

## ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ ПОСАДОК АВТОТРАКТОРНЫХ ТРАНСМИССИЙ

Иванщиков Ю.В., Сквородин В.Я., Доброхотов Ю.Н.,  
Андреев Р.В., Васильев А.О., Валиев А.Р.

**Реферат.** Значительное количество (до 25 %) отказов автотракторных трансмиссий связано с потерей жесткости в опорах качения. Одной из основных причин этих отказов считается нарушение плотности посадки подшипника на вал и в корпус вследствие фреттинг-коррозии. Наибольшее влияние на ее возникновение и протекание оказывают удельная нагрузка на поверхность контакта, продолжительность и частота ее приложения, а также амплитуда относительного проскальзывания контактирующих поверхностей. Смоделировано математическое описание механизма разрушения посадки подшипника качения на вал, характеризующее сущность процессов, происходящих в соединениях с натягом. Аналитическая зависимость разрушения посадок подшипников качения на вал позволяет определить влияние различных технологических приемов изготовления или восстановления посадочных поверхностей валов на долговечность соединения расчетным путем. Результаты определения предельного состояния подшипниковых посадок автотракторных трансмиссий для различных значений структурных параметров сопряжения показали, что основную роль в снижении интенсивности фреттинг-процесса, наряду с твердостью вала, играет шероховатость посадочной поверхности. Ее снижение с  $R_a = 2,0$  мкм до  $R_a = 0,5$  мкм при одинаковых значениях твердости (HRC48) и натяга ( $N = 24$  мкм) приводит к повышению ресурса соединения в 1,5 раза. Предложенное описание механизмов разрушения подшипниковых посадок и его математическая модель реализованы в программном продукте на языке DBASE для ПЭВМ IBMPC.

**Ключевые слова:** фреттинг-процесс, удельная нагрузка, амплитуда скольжения, модель разрушения.

**Введение.** В большинстве случаев отказ в работе того или иного узла или агрегата связан с потерей жесткости в опорах качения вследствие увеличения радиального зазора в подшипнике и нарушения плотности его посадки на вал. Это ведет к непараллельности и перекосу валов, увеличению вибрации и динамических нагрузок, чрезмерному шуму, неблагоприятному перераспределению нагрузки между телами качения. Наблюдается отступление действительных условий работы различных передач от расчетных [1, 2, 3].

Основной причиной снижения долговечности неподвижных соединений подшипников качения можно считать нарушение плотности посадки колец в корпусных деталях и на валах вследствие износа посадочных поверхностей, вызванного фреттинг-коррозией. Мероприятия по повышению долговечности подшипниковых узлов могут быть эффективными только в том случае, если они разработаны на основе глубокого анализа причин, снижающих долговечность узла, определения фактической сущности процессов, вызывающих отказ и выявления закономерности их развития [4, 5, 6].

В области изучения механизма фреттинг-процесса проделана большая исследовательская работа, но однозначного понимания механизма фреттинг-коррозии, особенно в части относительной важности конкурирующих процессов, на сегодняшний день не существует [7, 8].

Уотерхауз Р.Б. в работе [9] предполагает наличие трех возможных базовых процессов:

механическое действие разрушает окисные пленки на поверхности, вскрывая чистый и возможно, деформированный металл, который будет очень активным и в присутствии воздушной атмосферы может окисляться очень быстро в течение половины цикла после вскрытия с

тем, чтобы быть разрушенным при возвратной половине цикла;

удаление металлических частиц с поверхности в тонко измельченной форме путем механического шлифования, либо путем образования точек сварки в местах контакта, которые затем разрушаются по иной поверхности, чем первоначальная поверхность соприкосновения, либо непосредственно путем срезания, либо в результате локального развития усталостных процессов. Состав атмосферы при этих процессах не имеет значения, за исключением случая усталостных явлений, когда может добавляться элемент коррозионной усталости;

окисленные продукты разрушения, образующиеся при развитии первого базового процесса или в результате окисления металлических частиц во втором базовом процессе, служат абразивным порошком, который продолжает повреждать поверхности.

Наиболее точно описывает эти процессы метод экспериментально-аналитической оценки механизма фреттинг-коррозии, предложенный Улигом Г.Г. [10]. Придерживаясь точки зрения, что она представляет собой процесс непрерывного удаления продуктов химической реакции с металлической поверхности, ученый предложил модель разрушения плоских стыков при фреттинг-коррозии (рисунок 1) и дал ее математическое описание:

$$N = (k_0 \cdot P_z^{0.5} - k_1 \cdot P_z) \cdot \frac{c}{f} + k_2 \cdot P_z \cdot l \cdot c, \quad (1)$$

где  $P_z$  – удельная нагрузка, кг/мм<sup>2</sup>;  
 $c$  – полное число циклов, с<sup>-1</sup>;  
 $f$  – частота, Гц;  
 $l$  – смещение (амплитуда), мкм;  
 $k_0, k_1, k_2$  – константы.

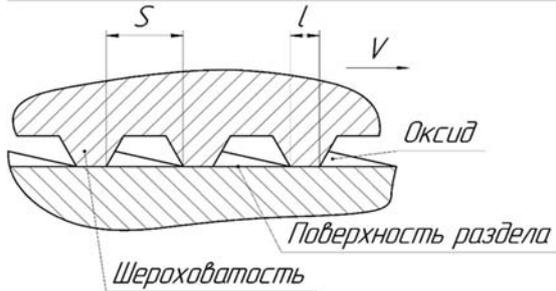


Рисунок 1 – Схема воздействия фреттинга на металлическую поверхность:

$S$  – шаг неровностей, мкм;  $l$  – смещение, мкм;  
 $V$  – скорость смещения, мкм/с

Цель исследований – выявление механизма и разработка модели изнашивания подшипниковых посадок автотракторных трансмиссий для снижения интенсивности фреттинг-процесса.

**Условия, материалы и методы исследований.** В виду актуальности проблемы изнашивания поверхностей валов в сопряжении с кольцами подшипников качения и отсутствия моделей его разрушения в результате фреттинг-коррозии, модель, предложенная Улигом Г.Г. для плоских стыков, может быть применена к рассматриваемым соединениям. При этом факторы, которые следует учитывать в используемой теории фреттинг-процесса, могут быть также учтены при объяснении механизма разрушения соединения вала с кольцом подшипника качения.

