

УДК 621.822.173

DOI

Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов, А.Л. Дудников

МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ТЕПЛООВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Представлен алгоритм определения ресурса трибосопряжений теплового двигателя, основанный на теоретических исследованиях. Параметрические исследования выполнены на примере расчета динамики и смазки подшипника верхней головки шатуна. Расчётные значения гидромеханических характеристик сопряжения, а также полученные на

их основе значения ресурса сравнены с экспериментальными данными других авторов.

Ключевые слова: подшипник верхней головки шатуна, теоретический ресурс, гидромеханические характеристики, контактное взаимодействие, диаграмма износа.

E.A. Zadorozhnaya, I.G. Levanov, A.L. Dudnikov

METHODOLOGY IN DEFINITION OF CONROD BEARINGS LIFE OF HEAT-ENGINE

The paper reports the sequence of the definition of bearings resource in a crank gear of heat-engines. A brief description is given regarding the procedure for the computation of bearing hydromechanical properties in terms of hydro-dynamic theory of lubrication and that of the procedure for the definition of an area of contact interaction. The input equations for the computation of dynamics and lubrication are: the equation for the field of hydrodynamic pressures in a lubrication layer separating random loaded surfaces (Reynolds equation); the equations set of plane motion of a shaft journal center; the heat-balance equation manifesting the equality of heat values mean in a cycle of load disseminated in a lubrication layer of a bearing and heat removed by lubricant flowing out in its faces. The procedure for the determination of an area of a contact interaction is developed in accordance with a molecular-mechanical theory of friction and a fatigue theory

of wear according to I.V. Kragelsky. The extension of the area of a contact interaction (an area of the violation of a hydrodynamic mode of lubrication) in a slider bearing was defined in terms of the computation of the dependence of a minimum thickness in a lubrication layer of a bearing of a connecting rod upper head upon a rotation angle of a crankshaft. At the same time there were taken into account: the non-Newton's properties of a lubricant; the presence of oil feeding sources on friction surfaces; possible deviations of friction surfaces from a regular form. The procedures presented at the given stage can be used for a comparative assessment of tribo-couplings life in heat-engines at an initial stage of designing.

Key words: bearing for upper head of connecting rod, theoretical resource, hydromechanical properties, contact interaction, wear diagram.

Введение

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) является одним из основных узлов двигателя внутреннего сгорания (ДВС), который определяет его надёжность. К наиболее ответственным узлам КШМ относятся такие ресурсопределяющие сопряжения, как коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, а также подшипник верхней головки шатуна.

Ресурс подшипника – это интервал времени, выраженный в часах или километрах пробега, в течение которого сопряжение работает до предельного состояния [1]. Под предельным состоянием подшипника понимается состояние, при котором его дальнейшая эксплуатация нецелесооб-

разна или невозможна по причинам опасности, экономическим или экологическим. Как правило, предельное состояние подшипника характеризуется увеличением зазора свыше допустимого значения в результате износа. Это часто приводит к появлению стуков при работе двигателя, увеличению расхода смазочного материала, а также снижению давления в системе смазывания.

Подшипник верхней головки шатуна работает в условиях интенсивных знакопеременных нагрузок от газовых и инерционных сил, при повышенных температурах, с ограниченным поступлением смазочного материала. Известно, что в под-

шипнике верхней головки шатуна имеют место два режима трения - жидкостный и полужидкостный (граничный), которые в течение цикла периодически сменяют друг друга и соизмеримы по продолжительности [2]. Оценить степень изношенности сопряжения в процессе работы двигателя без его разборки почти невозможно. В связи с этим оценка ресурса подшипников КШМ на стадии проектирования двигателя является актуальной задачей. Однако описать процесс изнашивания подшипника очень сложно, так как задача является многопараметрической. При ее решении необходимо учитывать большое число факторов: физико-механические и химические свойства материалов элементов подшипника, температурные условия работы, свойства смазочного материала, характер нагружения и др.

В настоящее время разработано много различных подходов к определению ресурса трибосопряжения. Например, ресурс подшипников может быть определён в результате расчётов по известным теоретическим методикам [3-5], экспериментально [6], а также экспериментально-теоретическими методами [7; 8].

В основе теоретических методик для определения ресурса узлов трения, в частности подшипников скольжения, лежит условие работоспособности [3-5]

$$[\Delta h] < \Delta h_{\text{пред}},$$

где $[\Delta h]$ – допустимый износ, мкм; $\Delta h_{\text{пред}}$ – предельный износ, мкм.

Условие долговечности узла трения [3] имеет вид

$$t = \frac{[\Delta h]}{\gamma_1 + \gamma_2} \geq T, \quad (1)$$

где t – расчётный ресурс узла трения до достижения предельного износа; γ_1, γ_2 – скорость изнашивания элементов узла трения; T – срок службы узла трения.

Скорость изнашивания определяется произведением интенсивности изнашивания I_h и скорости скольжения в зоне контакта [3]. Обоснование значений $[\Delta h]$ и

$\Delta h_{\text{пред}}$ является очень важным и сложным, поскольку зависит от вида трибосопряжения, условий его работы и определяет ресурс узла трения в целом.

Применительно к подшипникам КШМ ДВС можно выделить следующие методы определения ресурса: усталостная теория износа И. В. Крагельского; метод фирмы «IBM»; расчет износа сопряжений по А.С. Проникову; изнашивание с позиций термофлуктуационной теории прочности по С. Н. Журкову, С.Б. Ратнеру; энергетическая теория износа по Флайшеру; структурно-энергетическая теория износа по Л.И. Погодаеву; метод оценки износа по статистическим данным.

В работе [7] представлен исчерпывающий обзор экспериментальных методов определения ресурса узлов трения: микрометрирование деталей; оценка износа по потере массы; анализ наличия частиц износа в смазочном материале; метод радиоактивных изотопов; определение износа по профилограммам поверхностей трения; метод искусственных баз.

Экспериментальные и теоретические методы определения ресурса основаны на оценке зоны возможного контакта с учётом геометрии подшипника, нагрузки, упругих свойств материалов подшипника. Интенсивность изнашивания материалов определяется главным образом экспериментально [4].

