных канавок, девиации оси вала, макроотклонений подшипника.

На основе теоретического анализа автотрами разработана методика расчетной оценки условий смазки коренных подшипников. Для этого построена математическая модель условий смазки нестационарно-нагруженного подшипника скольжения. Условия смазки оценены параметром продолжительности существования смазочного слоя $P_{жс}$.

Математическая модель базируется на теории рабочих процессов автомобильных двигателей /1/ и гидродинамической теории подшипников скольжения /3, 5/. Оценка параметра $P_{жс}$ производится путем сравнения внешней нагрузки N (величина воздействия) на смазочный слой от рабочих процессов в двигателе и предельной несущей способности смазочного слоя $N_{жс}$ (способности сопро-

тивления).

Смазочный слой разрушается, если внешняя нагрузка N превышает его предельную несущую способность $N_{жс}$. Предельная несущая способность характеризует способность смазочного слоя воспринимать внешнюю нагрузку не разрушаясь при достижении критической толщины $h_{кр}$. При 50 % - ной вероятности неразрушения слоя $"N_{жс} - "N = 0$, где $"N_{жс}$ и $"N$ – средние значения внешней нагрузки и предельной несущей способности смазочного слоя. При заданной вероятности неразрушения P предельная несущая способность смазочного слоя $"N_{жс}$ должна быть больше $"N$ на величину, равную среднему квадратическому отклонению, помноженному на квантиль u_p :

$$"N_{жс} - "N + u_p S = 0,$$

где $S = (S_{N_{жс}}^2 + S_N^2)^{0.5}$ ($S_{N_{жс}}$ и S_N – средние квадратические отклонения предельной несущей способности и внешней нагрузки).

В расчетах $N_{жс}$ и N случайные величины входят в разных видах /4/:

а) $Y = X_1 + X_2 + \dots + X_n$, $S = (S_1^2 + S_2^2 + \dots + S_n^2)^{0.5}$, $Y = "Y + u_p S$;

б) $Y = X_1 \text{ Ч } X_2 \text{ Ч } \dots \text{ Ч } X_n$, коэффициент вариации $v = S/"Y = [(S_1/X_1)^2 + (S_2/X_2)^2 + \dots + (S_n/X_n)^2]^{0.5} = (v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2)^{0.5}$, $Y = "Y (1 + u_p v)$;

в) $Y = X a_1^i \text{ Ч } X a_2^2 \text{ Ч } \dots \text{ Ч } X a_n^n$, $v = [(a_1 v_1)^2 + (a_2 v_2)^2 + \dots + (a_n v_n)^2]^{0.5}$, $Y = "Y (1 + u_p v)$.

Случайные величины X_i можно принимать детерминированными при малости S_i по сравнению с S , или v_i по сравнению с v .

Нами выдвигается гипотеза, что вероятностной интерпретацией физического смысла параметра $P_{жс}$ является вероятность неразрушения смазочного слоя.

Так, если $P_{жс} = 1$, то смазочный слой разделяет поверхности и в этом случае формируется режим бесконтактного взаимодействия трущихся поверхностей (жидкостное трение); в случае, если $P_{жс} = 0$ - возникает режим контактного взаимодействия. Общим случаем в подшипниках является переходный смазочный процесс, характеризующийся поочередным возникновением контактного и бесконтактного взаимодействия, для которого $0 < P_{жс} < 1$.

Таким образом, математическая модель условий смазки подшипников учитывает следующие конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы: вязкостно-температурные свойства смазочного материала, геометрические параметры сопряжения, качество обработки поверхностей трения, условия работы двигателя, а также их вероятностный характер.

На первом этапе разработки методики принимаем, что внешняя нагрузка N и предельная несущая способность смазочного слоя $N_{жс}$ являются детерминированными величинами.

Этапы расчетной методики оценки условий смазки коренных подшипников, например, карбюраторного четырехцилиндрового, рядного двигателя сводятся к следующему.

1. Исходя из внешней скоростной характеристики рассчитываемого двигателя задаются максимальные значения среднего эффективного крутящего момента на маховике коленчатого вала M_{max} и частоты вращения коленчатого вала n_{max} . В координатном поле $M - n$ определяются узловые точки $M_i - n_j$ для дальнейшего расчета.