Анализ уравнения (1) показывает, что характер и интенсивность разрушения контактирующих поверхностей при фреттинг-коррозии определяют удельная нагрузка, продолжительность, амплитуда относительного проскальзывания и частота нагружения.

**Удельная нагрузка.** Процесс изнашивания происходит вследствие повторно-переменных деформаций и перемещений в микрообъемах поверхностных слоев поверхности контакта под действием удельных нагрузок от натяга и действия внешних сил. Для соединения вала с кольцом подшипника качения они определяются из решения задачи Ляме [11]. При отсутствии существенных макроотклонений в изготовлении сопрягаемых поверхностей удельная нагрузка на границе раздела сопрягаемых деталей, в зависимости от величины натяга, размеров сопрягаемых деталей и механических свойств материалов, из которых они изготовлены, определяется следующим образом:

$$P_c = \frac{N}{d} \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_1} \cdot \frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} - \mu_1 + \frac{1}{E_2} \cdot \frac{1+k_2^2}{1-k_2^2} + \mu_2}, \quad (2)$$

где  $N$  – натяг в сопряжении, мкм;  
 $d$  – диаметр сопрягаемой поверхности, мм;  
 $E_1$  – модуль упругости материала вала, Н/мм<sup>2</sup>;  
 $E_2$  – модуль упругости материала кольца, кг/см<sup>2</sup>;  
 $\mu_1$  – коэффициент Пуассона для материала вала;

$\mu_2$  – коэффициент Пуассона для материала кольца;

$k_1 = d/d$  – коэффициент жесткости вала;

$k_2 = d/d_a$  – коэффициент жесткости кольца.

$d_a$  – приведенный диаметр дорожки качения внутреннего кольца ( $d_a = (D+3d)/4$ ), мм;

$D$  – наружный диаметр подшипника, мм.

При одинаковых упругих свойствах сопрягаемых деталей и сплошного вала  $E_1 = E_2 = E$  и  $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ :

$$P_c = \frac{N \cdot E}{d \cdot \left(1 + \frac{1+k_2^2}{1-k_2^2}\right)} \quad (3)$$

Под влиянием нагрузки происходит сближение между поверхностями контактирующих деталей. Величина сближения зависит от микротопографии поверхностей контактирующих деталей, их механических свойств, средних нормальных и касательных напряжений, то есть от вида деформации.

В зависимости от величины натяга сопрягаемых деталей с учетом сближения между их поверхностями удельное давление будет определяться по следующей формуле:

$$P_c = \frac{N-h}{d} \cdot \frac{E}{(C_1 + C_2)}, \quad (4)$$

где  $h$  – сближение между поверхностями взаимодействующих деталей, мкм;

$C_1 = (d^2 + d_l^2)/(d^2 - d_l^2) - \mu_1$  и  $C_2 = (d_a^2 + d_k^2)/(d_a^2 - d_k^2) + \mu_2$ ,

$d_k$  – диаметр отверстия кольца, мм.

Сближение между поверхностями взаимодействующих деталей при отсутствии между ними перемещения в касательном направлении (например, для образования сопряжения использована тепловая сборка) рассчитывается в зависимости от действующего удельного давления по формуле:

$$h = 0,7 R_{\max} \cdot \left(\frac{P_c}{HB}\right)^{0,5}, \quad (5)$$

где  $R_{\max}$  – максимальная высота неровностей, мкм;

$HB$  – твердость материала по Бринеллю, Н/мм<sup>2</sup>.

При сборке соединения с гарантированным натягом с использованием прессов величина заданного натяга уменьшается на  $\Delta h$ , что приводит к уменьшению силы трения и, следовательно, к снижению прочности сопряжения. Из [12] следует, что:

$$\Delta h = \left[ \left(2\sqrt{1+f^2}\right)^{1/\nu} - 1 \right] \cdot h_t \quad (6)$$

где  $f$  – коэффициент трения;

$\nu$  – параметр кривой опорной поверхности (безразмерная величина).

Демкин Н.Б. на основании результатов статистической обработки большого числа профилограмм предлагает следующую эмпирическую формулу для ориентировочных расчетов параметра кривой опорной поверхности [13]:

$$\nu = 0,2 \cdot \left( R_{\max} / R_{c.к.} \right)^{3/2}, \quad (7)$$

где  $R_{c.к.}$  – среднее квадратическое отклонение высот микронеровностей, мкм.

Для наиболее распространенных в машиностроении видов обработки поверхности  $\nu = 1,2 \dots 3,0$ . Для проведения ориентировочных расчетов можно полагать  $\nu = 2,0$  [14] или в зависимости от  $R_{\max}$  выбирать из таблицы расчетных значений параметров шероховатости поверхности для различных видов механической обработки [15].

**Амплитуда скольжения.** В работах Стоувера Р.Ж. и Мейби Г.Г. др. [17, 21, 22] имело место попытку описания формы движения участка наружного кольца подшипника при прохождении через него нагруженного тела качения. Окружные и осевые перемещения в рассматриваемом случае незначительны. Основная работа сил внешнего нагружения осуществляется в радиальном направлении в центральных областях, что приводит к значительным контактным давлениям и радиальным перемещениям, которые вызывают относительное проскальзывание участков поверхности кольца и вала под пятном контакта.

Механизм относительного проскальзывания поверхностей вала и кольца под действием внешней нагрузки может быть удовлетво-

рительно разъяснен теорией Рейнольдса О., основные положения которой изложены в работе [23]. Сущность этой теории поясняется на примере деформации эластичного основания во время свободного качения тяжелого катка. В этом случае теория применима для объяснения скольжения поверхности кольца подшипника по поверхности вала под пятном контакта.

Анализ общего характера деформации кольца и вала под действием внешней удельной нагрузки (рисунок 2) свидетельствует, что практически смещение происходит только в зоне эпюры деформаций. Непосредственно под контактом удельное давление резко возрастает, и сила трения удерживает поверхности от взаимного проскальзывания.

**Анализ и обсуждение результатов исследования.** Результаты расчетов по формулам (2) и (4) свидетельствуют, что при известных механических характеристиках охватываемой и охватываемой деталей (вал с твердостью HB297), а также значениях натяга величина удельного давления зависит и от шероховатости посадочной поверхности. Ее уменьшение способствует повышению требуемого значения удельного давления для обеспечения прочности соединения с натягом (рисунок 3, график 1). В то же время расчетное удельное давление без учета параметров шероховатости посадочных поверхностей всегда будет выше фактического значения (см. рисунок 3, график 4), что может послужить причиной нарушения плотности посадки в соединении.