В работе [7] предложена расчетно-экспериментальная методика оценки скорости износа радиальных подшипников скольжения коленчатых валов ДВС. Эта методика разработана в соответствии с молекулярно-механической теорией трения и усталостной теорией износа (по И. В. Крагельскому). С её помощью можно определить значения безразмерных линейных интенсивностей изнашивания поверхностей трения сопряжения «вал - втулка», что, в свою очередь, открывает возможность для определения величин износа этих поверхностей в зависимости от продолжительности работы сопряжения. Расчетная оценка изнашивания осуществляется последовательно для конкретных режимов работы ДВС, т. е. с шагом по нагрузке

и частоте вращения коленчатого вала. Результаты применения методики показывают хорошее качественное и количественное соответствие экспериментальным данным. Однако в работе не представлены диаграммы износа подшипников и результаты микрометрирования вкладышей после испытаний.

Авторы работы [9] представили методику построения теоретической диаграммы износа (теоретического профиля износа) коренных подшипников коленчатого вала. Контактные параметры сопряжения «шейка вала - подшипник», так же как в [7], определяются на основе решения контактной задачи теории упругости о внутреннем сжатии двух цилиндров с близкими радиусами [8]. В работе приведена блок-схема алгоритма для построения

диаграммы износа подшипника, а также результаты построения. Предложенный в [9] подход может быть использован при проектировании подшипников КШМ. Однако в работе не представлено сопоставление теоретического профиля (диаграммы) износа с ресурсом подшипников двигателя.

В настоящей статье представлена последовательность определения теоретического ресурса подшипника верхней головки шатуна теплового двигателя, а также сравнение расчётных данных авторов настоящей статьи с экспериментальными данными других авторов [10].

Предлагаемая последовательность определения теоретического ресурса подшипников КШМ приведена на рис. 1.

Краткое описание методики расчёта гидромеханических характеристик подшипников КШМ

Расчёт гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипников КШМ основан на решении трех взаимосвязанных задач: расчёт динамики подвижных элемен-

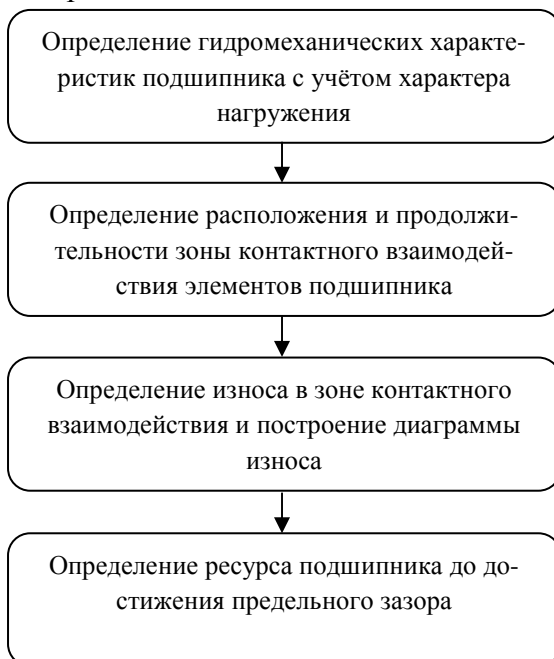


Рис. 1. Последовательность определения теоретического ресурса подшипников КШМ

тов подшипника; определение сил гидродинамических давлений в тонком смазочном слое; оценка теплового состояния элементов подшипника.

Задача расчёта динамики подшипника КШМ сводится к построению траектории движения центра масс каждого подвижного элемента (например шатунной шейки, поршневого пальца) под действием внешней периодической нагрузки. Траектория строится по координатам, получаемым в результате решения уравнений движения, интегрирование которых осуществляется методом формул дифференцирования назад, описанным в работах В.Н. Прокопьева, Ю.В. Рождественского и др. [11; 12].

Поле гидродинамических давлений, необходимое для вычисления реакции смазочного слоя, определяется интегрированием уравнения Рейнольдса при граничных условиях Свифта - Штибера с учётом наличия на поверхностях трения источников подачи смазки (отверстий, канавок). При этом принимаются во внимание реологические свойства смазочного материала [13]. Уравнение Рейнольдса решается с помощью разработанного авторами адаптивного многосеточного алгоритма, который позволяет получить распределение давлений в смазочном слое с точностью до 10^{-4} .

Для оценки теплового состояния подшипника используется изотермический подход, основанный на решении уравнения теплового баланса. Это уравнение отражает равенство средних за цикл нагружения значений теплоты, рассеянной в смазочном слое, и теплоты, отведенной смазкой, вытекающей в торцы.

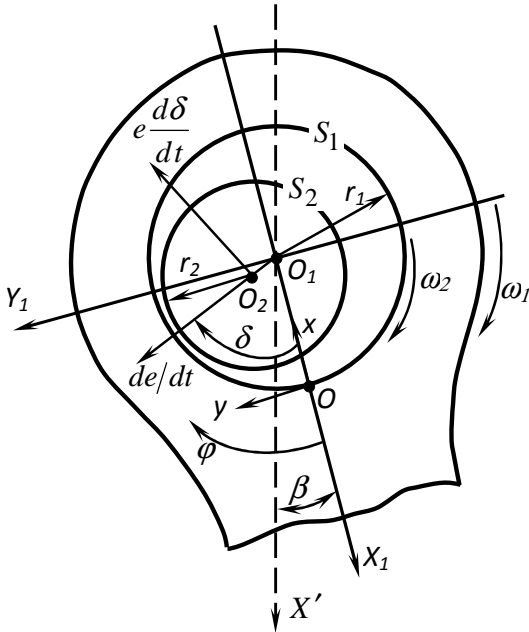


Рис. 2. Схема радиальной опоры

Поведение слоя смазки, заключенного между поверхностями трения, описывается системой уравнений гидродинамической теории смазки, теплопередачи, а поверхности трения считаются границами смазочного слоя (в реальности обладают упругими свойствами).

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{\omega_{21}}{2} \frac{\partial h}{\partial \varphi} + \frac{\partial h}{\partial z} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

При интегрировании уравнения (2) в области $\Omega = (\varphi \in 0, 2\pi; z \in -B/2, B/2)$ чаще всего применяют граничные условия

$$p(\varphi, z = \pm B/2) = p_a; p(\varphi, z) = p(\varphi + 2\pi, z); p(\varphi, z) \geq p_a \quad (3)$$

При наличии на поверхностях трения шипа и подшипника источников подачи

$$p(\varphi, z) = p_s \text{ на } (\varphi, z) \in \Omega_s, S = 1, 2, \dots, S^* \quad (4)$$

где Ω_s — область источника смазки, где давление равно давлению подачи p_s ; S^* — количество источников.