2. В каждой узловой точке определяется среднее эффективное давление за цикл:

$$p_e = 16 \text{ Ч } M / (D^2 S i), \text{ Па},$$

где D – диаметр цилиндра, м;

S – ход поршня, м;

i – число цилиндров,

и среднее индикаторное давление:

$$p_i = p_e + p_m, \text{ Па},$$

где $p_m = 0,0034 + 0,00038 \text{ Ч } S n$ – среднее давление механических потерь, Па.

Строится индикаторная диаграмма зависимости давления газов в цилиндре p_2 от угла поворота коленчатого вала α .

3. Определяются силы, действующие на коренные шейки (по разрезной схеме коленчатого вала).

На первую (пятую) шейку

$$N_{1(5)} = 0,5 [N_{ш.ш.1}^2 + (K_{рк1} - R_{пп1})^2]^{0.5}, \text{ Н},$$

на вторую (четвертую)

$$N_{2(4)} = 0,5 [(T_1 - T_2)^2 + (K_{рк1} - K_{рк2})^2]^{0.5}, \text{ Н},$$

на третью

$$N_3 = 0,5 [(T_2 + T_3)^2 + (K_{рк2} + K_{рк3} - R_{пп3})^2]^{0.5},$$

Н,

где $N_{ш.ш.1} = (T_1^2 + K_1^2 + K_{R.ш.1}^2)^{0.5}$,

$$K_{рк i(i=1...4)} = (K_i^2 + K_{R.ш. i}^2 + K_{R.к. i}^2)^{0.5},$$

$$T_i^{(i=1...4)} = [0,25^i (p_2 - p_0 + p_f) \rho D^2 \sin(a + b) / \cos b],$$

$$K_i^{(i=1...4)} = [0,25 (p_2 - p_0 + p_f) \rho D^2 \cos(a + b) / \cos b],$$

$$p_j = - m_j R (\rho n/30)^2 (\cos a + 1 \cos 2a),$$

$$m_j = m_{ш}^j + 0,275 m_{ш}^j,$$

$$l = R/L_{ш}^j,$$

$$K_{R.ш. i} = m_{ш.к}^i R (\rho n/30)^2,$$

$$K_{R.к. i} = m_{к.к}^i R (\rho n/30)^2,$$

$$R_{пп1} = l_j m_{ш}^j r (\rho n/30)^2 / l,$$

$$R_{пп3} = 2 R_{пп1}.$$

Здесь:

$N_{ш.ш.1}$ – сила, действующая на первую шатунную шейку, Н;

$K_{рк i}$ – сила, действующая на $i - e$ колено вала по кривошипу, Н;

T_i – тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности $i - \infty$ кривошипа, Н;

K_i – сила, направленная по радиусу $i - \infty$ кривошипа, Н;

$K_{R.ш. i}$ – сила инерции вращающихся масс шатуна, Н;

$K_{R.к. i}$ – сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н;

R_{np1}, R_{np3} – силы инерции противовесов, действующие на первый (пятый) и третий коренные шейки соответственно, Н;

p_0 – атмосферное давление, Па;

p_j – удельная сила инерции возвратно - поступательно движущихся масс, Па;

m_j – возвратно - поступательно движущаяся масса, кг;

$L_{ш}$ – длина шатуна, м;

m_n – масса поршневой группы, кг;

$m_{ш}$ – масса шатуна, кг;

$m_{шк}$ – масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, кг;

m_k – масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов, кг;

m_{np} – масса противовеса, кг;

b - угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра;

R – радиус кривошипа, м;

r - радиус центра масс противовеса, м;

l_p, l – расстояния между плоскостью противовеса и смежной коренной шейкой и смежными коренными шейками соответственно, м.

Таким образом, в результате расчета получается множество значений сил $N(k, M, n, a)$, действующих на k -ую коренную шейку, в зависимости от крутящего момента M , частоты вращения коленчатого вала n , угла поворота коленчатого вала a .

4. Определяется предельная несущая способность смазочного слоя (подшипник с идеальной геометрией, абсолютно жесткий)

$$N_{жс} = \rho m n l d \Phi / (30y^2), \text{ Н,}$$

где m - динамическая вязкость масла, ПаЧс;

l – опорная длина шейки вала, м;

y - относительный зазор - разность между диаметром D подшипника и диаметром d шейки вала, отнесенная к диаметру шейки вала, $y = (D - d) / d$;

Φ – коэффициент нагруженности подшипника.

Коэффициент нагруженности подшипника определяется исходя из критической толщины смазочного слоя $h_{кр}$.