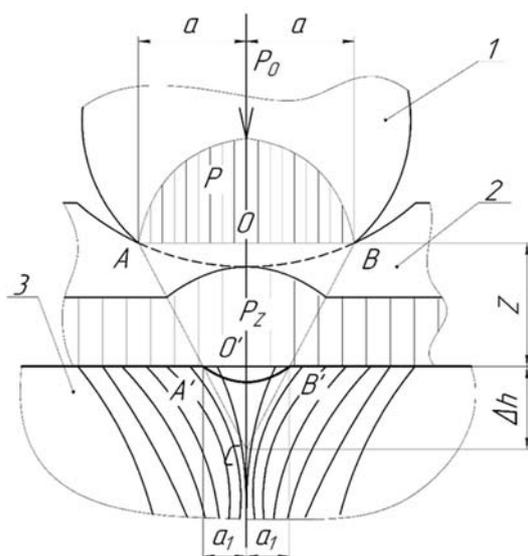


Рисунок 2 – Совместная деформация кольца и вала под катящимся телом качения и схема их взаимодействия: 1 – тело качения (шарик), 2 – кольцо подшипника качения, 3 – вал,  $P_0$  – сила давления на наиболее нагруженное тело качения,  $P$  – максимальное давление в центре эллиптического контакта,  $P_z$  – удельная нагрузка,  $z$  – глубина контакта (толщина кольца),  $a$  – большая полуось эллиптической площадки контакта,  $a_1$  – большая полуось эллиптической площадки контакта на глубине  $z$ ,  $\Delta h$  – разность сближения

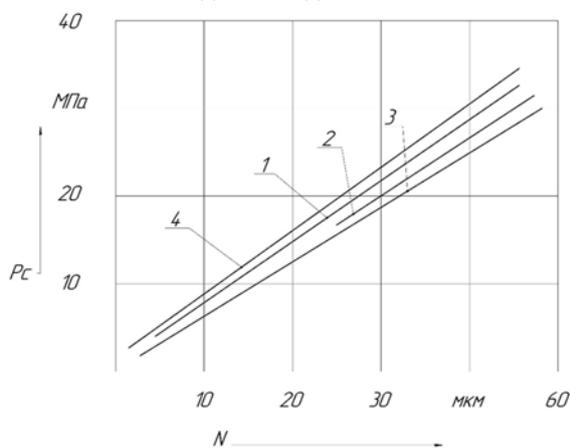


Рисунок 3 – Зависимость удельного давления  $P_c$  в соединении с натягом (пластический ненасыщенный контакт) от натяга  $N$  (твердость поверхности вала HB297): 1 –  $R_a = 1,25$  мкм, 2 –  $R_a = 2,5$  мкм, 3 –  $R_a = 3,5$  мкм, 4 – без учета шероховатости

В основе современных представлений о механизме изнашивания пресовых соединений подшипниковых колец с валами и корпусом лежит относительное проскальзывание под действием нагрузок, приходящихся на опору качения и вызывающего фреттинг-коррозию. В работах [16, 17] теоретически подсчитано и экспериментально доказано, что нагрузка, воспринимаемая валом или посадочным местом корпуса, передаваемая через тело

качения, распределена неравномерно (рисунок 4). Наиболее нагруженным выступает тело качения, находящееся на линии действия внешней радиальной нагрузки. В этом случае величина силы давления на наиболее нагруженное тело качения определяется по формуле:

$$P_0 = k \cdot \frac{F_r}{n}, \quad (8)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник, кг;

$n$  – количество тел качения, шт.

$k$  – коэффициент распределения нагрузки в подшипнике качения (учитывая радиальный зазор в подшипнике, который снижает нагрузку на боковые тела качения и соответственно увеличивает нагрузку на центральное тело качения принимают  $k = 5$ ).

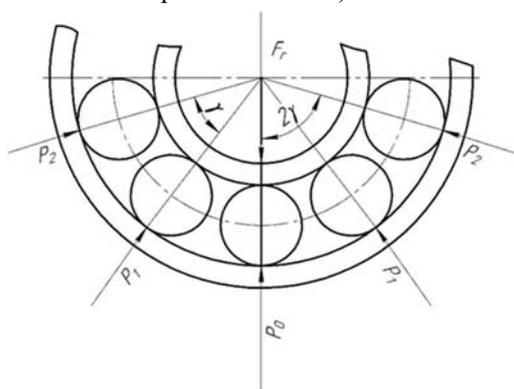


Рисунок 4 – Распределение внешней нагрузки между телами качения в реальном шарикоподшипнике:

$F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник,  
 $P_0$  – нормальная нагрузка на наиболее нагруженный шарик,  
 $P_1$  – нормальная нагрузка на первый шарик,  
 $P_2$  – нормальная нагрузка на второй шарик,  
 $\gamma$  – угловое расстояние между двумя смежными шариками

Нагрузка на наиболее нагруженное тело качения зависит от размеров радиального зазора в подшипнике. С его увеличением усиливается нагруженность наиболее нагруженного тела качения.

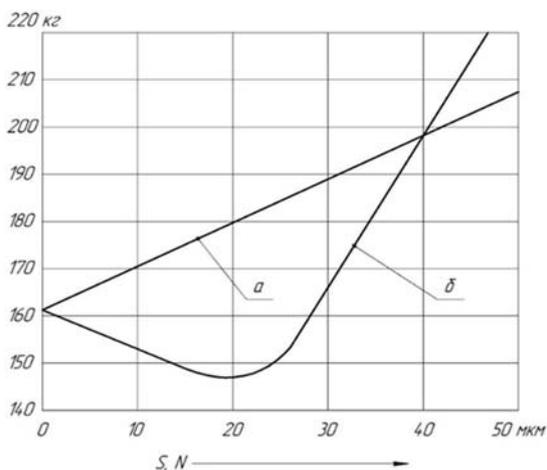


Рисунок 5 – Зависимость нагрузки  $P_0$  на наиболее нагруженный шарик радиального шарикоподшипника 306 при  $F_r = 300$  кг:  $a$  – от радиального зазора  $S$ ,  $b$  – от радиального натяга  $N$

Увеличение нагрузки на центральное тело качения ведет к изменению напряженного состояния поверхностей контакта неподвижного соединения под площадкой контакта, имеющую форму эллипса (рисунок 5). Размеры пятен контактов, имеющих правильную эллиптическую форму, характеризуются величинами полуосей  $a$  и  $b$ , которые определяются по следующим формулам:

большая полуось эллиптической площадки контакта

$$a = n_a \cdot \left( \frac{3}{2} \cdot v \cdot \frac{P_0}{\sum k} \right)^{1/3}; \quad (9)$$

малая полуось эллиптической площадки контакта

$$b = n_b \cdot \left( \frac{3}{2} \cdot v \cdot \frac{P_0}{\sum k} \right)^{1/3}, \quad (10)$$

где  $a$  – большая полуось площадки контакта, см;

$b$  – малая полуось площадки контакта, см;

$n_a$  и  $n_b$  коэффициенты, характеризующие распределение давления на контактных поверхностях и размеры площадки контакта;

$v$  – упругая постоянная соприкасающихся тел, см<sup>2</sup>/кг;

$\sum k$  – сумма главных кривизн соприкасающихся тел, см<sup>-1</sup>.