Геометрию смазочного слоя (рис. 2) рассматриваем в системе координат с полярным углом φ и полярной осью O_1X_1 , жёстко связанной с подшипником (шатунном) и вращающейся вместе с ним с угловой скоростью ω_1 . Оси Ox, Oz системы координат $Oxyz$, в которой рассматриваются процессы в смазочном слое, лежат в плоскости, на которую развёртывается поверхность отсчёта S_1 . Ось Oy направлена по нормали к ней, $-B/2 \leq z \leq B/2$, где B — ширина опоры.

В системе координат $Oxyz$ подшипник неподвижен, шип вращается с угловой скоростью $\omega_{21} = (\omega_2 - \omega_1)$. На шип в плоскости Oxy в сечении $z = 0$ действует переменная по времени t внешняя сила $F(t)$. Центр шипа O_2 движется в плоскости Oxy с относительной скоростью, проекции которой на линию центров и перпендикулярное ей направление равны $e' = de/dt$ и $e\delta' = ed\delta/dt$, где $e(t) = O_1O_2$ — смещения центров масс шипа относительно подшипника, $\delta(t)$ — угол положения линии центров.

Для определения поля гидродинамических давлений $p(\varphi, z)$ в тонком смазочном слое (рис. 2) достаточно широко используется обобщенное уравнение Рейнольдса, в обозначениях работы [2] записываемое в виде:

Свифта - Штибера (СШ), которые записывают в виде следующих ограничений на функцию $p(\varphi, z)$:

смазочного материала в слой условие (1) должно быть дополнено соотношением

Для определения угловой скорости шипа относительно подшипника ω_{21} определяем угловую скорость шатуна.

Как известно,

$$\beta = \arctg \frac{\lambda \cdot \sin(\alpha)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)}}, \text{ где } \lambda = \frac{R_k}{L_{ш}}.$$

Здесь R_k – радиус кривошипа; $L_{ш}$ – длина шатуна.

Следовательно,

$$\omega_1 = \dot{\beta} = \frac{\lambda \cdot \cos(\alpha)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)}} \cdot \omega_v, \quad (5)$$

где ω_v – угловая скорость вращения коленчатого вала.

Так как поршневой палец считается неподвижным, т.е. $\omega_2 = 0$, относительную угловую скорость определим как $\omega_{21} = (\omega_2 - \omega_1) = -\omega_1$.

Толщина смазочного слоя с учетом произвольной геометрии поверхностей трения шипа и подшипника (без перекоса их осей) определяется выражением

$$h(\varphi, z, t) = h^*(\varphi, z, t) - e(t) \cos(\varphi - \delta(t)),$$

где $h^*(\varphi, z, t)$ – толщина смазочного слоя при центральном положении шипа в подшипнике с неидеальной геометрией.

Величины $e(t), \delta(t)$ определяются решением системы уравнений движения. Методика расчёта динамики и гидромеханических характеристик шатунного подшипника рассмотрена в [11; 12].

При определении поля гидродинамических давлений обычно учитывают зависимость вязкости смазки от температуры и давления [11]. Вязкость рассчитывается как функция некоторой эффективной за

цикл нагружения температуры T_3 , значение которой определяется из уравнения теплового баланса, отражающего равенство средних за цикл t_u количеств теплоты, рассеиваемой в смазочном слое и отводимой смазкой, вытекающей в торцы подшипника.

Для решения уравнения (2) с учетом соотношений (3 - 5) используют численные методы, среди которых наибольшее распространение получили вариационно-разностные методы с применением конечноэлементных аппроксимирующих моделей и методы конечных разностей (МКР). Использование методов, основанных на конечноразностной аппроксимации дифференциальных операторов краевой задачи со свободными границами, позволяет наиболее просто и быстро получать решения достаточной точности для подшипников с неидеальной геометрией слоя, учесть наличие источников смазки на поверхности трения. Одним из эффективных приемов интегрирования уравнения Рейнольдса при помощи МКР является использование многосеточных алгоритмов, что позволяет на порядок уменьшить затраты времени на решение [14; 15]. Уравнение (2) после его аппроксимации сводили к системам алгебраических уравнений, которые с учетом соответствующих граничных условий решали итерационным методом Зейделя.

Критерии работоспособности подшипников коленчатого вала

Результатом расчёта подшипника КШМ на основе гидродинамической теории смазки является набор ГМХ, позволяющих оценить работоспособность подшипников, а также расчетные траектории, по которым под действием приложенных нагрузок движутся центры подвижных элементов подшипников. К таким характеристикам относятся [16]: минимальное и среднее за цикл нагружения значения толщины смазочного слоя h_{\min}, \bar{h}_{\min} , мкм; наибольшее и среднее за цикл нагружения значения гидродинамического давления в смазочном слое $\sup p_{\max}, p^*_{\max}$, МПа; относительные суммарные за цикл нагружения

протяженности областей $\alpha_{h_{\lim,cr}}$ в %, где значения h_{\min} меньше допустимых величин $h_{\lim,cr}$ (зона контактного взаимодействия); среднеинтегральные за цикл потери мощности на трение \bar{P}_f , Вт; расход смазки в торцы подшипника \bar{Q} , л/с; эффективная температура в смазочном слое \bar{T} , °С.