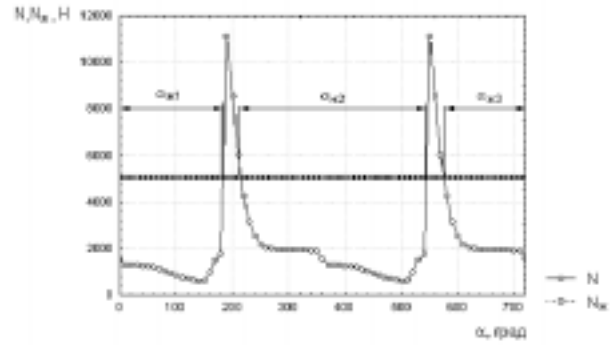
В результате расчета получается множество значений $N_{жс}(n)$.

5. При текущем значении угла поворота коленчатого вала a за цикл от 0 до 720° проводится сравнение $N(k, M, n, a)$ и $N_{жс}(n)$ (рисунок 1). В результате такого сравнения формируется функция

$$P_{жс}(k, M, n) = Sa_{жсi} / 720^\circ,$$

где $a_{жсi}$ – протяженность i -го участка смазочного слоя в градусах.

Рисунок 1 Схема формирования продолжительности существования смазочного слоя $P_{жс}$ в коренном подшипнике.



Результаты компьютерного моделирования. На основе математической модели разработан алгоритм расчетной оценки условий смазки в подшипниках автомобильного двигателя (рисунок 2).

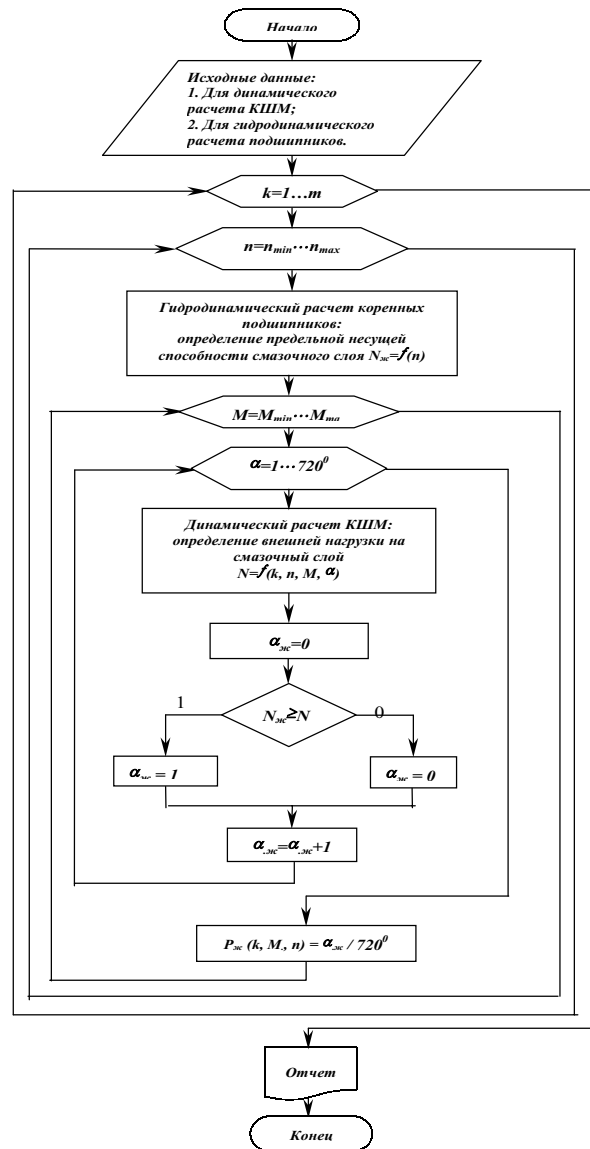


Рисунок 2 Блок-схема алгоритма оценки условий смазки в коренных подшипниках автомобильного двигателя

Данный алгоритм реализован на языке Turbo Pascal и применен для оценки условий смазки в коренных подшипниках рядного четырехцилиндрового карбюраторного автомобильного двигателя с рабочим объемом 1,5 дм³ в зависимости от нагрузочного и скоростного режимов работы двигателя.