Приведенные формулы справедливы для материалов, имеющих модуль упругости  $E = 2,12 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup> и коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ .

Сумма главных кривизн шарика с дорожкой качения внутреннего кольца:

$$\sum k = \frac{4}{d_w} + \frac{1}{R_b} - \frac{1}{r_b}, \quad (11)$$

где  $d_w$  – диаметр шарика, мм;

$R_b$  – радиус наименьшей окружности дорожки качения внутреннего кольца, мм;

$r_b$  – радиус поперечного профиля дорожки качения внутреннего кольца, мм.

Упругая постоянная соприкасающихся тел:

$$v = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}, \quad (12)$$

где  $\mu_1$  и  $\mu_2$  коэффициенты Пуассона материалов шарика и дорожки качения;

$E_1$  и  $E_2$  модуль упругости материала шарика и внутреннего кольца, кг/см<sup>2</sup>.

Нормальное давление на поверхности пятна контакта согласно расчетам, при указанных условиях, распределяется так, что его эпюра имеет форму полуэллипсоида на эллиптической форме. Максимальное давление в центре эллиптического пятна контакта  $P$ , совпадающее с максимальным напряжением нормального сжатия в этой точке  $\sigma_{zmax}$ , определяется из выражения [18]:

$$P = \sigma_{zmax} = n_p \cdot \frac{1}{\pi} \cdot \left[ \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{\sum k}{v} \right)^2 \cdot P_0 \right]^{1/3}, \quad (13)$$

где  $n_p$  – коэффициент, характеризующий распределение давления на контактных поверхностях

Пинегин С.В. отмечает [17], что задачи локального контакта деталей (контакта герцевского типа) отличаются от общих задач, относящихся к контакту поверхностей при трении скольжения, главным образом, величиной и неравномерностью давления в контакте, которая заставляет рассматривать явление не только в крайнем поверхностном слое, но и на глубине, иногда соизмеримой с размерами деталей.

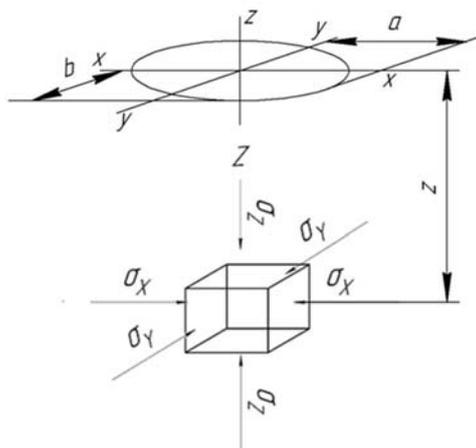


Рисунок 6 – Главные напряжения, действующие в площадках контакта, расположенной под поверхностью контакта на расстоянии z:

a – большая полуось эллиптической площадки контакта, b – малая полуось эллиптической площадки контакта,  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  – главные напряжения, действующие на элемент, выделенный на глубине z под поверхностью контакта

В реальных условиях в материале нагруженной детали одновременно возникают три системы напряжений и деформаций. Главные напряжения, действующие в площадках контакта (рисунок 6), могут быть определены выражениями, представленными в [19].

Для любой точки, лежащей на продолжении центральной оси эллипсоида давления на расстоянии z от площадки контакта, все касательные напряжения в площадках, параллельных координатным, обращаются в нуль и, следовательно, нормальные напряжения  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  на этих площадках могут быть главными напряжениями [11, 20].

Все три главных напряжения  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  выражены как функции следующих величин: отношение полуосей a и b эллиптического контура площадки контакта, отношение глубины залегания z рассматриваемой точки к большой a

$$\sigma_x = -P \frac{b/a}{1-(b/a)^2} \cdot \left\{ 1 - \sqrt{\frac{b^2/a^2 + z^2/a^2}{1+z^2/a^2}} \right\} + \left\{ 2 \frac{z}{a} (L-K) - 2\mu \left[ 1 - \frac{a^2}{b^2} \sqrt{\frac{b^2/a^2 + z^2/a^2}{1+z^2/a^2}} + \frac{z}{a} \left( \frac{a^2}{b^2} K - L \right) \right] \right\},$$

$$\sigma_y = -P \frac{b/a}{1-(b/a)^2} \cdot \left\{ -1 + \frac{1+(z^2/a^2) \cdot (2a^2/b^2 - 1)}{\sqrt{1+z^2/a^2} \cdot \sqrt{b^2/a^2 + z^2/a^2}} - 2 \frac{z}{a} \left( \frac{a^2}{b^2} L - K \right) + 2\mu \left[ 1 - \sqrt{\frac{b^2/a^2 + z^2/a^2}{1+z^2/a^2}} + \frac{z}{a} (L-K) \right] \right\},$$

$$\sigma_z = -\frac{P}{\sqrt{1+z^2/a^2} \cdot \sqrt{1+z^2/b^2}} \quad (14)$$

где  $K = K(e, \psi)$  и  $L = L(e, \psi)$  – эллиптические интегралы соответственно первого и второго рода.

или малой b полуоси, давление в центре площадки контакта. Кроме того, в выражениях для напряжений  $\sigma_x$  и  $\sigma_y$  входит одна из упругих постоянных материала – коэффициент Пуассона ( $\mu=0,3$ ). Задаваясь различными значениями отношения полуосей, принимая во внимание, что  $b/a = 0,087$ , и используя формулу (14), рассмотрим изменения главных напряжений  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  в зависимости от величины соотношения z/a (рисунок 7). Главные напряжения  $\sigma_x$  и  $\sigma_y$  (кривые 1 и 2) снижаются до минимума при малых значениях глубины контакта z. Реальное воздействие на зону контакта на глубине z, равное толщине кольца подшипника, может оказать только главное напряжение  $\sigma_z$ , интенсивность снижения которого значительно ниже (кривая 3). Касательные напряжения в координатных плоскостях, проходящих через центр площадки контакта, обращаются в нуль.