Величина $h_{\lim,cr}$ выбирается из условия обеспечения гидродинамического режима трения в подшипнике и должна быть больше средней суммы микронеров-

ностей взаимодействующих поверхностей трения R_{z_1}, R_{z_2} [17; 18]:

$$h_{lim,cr} > R_{z_1} + R_{z_2}.$$

Определение расположения и продолжительности зоны контактного взаимодействия элементов подшипника

Будем считать, что если в какой-то момент времени по углу поворота коленчатого вала

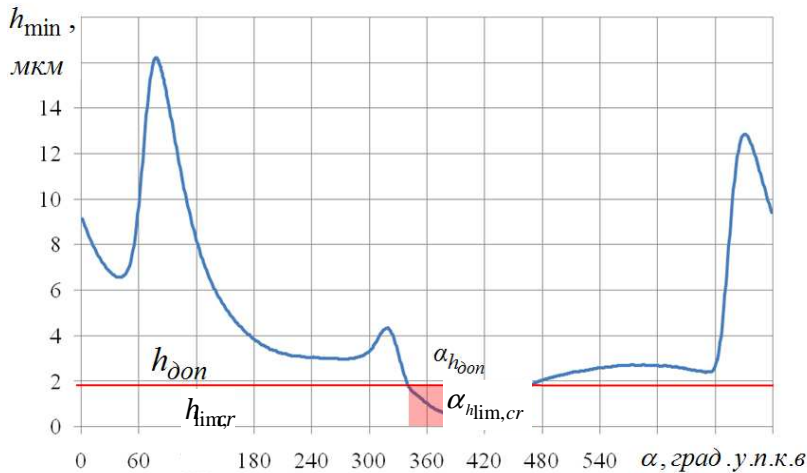


Рис.3. Типичная зависимость минимальной толщины смазочного слоя в подшипнике от угла поворота коленчатого вала

расчётная минимальная толщина смазочного слоя в подшипнике меньше либо равна предельно допустимому значению (рис. 3), то в данный момент нарушается гидродинамический режим трения и происходит контактное взаимодействие поверхностей трения.

Как известно, кратковременный переход в область смешанной смазки не опасен для подшипника, если продолжительность соприкосновения

поверхностей трения невелика (не более 20 % времени цикла) [16; 17]. Другими словами, подшипник считается работо-

способным, если зона контактного взаимодействия $\alpha_{h_{lim,cr}}$ не превышает 20 % времени цикла нагружения. В случае превышения этого значения резко повышается вероятность возникновения задира в подшипнике.

Определение износа в зоне контактного взаимодействия и построение диаграммы износа

На основе работ [7-9] предлагается следующая модель для оценки износа подшипников КШМ.

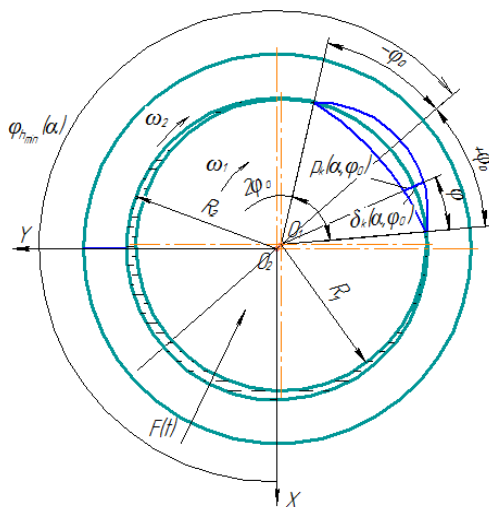


Рис. 4. Расчётная схема к определению контактных параметров в радиальном подшипнике

В случае контактного взаимодействия поверхностей трения напряжённое состояние в сопряжении характеризуется значениями контактных параметров, которые определяются при следующих допущениях [8]: подшипник имеет достаточно большую ширину; вкладыши находятся в жёстком корпусе и исключено их проскальзывание относительно него; толщина вкладышей намного меньше их внутреннего радиуса; перекосы вала в подшипнике отсутствуют; поведение материалов вкладышей описывается линейной теорией упругости; вал и корпус подшипника абсолютно жесткие; температура в подшипнике изменяется незначительно; нагрузка приложена к оси вала; сближение поверхностей вала и вкладыша вследствие объемных деформаций не учитывается; интенсивность изнашивания не меняется со

временем и является функцией контактных давлений (нормальных напряжений в контакте); напряжённое состояние в зоне контакта не изменяется по мере изнашивания подшипника до предельного зазора; твёрдость вала выше твердости вкладыша (прямая пара трения).

Расчётная схема к определению контактных параметров в подшипнике скольжения представлена на рис. 4.

На каждом шаге расчёта подшипника по углу поворота коленчатого вала α в зонах, где выполняется условие $h_{\min} < h_{\lim,cr}$, использовали следующие основные соотношения и формулы:

– путём итерационных приближений по методике, предложенной в [7], определяли половину угла контакта ϕ_0 , исходя из параметра

$$\psi = \frac{F_i x_n (1 - \mu_m^2)(1 - 2\mu_m)}{E_m R_2 BC},$$

где F_i – нагрузка на шип на текущем шаге расчёта по углу поворота коленчатого вала α , Н; x_n – толщина вкладыша, м; μ_m – коэффициент Пуассона менее жёсткого материала пары (вкладыша); E_m – модуль упругости менее жёсткого материала пары (вкладыша), МПа; R_2 – внутренний радиус вкладыша, м; $C = R_2 - R_1$ – радиальный зазор (R_1 – радиус шейки вала, м);

– параметр ψ подставляли в приближённые формулы [8]

$$\phi_0 \approx \sqrt[3]{1,3\psi}, \quad \phi_0 \approx (3,8 + \psi)/5;$$

– находили распределённую нагрузку по ширине подшипника

$$q_{F_b} = \frac{F_i}{B};$$

$$I_{hn}(\phi) = \left[\frac{0,34(k_m)^{t_m}(1 - \mu_m^2)p_c(\phi)}{\sigma_{B_m}^{t_m} E_m} \right] \cdot \left[\tau_{0_m} + 0,5\beta_m \frac{p_c(\phi)^{0,2} E_m^{0,8} \Delta_m^{0,4}}{(1 - \mu_m^2)^{0,8}} \right]^{t_m},$$

где k_m – коэффициент эластичности (хрупкости) материала подшипника; t_m – показатель кривой усталости для подшипника; σ_{B_m} – предел прочности на разрыв материала подшипника; τ_{0_m}, β_m – фрикционные характеристики подшипника при

– рассчитывали контурную площадь касания

$$A_c = 2\phi_0 R_1 B;$$

– определяли контурное (среднее контактное) давление

$$\bar{p}_c = F_i / A_c;$$

– проверяли условие возникновения ненасыщенного упругого контакта по неравенству

$$0 \leq (\bar{p}_c (1 - \mu_m^2)) / E_m \leq 610^{-2} \sqrt{\Delta_m}, \quad (6)$$