После обработке данных программой STATISTICA 5.0 StatSoft, Inc на рисунке 3 представлены трехмерные графики зависимостей $P_{жс} = f(M, n)$ для каждого коренного подшипника (при монтажных зазорах 50 мкм) вида:

$$P_{жс1(5)} = 0,957 \cdot 10^{-3} M + 4 \cdot 10^{-5} n - 6,4 \cdot 10^{-9} n^2 + 2,4 \cdot 10^{-7} M n - 1,6 \cdot 10^{-7} M^2,$$

$$P_{жс2(4)} = 0,789 \cdot 2 \cdot 10^{-3} M - 5 \cdot 10^{-8} n^2 + 5,4 \cdot 10^{-7} M n - 5 \cdot 10^{-7} M^2,$$

$$P_{жс1(5)} = 0,915 \cdot 2 \cdot 10^{-3} M + 7,3 \cdot 10^{-5} n - 1,1 \cdot 10^{-8} n^2 + 4,8 \cdot 10^{-7} M n - 1,6 \cdot 10^{-6} M^2,$$

для всех подшипников:

$$P_{жс} = 0,619 \cdot 4 \cdot 10^{-3} M - 7 \cdot 10^{-8} n^2 + 6,7 \cdot 10^{-7} M n - 1,7 \cdot 10^{-6} M^2.$$

Анализ графиков показывает, что параметр $P_{жс}$ уменьшается практически по линейной зависимости при увеличении крутящего момента M , а зависимость от частоты вращения вала n имеет вид параболы с выраженным максимумом. Условия смазки третьего подшипника существенно отличаются от условий смазки первого (пятого) и второго (четвертого).

Дальнейший анализ позволяет определять области нагрузочно-скоростного режима работы двигателя, соответствующие определенному уровню параметра $P_{жс}$ в подшипнике (рисунок 4). Это дает возможность, например, выделить оптимальный нагрузочно-скоростной режим работы двигателя по критерию минимального изнашивания ($P_{жс} \otimes P_{жс, max}$) как конкретного подшипника, так и всей совокупности подшипников.

Выводы. Разработанная методика расчетной оценки условий смазки коренных подшипников открывает перспективы определения зависимости режима смазки от вероятностной природы параметров и нагрузочного, скоростного, теплового режима работы двигателя, вязкостно-температурных свойств моторного масла, геометрических параметров подшипников, уравновешенности коленчатого вала, условий подачи масла. Это позволит провести многопараметрическую оптимизацию по условию обеспечения жидкостной смазки в коренных подшипниках.

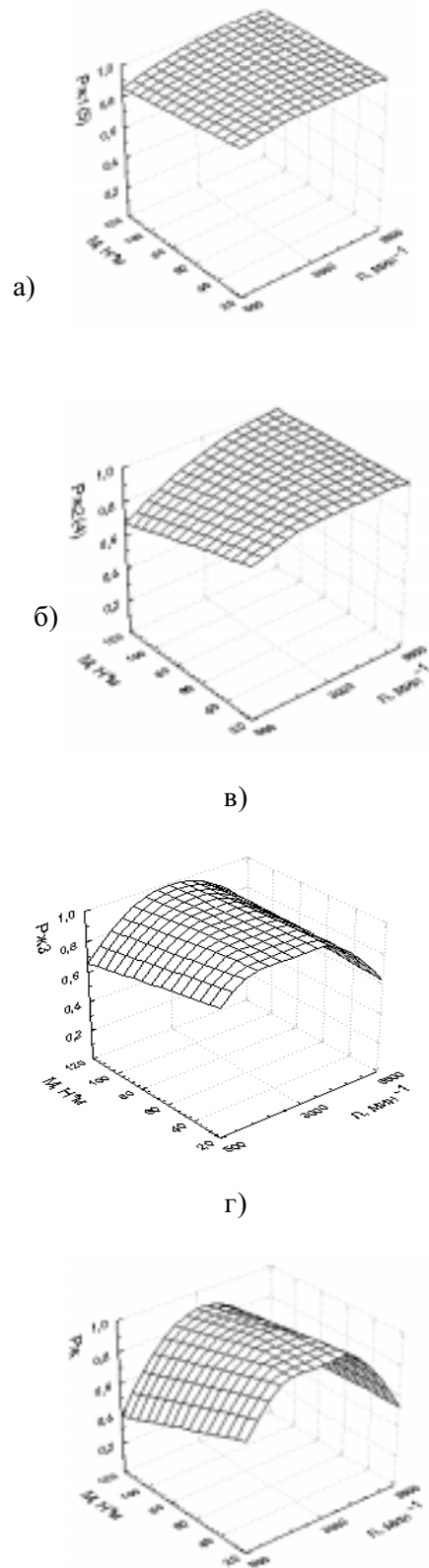
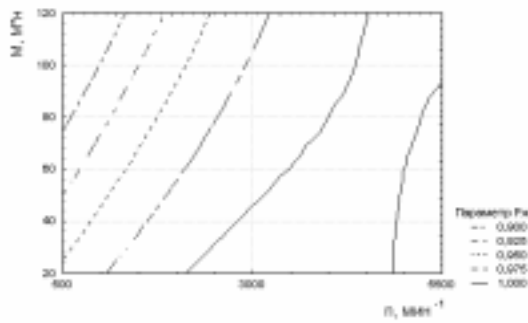
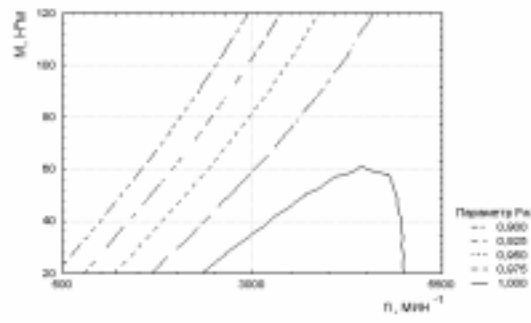