Исходные значения главных напряжений  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  находят по формуле (14), исходя из того, что  $z=0$  (для напряжений в центре эллиптической площадки контакта).

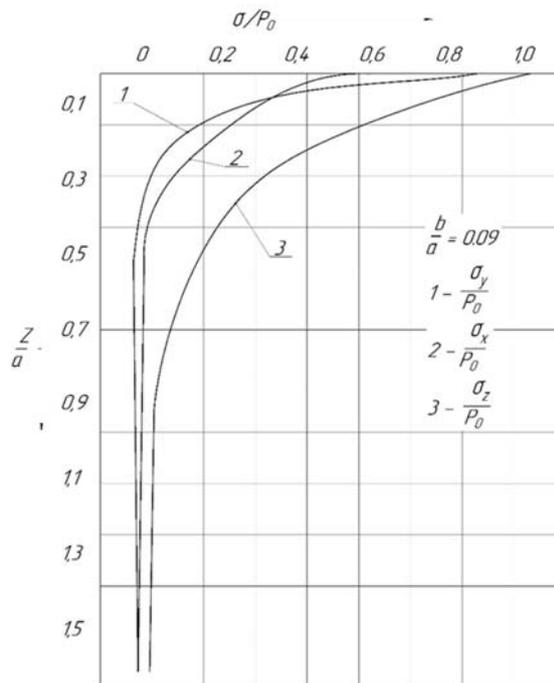


Рисунок 7 – Графики изменения главных напряжений в зависимости от толщины внутреннего кольца.

Все три главных напряжения в центре площадки контакта отрицательны, то есть, напряжение сжатия, а главное напряжение  $\sigma_z$ , неза-

висимо от величины отношения  $b/a$  равно наибольшему давлению в центре площадки контакта (рисунок 8).

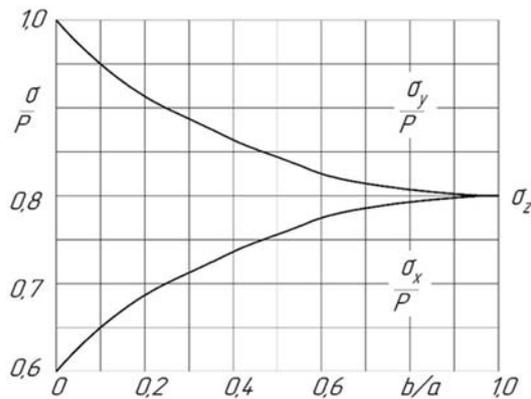


Рисунок 8 – Зависимость главных напряжений  $\sigma_x, \sigma_y$ , от величины отношения полуосей эллипса контакта

В дальнейших расчетах, в виду малости величин главных напряжений  $\sigma_x$  и  $\sigma_y$  на глубине  $z$ , равной толщине кольца, ими можно пренебречь. И все изменения, происходящие в зоне контакта кольца подшипника качения с валом под пятном контакта, связывать с напряжением  $\sigma_z$ , которое на глубине  $z$  вычисляется из выражения (14).

Тогда значение удельной нагрузки в уравнении (1) определяется как сумма удельных нагрузок от натяга:

$$P_z = P_c + \sigma_z \quad (15)$$

и внешней нагрузки.

Теория О. Рейнольдса не содержит аналитического исследования и методов численного расчета сопротивления качению, но тем не менее разработанные в ней представления о процессе качения можно положить в основу исследования износа неподвижного соединения вала с кольцом подшипника качения.

Знание механизма относительного проскальзывания поверхностей кольца и вала под действием контактных давлений дает возможность определить границы распределения радиальных микроперемещений, знание которых необходимо для вычисления значений амплитуды взаимного проскальзывания участков поверхности рассматриваемого соединения (см. рисунок 2).

По предложенной схеме величина большой полуоси эллипса взаимодействия  $a_1$  на глубине  $z$ , равной толщине кольца, определяется из соотношения:

$$a_1 = \sigma_z \cdot a / P \quad (16)$$

Величина половина амплитуды проскальзывания рассчитывается из треугольника:

$$CO' = \sqrt{CO'^2 + O'B'^2}, \quad (17)$$

где  $CO' = \Delta h$  – разность сближения поверхности контакта от действия удельного давления от натяга и нормального напряжения сжатия от внешней нагрузки, мкм.

Разность сближения находится из выраже-

ния:

$$\Delta h = 0,7 \cdot R_{\max} \left\{ \left[ \left[ \frac{N}{d} \cdot \frac{E}{(C_1 + C_2) \cdot HB} + \frac{\sigma_z}{HB} \right] \right]^{0,5} \right\} - \left\{ \left[ \frac{N}{d} \cdot \frac{E}{(C_1 + C_2) \cdot HB} \right] \right\}^{0,5} \quad (18)$$

В итоге половина амплитуды проскальзывания вычисляется следующим образом:

$$l/2 = C'B' - O'B' = (\Delta h^2 + a_1^2)^{0,5} - a_1 \quad (19)$$

Тогда полная амплитуда проскальзывания будет равна:

$$l = 2 \left[ (\Delta h^2 + a_1^2)^{0,5} - a_1 \right] \quad (20)$$

*Модель изнашивания сопряжения.* Текущее значение натяга в зависимости от наработки неподвижного соединения с учетом предыдущих выкладок можно записать в следующем виде:

$$N_t = N_0 - \Delta N, \quad (21)$$

где  $N_t$  – текущее значение натяга, мкм;

$N_0$  – начальный натяг, мкм;

$\Delta N$  – уменьшение натяга в зависимости от наработки в результате фреттинг-коррозии, мкм.

Начальный натяг  $N_0$  связан с количеством материала, утрачиваемого площадью контакта кольца с валом, которое можно рассчитать по формуле:

$$U = \pi \cdot N \cdot B (D_{cp} / 2) \cdot \rho, \quad (22)$$

где  $B$  – ширина посадки, мм;

$N$  – натяг в соединении, мкм;

$D_{cp}$  – средний диаметр вала, мм;

$\rho$  – удельная масса материала вала, г/мм<sup>3</sup>.