где Δ_m – безразмерный параметр шероховатости истирающей поверхности, т. е. поверхности вала, который определялся как

$$\Delta_m = R_{\max} / (Rb^{1/v}),$$

где R_{\max} – максимальное расстояние между выступом и впадиной на профилограмме поверхности; R – радиус кривизны микронеровностей поверхности; b, v – параметры кривой опорной поверхности;

– определяли максимальное контактное давление [8]

$$p_{c_{\max}} = 0,55 \frac{q_{F_b}}{R_2} \left(\frac{1}{\phi_0} + 0,35 \right);$$

– на протяжении области контакта от $-\phi_0$ до $+\phi_0$ определяли распределение контактных давлений

$$p_c(\phi) = p_{c_{\max}} \left(1 - \left(\frac{\phi}{\phi_0} \right)^2 \right)^{1/2};$$

– находили линейную интенсивность изнашивания подшипника при упругом ненасыщенном контакте как функцию контактного давления (при условии что твёрдость шейки вала выше твёрдости поверхности вкладыша):

данных условиях работы (зависят от условий смазывания).

Если условие (6) не выполнялось и $6 \cdot 10^{-2} \sqrt{\Delta_m} \leq (\bar{p}_c (1 - \mu_m^2)) / E_m$, то для насыщенного упругого контакта линейная ин-

тенсивность изнашивания подшипника

$$I_{hn}(\phi) = \left[\frac{0,34(k_m)^{t_m} (1 - \mu_m^2) p_c(\phi) \Delta_m^{1/6}}{\sigma_{B_m}^{t_m} E_m} \right] \cdot \left[\tau_{0_m} + 0,75 \beta_m \frac{p_c(\phi)^{1/3} E_m^{2/3} \Delta_m^{1/6}}{(1 - \mu_m^2)^{2/3}} \right]^{t_m}$$

Интенсивность изнашивания шейки вала определялась в виде

$$I_{hs}(\phi) = \left[1 + \frac{(1 - \mu_m^2) E_m}{(1 - \mu_m^2) E_m} \right]^{-\frac{t_m(1 + \beta_m)}{2}} I_{hn}(\phi),$$

где μ_m – коэффициент Пуассона для вала;

E_m – модуль упругости для вала, МПа; t_m – показатель кривой усталости для вала; β_m – фрикционная характеристика для вала при данных условиях работы (зависят от условий смазывания).

Приращение износа в каждой точке контактной зоны определяли следующим образом:

$$\delta(\phi) = I_{hs}(\phi) \Delta s.$$

Здесь Δs – путь трения, который может быть найден в виде [9]

$$\Delta s = R_2 dt \left| -\omega_{1i} + \omega_{1i-1} \right|,$$

где dt – продолжительность текущего шага по углу поворота коленчатого вала; $\omega_{1i}, \omega_{1i-1}$ – абсолютная угловая скорость вращения подшипника на текущем и

определялась как

$$\tau_{0_m} + 0,75 \beta_m \frac{p_c(\phi)^{1/3} E_m^{2/3} \Delta_m^{1/6}}{(1 - \mu_m^2)^{2/3}} \Bigg]^{t_m}$$

предыдущем шаге по углу поворота коленчатого вала соответственно.

Суммарное увеличение износа Δh_n в каждой точке контактной зоны находили из выражения

$$\Delta h_n \leftarrow \Delta h_n + \delta(\phi).$$

Полученные значения износа суммировали в каждой точке дискретной сетки на протяжении всего цикла нагружения подшипника, затем находили максимальное значение износа за цикл $\Delta h_{w,max}$ и его угловую координату. Максимальную скорость изнашивания подшипника (мкм/ч) определяли из выражения

$$v_{w,max} = \frac{\Delta h_{w,max}}{T_{цикла}} 3600,$$

где $T_{цикла} = 2\pi / \omega_1$ – время цикла нагружения, с.

Диаграмму износа поверхностей вкладыша и вала строили, исходя из результатов расчёта распределения износа по угловой координате подшипника [9].

Определение ресурса подшипника до достижения предельного зазора

После завершения расчёта по всему циклу нагружения подшипника определяли его ресурс по формуле

$$R_h = \frac{\Delta h_{lim}}{v_{w,max}},$$

где Δh_{lim} – предельно допустимый износ, мкм.

Предельно допустимый износ может быть определён по следующей формуле:

$$\Delta h_{lim} = C_{lim} - C,$$

где C_{lim} – предельно допустимый радиальный зазор в подшипнике, мкм.

Выбор значений C_{lim} обоснован в работе [18].

Представленная модель позволяет оценить время работы подшипника до достижения предельных значений радиального зазора.

Необходимо отметить, что зависимость линейной интенсивности изнашивания от контактного давления может быть найдена экспериментально. Это открывает возможности прогнозирования ресурса трибосопряжений с учётом физико-механических свойств материалов взаимодействующих поверхностей.

Однако такой подход не учитывает характер нагружения двигателя в реальных условиях эксплуатации, т. е. продолжительность работы подшипников на различных режимах.

Параметрические исследования

Параметрические исследования были выполнены на примере расчета динамики и смазки подшипника верхней головки шатуна двигателя 8ДВТ-330. В литературе [10] были найдены данные о скорости изнашивания подшипника верхней головки шатуна указанного двигателя (рис. 5).

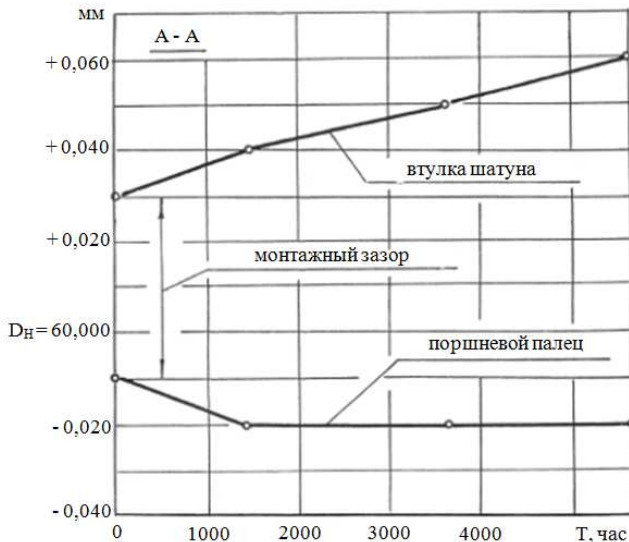


Рис. 5. Скорость изнашивания подшипника верхней головки шатуна двигателя 8ДВТ-330 по результатам ресурсных испытаний [10]

Из рис. 5 следует, что после 5653 часов работы двигателя (при нормативном ресурсе 6000 часов) наибольший суммарный зазор в подшипниках верхней головки шатуна равен 80 мкм [10].