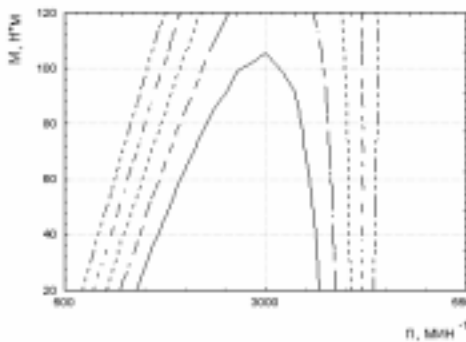
Рисунок 3. Зависимости параметра $P_{жс}$ в коренных подшипниках от нагрузочно-скоростного режима работы двигателя: а) первом (пятом), б) втором (четвертом), в) третьем, г) всей совокупности.



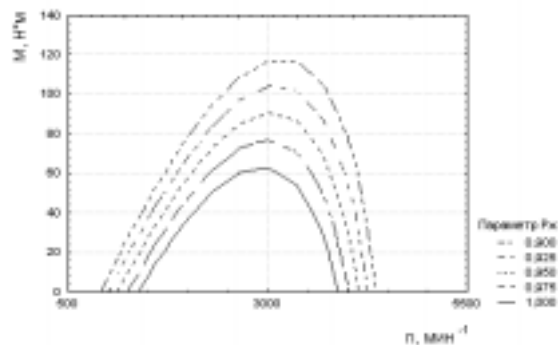
а)



б)



в)



г)

Рисунок 4. Изопараметрические области для а) первого (пятого), б) второго (четвертого), в) третьего и г) всей совокупности коренных подшипников.

Список использованной литературы

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учеб. / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995, 319 с.
2. Машино – ориентированные методы расчета комбинированных двигателей / Б.И. Иванченко, В.И. Каплан, К.Б. Цыферотов и др. - М.: Машиностроение, 1978, 168 с.
3. Расчет опорных подшипников скольжения: Справочник/ Е.И. Квитницкий, Н.Ф. Киркач, Ю.Д. Полтавский, А.Ф. Савин. – М.: Машиностроение, 1979, 70 с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1989, 496 с.
5. Справочник по триботехнике: В 3 т. Т. 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения/ Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.
6. 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.
7. А.С. 1312444 СССР, МКИ³ G 01 N 3/56. Способ определения нарушения жидкостного режима трения подшипников скольжения / Абдрашитов Р.Т., Шевченко А.И., Якунин Н.Н.// Открытия. Изобретения. 1987. № 19.
8. А.С. 1523941 СССР, МКИ³ G 01 M 13/04. Способ динамической оценки состояния пары трения механизма / Абдрашитов Р.Т., Шевченко А.И., Якунин Н.Н.//Открытия. Изобретения. 1989. № 43.
9. Якунин Н.Н., Калимуллин Р.Ф., Баловнев С.В. Переходный смазочный процесс в подшипниках скольжения машин // Справочник. Инженерный журнал. 1999, № 12, С. 30-32.
10. Якунин Н.Н., Калимуллин Р.Ф., Баловнев С.В. Переходный смазочный процесс в подшипниках скольжения машин (продолжение) // Справочник. Инженерный журнал. 2000, № 1, С. 16-19.

Статья поступила в редакцию 20.12.99г.