Тогда изменение натяга можно записать:

$$\Delta N = \frac{2U}{\pi \cdot B \cdot D_{cp} \cdot \rho} \quad (23)$$

Формулу фреттинг-процесса в неподвижном соединении запишем в следующем виде:

$$U = \left[ (k_0 \cdot P_z^{0,5} - k_1 \cdot P_z) \cdot \left( \frac{T \cdot i}{f} \right) + k_2 \cdot P_z \cdot l \cdot T \cdot i \right] \cdot \frac{1}{k_3 \cdot k_4 \cdot k_5}, \quad (24)$$

где  $k_3$  – коэффициент, учитывающий влияние твердости посадочной поверхности на величину износа;

$k_4$  – коэффициент, учитывающий влияние натяга в посадке на величину износа;

$k_5$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости вала на величину износа:

$$k_3 = H/H'; \quad k_4 = N/N'; \quad k_5 = R_a/R'_a, \quad (25)$$

где  $H'$  – базовая твердость (HRC 42);

$H$  – фактическая твердость, HRC;

$N'$  – базовый натяг ( $N' = 24$  мкм);

$N$  – фактический натяг, мкм;

$R'_a$  – базовая шероховатость

( $R'_a = 1,25$  мкм);

$R_a$  – фактическая шероховатость, мкм.

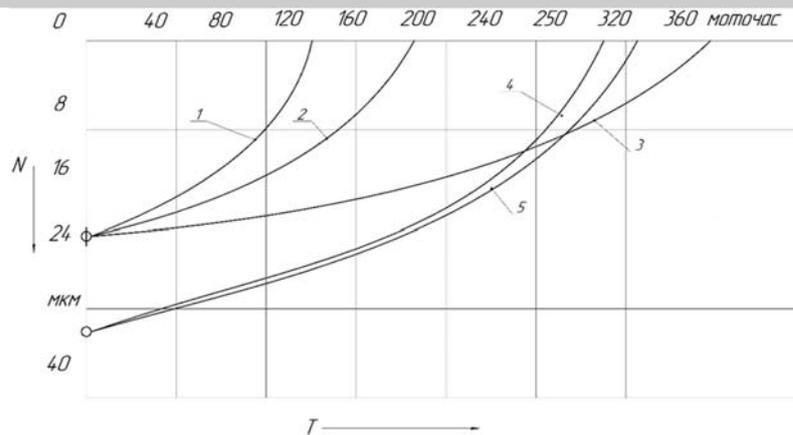


Рисунок 9 – Пример расчета потери натяга при различных структурных параметрах сопряжения кольца подшипника с валом: 1 – HRC36,  $R_a=2,00$  мкм,  $N=24$  мкм; 2 – HRC48,  $R_a=2,00$  мкм,  $N=24$  мкм; 3 – HRC48,  $R_a=0,50$  мкм,  $N=24$  мкм; 4 – HRC42,  $R_a=2,20$  мкм,  $N=34$  мкм; 5 – HRC34,  $R_a=1,25$  мкм,  $N=34$  мкм

На основании предложенного описания механизма разрушения посадки подшипника качения на вал в результате фреттинг-коррозии разработаны алгоритм и программа для определения предельного состояния подшипниковых посадок автотракторных трансмиссий [24].

Графические результаты расчета ресурса посадок подшипников качения промежуточного вала коробки передач трактора К-700А для различных значений структурных параметров сопряжения, установленные с ее использованием, свидетельствуют, что наибольшим ресурсом обладают посадки с натягом  $N = 24$  мкм, при твердости посадочной поверхности, равной HRC48 и шероховатости  $R_a = 0,5$  мкм (рисунок 9, кривая 3). Увеличение шероховатости посадочных поверхностей оказывает значительное отрицательное влияние на долговечность посадки подшипника на вал. Так, повышение параметров шероховатости до  $R_a = 2,0$  мкм при тех же значениях твердости посадочной поверхности в HRC48 и натяга  $N = 24$  мкм приводит к снижению ресурса соединения в 1,5 раза (кривая 2).

Последующие лабораторные испытания подтвердили адекватность представленной модели.

**Выводы.** При выполнении условий, выдвигаемых в теории фреттинг-коррозии, ее механизм разрушения плоских стыков может быть применен для экспериментально-аналитической оценки фреттинг-процесса в сопряжении подшипника с валом в подшипниковых узлах автотракторных трансмиссий.

Получена аналитическая зависимость механизма разрушения посадки подшипника качения на вал, характеризующая сущность процессов, происходящих в соединениях с натягом, с использованием которой можно определить влияние различных технологических приемов изготовления или восстановления посадочных поверхностей валов на долговечность соединения расчетным путем.

Описанный механизм разрушения подшипниковых посадок и его математическая модель реализованы в программном продукте на языке DBASE для ПЭВМ IBMPC.

#### Литература

1. Курчаткин В. В. Восстановление посадок подшипников качения сельскохозяйственной техники полимерными материалами: автореф. дис. д-ра техн. наук. М., 1989. 33 с.
2. Исследование функциональной связи конструктивных и рабочих параметров подшипникового узла / Ю. В. Иванчиков, В. Я. Сковородин, Ю. Н. Доброхотов и др. // Вестник Чувашской сельскохозяйственной академии. 2020. № 1(12). С. 91–98.
3. Криштанов Е. А., Сумманен А. В. Теоретическое обоснование повышения долговечности подшипников сельскохозяйственных машин: мат. науч.-практ. конф. // Научное обеспечение развития сельского хозяйства и снижение технологических рисков в продовольственной сфере. СПб.: Санкт-Петербургский ГАУ, 2017. С. 472–476.
4. Мордасов Д. М., Фатеев Ю. Г., Зотов С. В. Исследование причин преждевременного разрушения подшипников буксового узла // Вестник Тамбовского государственного технического университета. 2015. Том 21. № 14. С. 686–695.
5. Корниенко Б. Н. Повышение долговечности подшипников качения, работающих в условиях фреттинг-коррозии: автореф. дис. к-та техн. наук. Ростов-на-Дону, 2006. 21 с.
6. Хохлов П. И. Исследование долговечности сопряжений деталей коробки передач трактора «Кировец» в условиях реальной эксплуатации: мат. науч.-практ. конференции // Научное обеспечение инновационного развития АПК. СПб.: Санкт-Петербургский ГАУ, 2014. Ч1. С. 611–614.
7. Голего Н. Л., Алябьев А. Я., Щевеля В. В. Фреттинг-коррозия металлов. Киев: Техника, 1974. 272 с.
8. Износ фрикционных систем фреттингом / В. И. Колесников, Б. Н. Корнеченко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2002. Вып. 3. С. 19–21.
9. Waterhouse R. V. Fretting Corrosion. Oxford: Pergamon Press, 1972. 253 P.
10. Улиг Г. Г., Ревя Р. У. Коррозия и борьба с ней. Введение в коррозионную науку и технику. Л.: Хи-

мия, 1989. 456 с.