Исходные данные для расчётов подшипника верхней головки шатуна двигателя представлены в табл. 1.

Для того чтобы сравнить результаты расчёта с результатами эксперимента, было принято значение предельного зазора в подшипнике верхней головки шатуна $C_{lim} = 80$ мкм. Время работы двигателя до достижения этого значения $R_h = 5653$ часа.

На рис. 6 представлена зависимость минимальной толщины смазочного слоя в подшипнике верхней головки шатуна двигателя 8ДВТ-330 от угла поворота коленчатого вала для режима максимального крутящего момента. Теоретическая диаграмма износа поверхностей подшипника приведена на рис. 7.

Некоторые ГМХ и результаты оценки ресурса подшипника верхней головки шатуна представлены в табл. 2.

Таблица 1

Исходные данные для расчётов подшипника верхней головки шатуна двигателя 8ДВТ-330

Параметр	Ед. изм.	Значение
Угловая скорость вращения коленчатого вала	c^{-1}	177,9
Радиус кривошипа	м	0,08
Длина шатуна	м	0,3
Диаметр подшипника	м	0,060
Ширина подшипника	м	0,051
Номинальный диаметральный зазор в подшипнике	м	0,000030
Давление подачи масла в подшипник	МПа	0,4
Температура масла (SAE 10W-40), подаваемого в подшипник	$^{\circ}C$	118
Коэффициент Пуассона менее жёсткого материала пары (втулки из бронзы)	-	0,23
Коэффициент Пуассона для вала (поршневого пальца)	-	0,26
Модуль Юнга для втулки	МПа	96000
Модуль Юнга для пальца	МПа	210000
Безразмерный параметр шероховатости поверхности вала [8]	-	$2,2 \cdot 10^{-2}$
Безразмерный параметр шероховатости приработанной поверхности подшипника [8]	-	$2,8 \cdot 10^{-2}$
Коэффициент эластичности (хрупкости) материала втулки	-	3,0
Показатель кривой усталости для втулки	-	8,42
Показатель кривой усталости для пальца	-	9,0
Предел прочности на разрыв материала втулки	МПа	330
Предел прочности на разрыв материала пальца	МПа	980
Фрикционная характеристика втулки τ_{0_m} и вала τ_{0_m}	МПа	0,4
Фрикционная характеристика втулки β_m и вала β_m	-	0,01
Предельно допустимый радиальный зазор в зоне износа	м	$80,0 \cdot 10^{-6}$

Таблица 2

ГМХ и ресурс подшипника верхней головки шатуна двигателя 8ДВТ-330

Радиальный зазор C , мкм	$\inf h_{\min}$, мкм	$\alpha_{h_{\lim,cr}}$, %	R_h , ч
10	0,93	0,0	∞
15	0,64	9,1	2790
20	0,26	19,1	1352

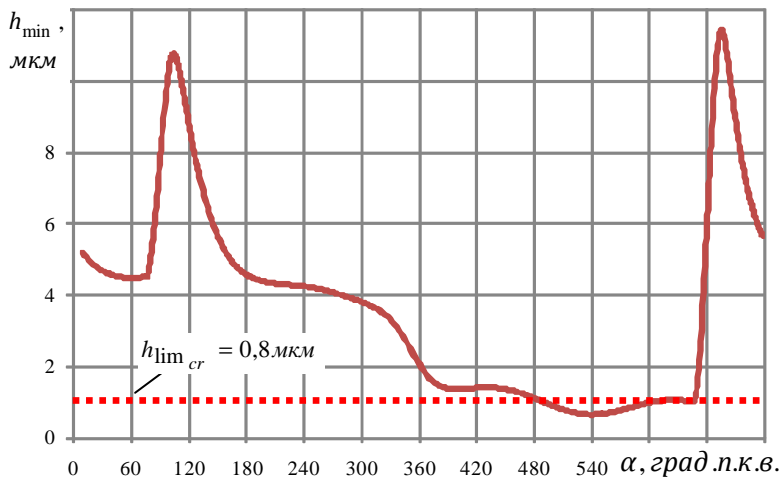


Рис. 6. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя в подшипнике верхней головки шатуна от угла поворота коленчатого вала двигателя 8ДВТ-330

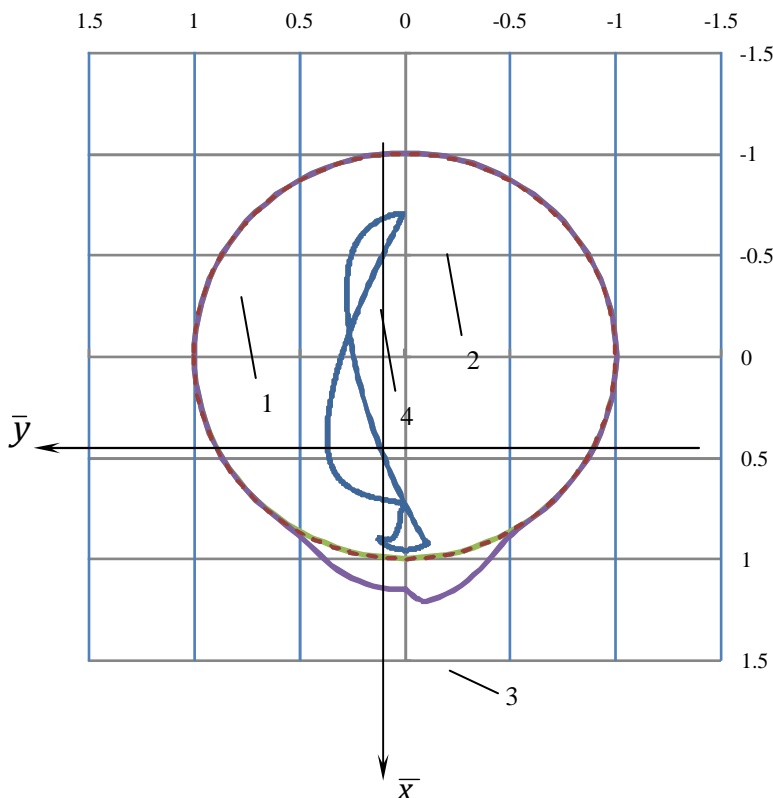


Рис. 7. Теоретическая диаграмма износа подшипника верхней головки шатуна двигателя 8ДВТ-330:

1 – диаграмма износа поверхности поршневого пальца; 2 – единичная окружность, соответствующая неизношенным поверхностям пальца и втулки; 3 – диаграмма износа втулки верхней головки шатуна; 4 – траектория движения центра поршневого пальца во втулке верхней головки шатуна

Как видно из табл. 2, ресурс составляет от 1352 часов до бесконечности. Это позволяет заключить, что представленная совокупность приёмов и методов может быть использована для прогнозирования ресурса подшипников после уточнения параметров, входящих в математические модели.

Результаты расчета характеризуют ресурс подшипника верхней головки шатуна при работе двигателя в установившемся режиме. В реальных условиях эксплуатации двигатель работает в таком режиме лишь часть рабочего времени. Это одно из обстоятельств, обуславливающих отличие от результатов ресурсных испытаний. Однако полученные значения ресурса сопоставимы.

Заключение

Подход к определению износа и ресурса подшипников скольжения на основе определения зон контактного взаимодействия нуждается в дополнении. При моделировании работы подшипника может быть реализован вариант, при котором зоны контактного взаимодействия будут отсутствовать, т. е. минимальная толщина смазочного слоя будет больше критической на протяжении всего цикла нагружения. В этом случае в соответствии с описанным подходом подшипник не будет изнашиваться, если не повысить значение критической толщины смазочного слоя.

В связи с этим дальнейшее развитие модели целесообразно вести в направлении усталостного изнашивания антифрикционного слоя подшипника под воздействием циклического нагружения

гидродинамическими давлениями, т. е. наряду с фрикционной усталостью оценивать многоцикловую усталость антифрикционного слоя подшипника.

Представленные методики уже на данном этапе могут быть использованы для сравнительной оценки ресурса трибосопряжений тепловых двигателей на ранней стадии проектирования.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 16-08-00990\16, проект № 16-08-01020\16).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- ГОСТ Р 27.002-2009. Надёжность в технике. Термины и определения. - Введ. 2011-01-01. - М.: Стандартинформ, 2011.- IV, 24с.
- Суркин, В.И. Влияние режимов работы дизеля на параметры смазочного слоя подшипников поршневого пальца / В.И. Суркин, Х.М. Ниязов, Е.А. Задорожная // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – № 12(271). – С.97-102.
- Сафонов, П.Б. Инженерная трибология: оценка износостойкости и ресурса трибосопряжений: учеб. пособие / П.Б. Сафонов, А.В. Бегова. – РХТУ им. Д. И. Менделеева, Новомоск. ин-т, 2004. – 65 с.
- Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высш. шк., 1991. – 319 с.
- Румб, В.К. Прогнозирование долговечности подшипников коленчатых валов судовых дизелей / В.К. Румб // Двигателестроение. – 2009. – № 1. – С. 15-17.
- Venci, A. Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study / A. Venci, A. Rac // Engineering Failure Analysis. – 2014. – Vol. 44. – P. 217-228.
- Черепанов, Д.А. Расчётно-экспериментальная модель изнашивания опор скольжения коленчатых валов поршневых ДВС: дис. ... канд.техн.наук / Д.А. Черепанов. –СПб., 2004. – 168 с.
- Крагельский, И.В. Узлы трения машин: Справочник / И.В. Крагельский, М.Н. Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
- Nikolic, N. A procedure for constructing a theoretical wear diagram of IC engine crankshaft main bearings / N. Nikolic, T. Torovic, Z. Antonic // Mechanism and Machine Theory. – 2012. – Vol. 58. – P. 120-136.
- Ниязов, Х.М. Моделирование и оптимизация гидродинамических параметров подшипников поршневого пальца ДВС: дис. ... канд.техн.наук / Х.М. Ниязов. – Челябинск, 2013. – 161 с.
- Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский [и др.]. - Челябинск: ЮУрГУ, 2011. – Ч. 2. – 221 с.
- RSS 27.002-2009. *Reliability in Engineering. Terms and Definitions.* - Introd. 2011-01-01. - М.: Standardinform, 2011.- IV, pp. 24.
- Rozhdestvensky, Yu. Numerical methods for solving «rigid systems» applied for the problem of the dynamics of heavy-loaded bearings / Yu. Rozhdestvensky, E. Zadorozhnaya, R. Chuchelov, D. Raskatov // Journal of Computational and Engineering Mathematics. – 2015. - Vol. 2. – № 1. – P. 11–20.
- Задорожная, Е.А. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчёте сложнагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – №7. – С. 22-30.
- Brandt, A. Multigrid Algorithms for the Solution of Linear Complementarity. Problems Arising from Free Boundary Problems / A. Brandt, Cruir C.W. // SIAM. J. Sci. Stat. Comput. – 1983. – V. 4. – № 4. – P. 655–684.
- Prokop'ev, V.N. Multinet integration algorithms of Reynolds equation in the dynamics problems of complex-loaded plain bearings / V.N. Prokop'ev, A.K. Boyarshinova, E.A. Zadorozhnaya // Problemy Mashinostroeniya i Nadezhnos'ti Mashin. – 2005. - № 5. – P. 16-21.
- Захаров, С.М. Трибологические критерии оценки работоспособности подшипников скольжения коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания / С.М. Захаров, И.А. Жаров // Трение и износ. – 1996. – Т.17. - № 5. – С.606 – 615.
- Вырубов, Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для студентов вузов / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984 – 384 с.
- Система допусков и посадок неразъёмного соединения втулок подшипников скольжения распределительного вала ДВС / В.А. Санинский, Е.И. Румянцев, М.П. Горшенева, Ю.Н. Платонова // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 3. - Режим доступа: <http://www.science-education.ru/117-13637>. (дата обращения: 29.03.2015).
- Surkin, V.I. Influence of diesel operation modes upon lubricant parameters of piston pin bearings / V.I. Surkin, Kh.M. Niyazov, E.A. Zadorozhnaya