11. Расчеты на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др. М.: Машгиз, 1958. 974 с.

12. Михин Н. М. Внешнее трение твердых тел. М.: Наука, 1977. 222 с.

13. Демкин Н. Б. Контактное трение шероховатых поверхностей. М.: Наука, 1970. 227 с.

14. Крагельский И. В., Михин Н. М. Узлы трения машин. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

15. Лукьянов В. С., Рудзит Я. А. Параметры шероховатости поверхности. М.: Изд-во стандартов, 1979. 162 с.

16. Ковалев М. П., Народецкий М.З. Расчет высокоточных шарикоподшипников. М.: Машиностроение, 1980. 377 с.

17. Пинегин С. В. Опоры качения в машинах. М.: АН СССР, 1961. 150 с.

18. Рудицын М. Н., Артемьев П. Я., Любищев М. И. Справочное пособие по сопротивлению материалов. Минск: Вышэйшая школа, 1970. 630 с.

19. Макушин В. М. Напряженное состояние и прочность деталей в местах контакта: мат. науч.-практ. конф. // Некоторые вопросы теоретических и экспериментальных исследований в области прочности. М.: МВТУ, 1947. С. 79–145.

20. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов. М.: Машиностроение, 1988. 272 с.

21. Стоувер Р. Ж., Мейби Г. Г., Фьюри М. Ж. Исследование фреттинг-коррозии взаимодействующих поверхностей подшипника и обоймы методом конечных элементов // Проблемы трения и смазки. 1985. № 2. С.10–17.

22. Stribeck. Ball blurring for various loads // Transactions ASME. 1963. Vol. 29. P. 420–463.

23. Hinton W. R. Q theoretical study of the effect of angular misalignment on ball bearing cage life // Wear. 1970. No 3. P. 118–127.

24. Иванчиков Ю. В. Оценка и повышение долговечности сопряжения вал-подшипник качения отремонтированных тракторов: дис. к-та. техн. наук. Л., 1991. 214 с.

#### Сведения об авторах.

Иванчиков Юрий Васильевич – кандидат технических наук, доцент, e-mail: iuv53@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Сковородин Василий Яковлевич – доктор технических наук, профессор, e-mail: V.Y.Skovorodin@gmail.com

Доброхотов Юрий Николаевич – доцент, e-mail: dobrokhotov47@mail.ru

Андреев Роман Викторович – кандидат технических наук, доцент, e-mail: rv\_andreev@mail.ru

Васильев Александр Олегович – кандидат технических наук, доцент, e-mail: 3777222@bk.ru

Чувашский государственный аграрный университет, г. Чебоксары, Россия

Валиев Айрат Расимович – доктор технических наук, доцент, e-mail: info@kazgau.com

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

### RESEARCH OF THE WEAR MECHANISM OF BEARING SEATS OF AUTOMOTOR-TRACTOR TRANSMISSIONS

Ivanshchikov Yu.V., Skovorodin V. Ya., Dobrokhotov Yu.N.,  
Andreev R.V., Vasiliev A.O., Valiev A.R.

**Abstract.** A significant number (up to 25%) of failures of automotive transmissions are associated with a loss of rigidity in the rolling bearings. One of the main reasons for the loss of stiffness in rolling bearings is a violation of the tightness of the bearing on the shaft and in the housing due to fretting corrosion. The paper presents the results of a study of the causes of fretting corrosion in bearing fits and the patterns of its development. The conditions promoting the occurrence of the fretting process are determined and the factors characterizing the nature and intensity of destruction of contacting surfaces during fretting corrosion are established. It was also found that the greatest influence on the occurrence and course of the fretting process is exerted by the specific load on the contact surface, the duration and frequency of its application, and the amplitude of the relative slip of the contacting surfaces. Analytical expressions for calculating the actual values of the listed factors of the fretting process in the coupling of the rolling bearing with the shaft are determined by the calculation method, and a mathematical model of its destruction is proposed. For the practical implementation of the described mechanism of destruction of the rolling bearing landing on the shaft as a result of fretting corrosion, an algorithm and a program have been developed to determine the limiting state of the bearing landings of automotive transmissions. Subsequent laboratory tests confirmed the adequacy of the proposed model. As an example, the results of modeling the limiting state of the rolling bearing of the intermediate shaft of the gearbox of the K-700A tractor and the ball bearing 313 are given. It is revealed that the main role in reducing the intensity of the fretting process, along with the hardness of the shaft, is played by the roughness of its seating surface. In particular, a decrease in the roughness parameters from  $R_a = 2.0 \mu\text{m}$  to  $R_a = 0.5 \mu\text{m}$  at the same hardness HRC48 and an interference fit in  $N = 24 \mu\text{m}$  leads to an increase in the joint resource by 1.5 times.

**Key words:** fretting process, specific load, slip amplitude, fracture model.

#### References

1. Kurchatkin VV. Vosstanovlenie posadok podshipnikov kacheniya sel'skokhozyaistvennoi tekhniki polimernymi materialami: avtoref. dis. d-ra tekhn. nauk. [Restoration of rolling bearings of agricultural machinery with polymeric materials: author's dissertation for a degree of Dr. of technical sciences]. Moscow: 1989; 33 p. Russian.

2. Ivanshchikov YuV, Skovorodin VYa, Dobrokhotov YuN. [Study of the functional relationship of the design and operating parameters of the bearing assembly]. Vestnik Chuvashskoi sel'skokhozyaistvennoi akademii. 2020; № 1(12): 91–98 p. Russian.