- //*Bulletin of SUSU. Series "Mechanical Engineering"*. – 2012. – № 12(271). – pp. 97-102.
3. Safonov, P.B. *Engineering Tribology: Assessment of Wear-Resistance and Tribo-Couplings Life: Manual* / P.B. Safonov, A.V. Begova. – Mendeleev RCTU, Novomoskovsk Inst., 2004. – pp. 65.
 4. Kogaev, V.P. *Strength and Durability of Machinery* / V.P. Kogaev, Yu.N. Drozdov. – M.: Higher School, 1991. – pp. 319.
 5. Rumb, V.K. Prognostication of crankshaft bearings life in ship diesel engines / V.K. Rumb // *Propulsion Engineering*. – 2009. – № 1. – pp. 15-17.
 6. Vencl, A. Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study / A. Vencl, A. Rac // *Engineering Failure Analysis*. – 2014. – Vol. 44. – P. 217-228.
 7. Cherepanov, D.A. *Computation-Experimental Model of Slider Bearings Wear in ICE: Can.Eng. Thesis* / D.A. Cherepanov. – SPb., 2004. – pp. 168.
 8. Kragelsky, I.V. *Friction Units in Machines: Reference Book* / I.V. Kragelsky, M.N. Mikhin. – M.: Mechanical Engineering, 1984. – pp. 280.
 9. Nikolic, N. A procedure for constructing a theoretical wear diagram of IC engine crankshaft main bearings / N. Nikolic, T. Torovic, Z. Antonic // *Mechanism and Machine Theory*. – 2012. – Vol. 58. – P. 120-136.
 10. Niyazov, Kh.M. *Modeling and Optimization of Hydrodynamic Parameters of Piston Pin Bearings in ICE: Can.Eng. Thesis* / Kh.M. Niyazov. – Chelyabinsk, 2013. – pp. 161.
 11. Prokopiev, V.N. *Dynamics and Lubrication of Tribo-Couplings of Piston and Rotor Machines: Monograph* / V.N. Prokopiev, Yu.V. Rozhdestvensky [et al.]. – Chelyabinsk: SUSU, 2011. – Vol. 2. – pp. 221.
 12. Rozhdestvensky, Yu. Numerical methods for solving «rigid systems» applied for the problem of the dynamics of heavy-loaded bearings / Yu. Rozhdestvensky, E. Zadorozhnaya, R. Chuchelov, D. Raskatov // *Journal of Computational and Engineering Mathematics*. – 2015. – Vol. 2. – № 1. – P. 11–20.
 13. Zadorozhnaya, E.A. Application of non-Newton's models of lubricating liquids at computation of complex-loaded friction units of piston and rotor machines / E.A. Zadorozhnaya, I.V. Mukhortov, I.G. Levanov // *Friction and Lubrication in Machines and Mechanisms*. – 2011. – №7. – pp. 22-30.
 14. Brandt, A. Multigrid Algorithms for the Solution of Linear Complementarity. Problems Arising from Free Boundary Problems / A. Brandt, Cruir C.W. // *SIAM. J. Sci. Stat. Comput.* – 1983. – V. 4. – № 4. – P. 655–684.
 15. Prokop'ev, V.N. Multinet integration algorithms of Reynolds equation in the dynamics problems of complex-loaded plain bearings / V.N. Prokop'ev, A.K. Boyarshinova, E.A. Zadorozhnaya // *Problemy Mashinostroyeniya i Nadezhnosti Mashin*. – 2005. – № 5. – P. 16-21.
 16. Zakharov, S.M. Tribological criteria in assessment of slider bearings capacity for work in crankshafts of internal combustion engines / S.M. Zakharov, I.A. Zharov // *Friction and Wear*. – 1996. – Vol.17. – № 5. – pp. 606 – 615.
 17. Vyubov, D.N. *Internal Combustion Engines: Design and Strength Computation of Piston and Combined Engines: Textbook for students of engineering colleges* / D.N. Vyubov, S.I. Efimov, N.A. Ivashenko [et al.]; under the editorship of A.S. Orlin, M.G. Kruglov. - 4-th ed. revised and supplemented – M.: Mechanical Engineering, 1984 – pp. 384.
 18. System of tolerances and fits for bushes permanent connection in slider bearings of internal combustion engine camshaft / V.A. Saninsky, E.I. Rumyantsev, M.P. Gorshneva, Yu.N. Platonova // *Current Problems of Science and Education*. – 2014. – № 3. – Access mode: <http://www.science-education.ru/117-13637>. (address date: 29.03.2015).

Статья поступила в редколлегию 23.06.2016.

Рецензент: к.т.н., доцент

Тульского государственного университета

Маленко П.И.

Сведения об авторах:

Задорожная Елена Анатольевна, д.т.н., профессор кафедры «АТиСА» Южно-Уральского государственного технического университета, тел.: 8-351-267-92-13, e-mail: zadorozhnaiaea@susu.ru.

Леванов Игорь Геннадьевич, к.т.н., доцент кафедры «АТиСА» Южно-Уральского государственного

Zadorozhnaya Elena Anatolievna, D.Eng., Prof. of the Dep. "AT & SA" of South-Urals State Technical University, Phone: 8-351-267-92-13, e-mail: zadorozhnaiaea@susu.ru.

Levanov Igor Gennadievich, Can.Eng., Assistant Prof. of the Dep. "AT & SA" of South-Urals State

ного технического университета, тел.: 8-351-267-92-13, e-mail: levanovig@susu.ru.

Дудников Артём Леонидович, магистрант кафедры «АТиСА» Южно-Уральского государственного технического университета, тел.: 8-351-267-92-13, e-mail: adataajogr@mail.ru.

Technical University, Phone: 8-351-267-92-13, e-mail: levanovig@susu.ru.

Dudnikov Artyom Leonidovich, Master's Degree undergraduate of the Dep. "AT & SA" of South-Urals State Technical University, Phone: 8-351-267-92-13, e-mail: adataajogr@mail.ru.