3. Krishtanov EA, Summanen AV. Teoreticheskoe obosnovanie povysheniya dolgovechnosti podshipnikov sel'skokhozyaistvennykh mashin: mat. nauch.-prakt. konf. Nauchnoe obespechenie razvitiya sel'skogo khozyaistva i snizhenie tekhnologicheskikh riskov v prodovol'stvennoi sfere. [Theoretical substantiation of increasing the durability of bearings of agricultural machines: proceedings of scientific-practical conference. Scientific support for the development of agriculture and the reduction of technological risks in the food sector]. Saint Petersburg: Sankt-Peterburgskii GAU. 2017; 472–476 p. Russian.

4. Mordasov DM., Fateev YuG, Zotov SV. [Investigation of the causes of premature destruction of axle box bearings].

- Vestnik Tambovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2015; Vol. 21. № 14: 686-695 p. Russian.
5. Kornienko BN. Povyshenie dolgovechnosti podshipnikov kacheniya, rabotayushchikh v usloviyakh frettingo-korrozii: avtoref. dis. k-ta tekhn. nauk. [Increase of durability of rolling bearings operating in conditions of fretting-corrosion: author's dissertation for a degree of Ph.D. of technical sciences]. Rostov-na-Donu. 2006; 21 p. Russian.
  6. Khokhlov PI. Issledovanie dolgovechnosti sopryazhenii detalei korobki peredach traktora "Kirovets" v usloviyakh real'noi ekspluatatsii: mat. nauch.-prakt. konferentsii. Nauchnoe obespechenie innovatsionnogo razvitiya APK. [Investigation of durability of mating parts of the gearbox of the tractor "Kirovets" in real operation conditions: proceedings of scientific-practical conference. Scientific support of innovative development of the agro-industrial complex]. Saint Petersburg: Sankt-Peterburgskii GAU. 2014; Ch.1: 611-614 p. Russian.
  7. Golego NL, Alyab'ev AYa, Shchevelya VV. Fretting-korroziya metallov. [Fretting-corrosion of metals]. Kiev: Tekhnika. 1974; 272 p. Russian.
  8. Kolesnikov VI, Kornechenko BN. [Wear of friction systems by fretting]. Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putei soobshcheniya. 2002; Vyp. 3: 19-21 p. Russian.
  9. Waterhouse RB. Fretting Corrosion. Oxford: Pergamon Press. 1972; 253 p.
  10. Ulig GG, Revi RU. Korroziya i bor'ba s nei. Vvedenie v korroziionnyu nauku i tekhniku. [Corrosion and fight against it. Introduction to corrosion science and engineering]. Leningrad: Khimiya, 1989; 456 p. Russian.
  11. Ponomarev SD, Biderman VL, Likharev KK. Raschety na prochnost' v mashinostroenii. [Calculations for strength in mechanical engineering]. Moscow: Mashgiz. 1958; 974 p. Russian.
  12. Mikhin NM. Vneshnee trenie tverdykh tel. [External friction of solid bodies]. Moscow: Nauka. 1977; 222 p. Russian.
  13. Demkin NB. Kontaktirovanie sherokhovatykh poverkhnostei. [Contacting rough surfaces]. Moscow: Nauka. 1970; 227 p. Russian.
  14. Kragel'skii IV, Mikhin NM. Uzly treniya mashin. [Friction knots of machines]. Moscow: Mashinostroenie. 1984; 280 p. Russian.
  15. Luk'yanov VS., Rudzit YaA. Parametry sherokhovatosti poverkhnosti. [Surface roughness parameters]. Moscow: Izd-vo standartov. 1979; 162 p. Russian.
  16. Kovalev MP, Narodetskii MZ. Raschet vysokotochnykh sharikopodshipnikov. [Calculation of high precision ball bearings]. Moscow: Mashinostroenie. 1980; 377 p. Russian.
  17. Pinegin SV. Opory kacheniya v mashinakh. [Rolling bearings in machines]. Moscow: AN SSSR. 1961; 150 p. Russian.
  18. Ruditsyn MN., Artem'ev PYa, Lyubshits MI. Spravochnoe posobie po soprotivleniyu materialov. [Handbook on the strength of materials]. Minsk: Vyshcheishchaya shkola. 1970; 630 p. Russian.
  19. Makushin VM. Napryazhennoe sostoyanie i prochnost' detalei v mestakh kontakta: mat. nauch.-prakt. konf. Nekotorye voprosy teoreticheskikh i eksperimental'nykh issledovaniy v oblasti prochnosti. [Stress condition and strength of parts in contact points: mat. scientific-practical conference. Some questions of theoretical and experimental research in the field of strength]. Moscow: MVTU, 1947; 79-145 p. Russian.
  20. Galakhov MA, Burmistrov AN. Raschet podshipnikovykh uzlov. [Calculation of bearing assemblies]. Moscow: Mashinostroenie. 1988; 272 p. Russian.
  21. Stouver RZh, Meibi GG, F'yuri MZh. [Investigation of fretting corrosion of interacting surfaces of a bearing and cage by the finite element method]. Problemy treniya i smazki. 1985; № 2: 10-17 p. Russian.
  22. Stribeck. [Ball bearing for various loads]. Transactions ASME. 1963; Vol. 29: 420-463 p.
  23. Hinton WR. [Q theoretical study of the effect of angular misalignment on ball bearing cage life]. Wear. 1970; No 3: 118-127 p.
  24. Ivanshchikov YuV. Otsenka i povyshenie dolgovechnosti sopryazheniya val-podshipnik kacheniya otremonirovannykh traktorov: dis. k-ta tekhn. nauk. [Evaluation and improvement of durability of mating shaft-rolling bearing of repaired tractors: author's dissertation for a degree of Ph.D. of technical sciences]. Leningrad: 1991; 214 p. Russian.

**Authors.**

Ivanshchikov Yuri Vasilievich – Ph.D. of technical sciences, associate professor, e-mail: iuv53@mail.ru  
 St. Petersburg State Agrarian University, St. Petersburg, Russia  
 Skovorodin Vasily Yakovlevich - Doctor of technical sciences, professor, e-mail: V.Y.Skovorodin@gmail.com  
 Dobrokhotov Yuri Nikolaevich - associate professor, 89278586082, e-mail: dobrokhotov47@mail.ru  
 Andreev Roman Viktorovich – Ph.D. of technical sciences, associate professor, e-mail: rv\_andreev@mail.ru  
 Vasiliev Aleksandr Olegovich – Ph.D. of technical sciences, associate professor, e-mail: 3777222@bk.ru  
 Chuvash State Agrarian University, Cheboksary, Russia  
 Valiev Ayrat Rasimovich - Doctor of technical sciences, associate professor, e-mail: info@kazgau.com  
 Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia