

**АГРОИНЖЕНЕРИЯ И ПИЩЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ**  
**AGROENGINEERING AND FOOD TECHNOLOGIES****Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса****Technologies, Machines and Equipment for the Agro-industrial Complex**

Научная статья

УДК 62-231.311

doi: 10.55196/2411-3492-2023-1-39-101-108

**Обеспечение требуемой точности относительного положения деталей  
при сборке кривошипно-шатунного механизма двигателя****Аслан Каральбиевич Апажев<sup>1</sup>, Юрий Хасанович Шогенов<sup>2</sup>,****Юрий Ахметханович Шекихачев<sup>✉3</sup>**<sup>1,3</sup>Кабардино-Балкарский государственный аграрный университет имени В. М. Кокова, проспект  
Ленина, 1в, Нальчик, Россия, 360030<sup>2</sup>Российская академия наук, Ленинский проспект, 14, Москва, Россия, 119991<sup>1</sup>kbr.apagev@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5448-5782><sup>2</sup>yh1961s@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7588-0458><sup>✉3</sup>shek-fmer@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-6300-0823>

**Аннотация.** В статье приведены методические подходы к решению актуальной проблемы – обеспечению требуемой точности относительного положения деталей при сборке кривошипно-шатунного механизма дизельных двигателей. Задача аналитического моделирования технологической операции сборки и центровки поршня кривошипно-шатунного механизма в цилиндре двигателя сводится к математическому описанию появления и изменения перекосов поршня в функции от производственных погрешностей во взаимном расположении базовых поверхностей деталей, составляющих этот механизм, а также от угла поворота коленчатого вала. Исследования проведены с учетом того, что точность сборки кривошипно-шатунного механизма может быть оценена двумя комплексными параметрами: перекосом поршня, включающим в себя суммарные технологические погрешности формы и взаимного расположения служебных поверхностей двигателей, и надпоршневым зазором. Получена теоретическая зависимость, позволяющая однозначно определять изменение монтажного зазора между гильзой цилиндра и поршнем в функции от погрешности во взаимном расположении осей коренных шатунных шеек коленчатого вала, а также от его угла поворота. Разработана математическая модель технологической сборочной операции центровки поршня в цилиндре, реализация которой позволяет однозначно подходить к решению вопросов о необходимости, возможности, а также путях устранения компенсации чрезмерных паразитных перекрытий монтажного зазора между поршнем и гильзой цилиндра. Расчеты на примере дизельного двигателя ЯМЗ-240 показали, что при условии ограничения несобираемости узла при смещении оси поршня относительно оси гильзы влево и вправо значением вероятности, равным 0,0227, осуществление разборки поршневой группы по методу взаимозаменяемости возможно только в том случае, если несоосность осей элементарных цилиндров поршня и гильзы в наиболее удаленном сечении не будет превышать 0,118 мм.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, поршень, цилиндр, перекос, зазор, точность, вероятность, моделирование

*Для цитирования.* Апажев А. К., Шогенов Ю. Х., Шекихачев Ю. А. Обеспечение требуемой точности относительного положения деталей при сборке кривошипно-шатунного механизма двигателя // Известия Кабардино-Балкарского государственного аграрного университета им. В. М. Кокова. 2023. № 1(39). С. 101–108. doi: 10.55196/2411-3492-2023-1-39-101-108

Original article

## Ensuring the required accuracy of the relative position of parts during assembly of the engine crank-ring mechanism

Aslan K. Apazhev<sup>1</sup>, Yuri Kh. Shogenov<sup>2</sup>, Yuri A. Shekikhachev<sup>✉3</sup>

<sup>1,3</sup>Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov, 1v Lenin Avenue, Nalchik, Russia, 360030

<sup>2</sup>Russian Academy of Sciences, 14 Leninsky Prospekt, Moscow, Russia, 119991

<sup>1</sup>kbr.apagev@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5448-5782>

<sup>2</sup>yh1961s@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7588-0458>

<sup>✉3</sup>shek-fmep@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-6300-0823>

**Abstract.** The article presents methodological approaches to solving an urgent problem – ensuring the required accuracy of the relative position of parts when assembling the crank mechanism of diesel engines. The task of analytical modeling of the technological operation of assembling and centering the piston of the crank mechanism in the engine cylinder is reduced to a mathematical description of the appearance and change of piston distortions as a function of production errors in the relative position of the base surfaces of the parts that make up this mechanism, as well as the angle of rotation of the crankshaft. The studies were carried out taking into account the fact that the assembly accuracy of the crank mechanism can be assessed by two complex parameters: the piston misalignment, which includes the total technological errors in the shape and relative position of the service surfaces of the engines, and the over-piston clearance. A theoretical relationship has been obtained that makes it possible to unambiguously determine the change in the mounting gap between the cylinder liner and the piston as a function of the error in the mutual arrangement of the axes of the main connecting rod journals of the crankshaft, as well as on its angle of rotation. A mathematical model of the technological assembly operation of piston alignment in the cylinder has been developed, the implementation of which allows one to unambiguously approach the solution of questions about the need, possibility, and ways to eliminate compensation for excessive parasitic overlaps of the mounting gap between the piston and the cylinder liner. Calculations using the YAMZ-240 diesel engine as an example showed that, under the condition of limiting the non-assembly of the assembly when the piston axis is shifted relative to the sleeve axis to the left and right by a probability value of 0.0227, disassembly of the piston group using the interchangeability method is possible only if the misalignment of the axes elementary cylinders of the piston and sleeve in the most remote section will not exceed 0.118 mm.

**Keywords:** diesel engine, piston, cylinder, misalignment, clearance, accuracy, probability, modeling

**For citation.** Apazhev A.K., Shogenov Y.Kh., Shekikhachev Yu.A. Ensuring the required accuracy of the relative position of parts during assembly of the engine crank-ring mechanism. *Izvestiya of Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov.* 2023;1(39):101–108. (In Russ.). doi: 10.55196/2411-3492-2023-1-39-101-108

**Введение.** Ресурс, а, следовательно, и долговечность автотракторных двигателей определяется в основном следующими факторами: исходными зазорами, точностью обработки и взаимного расположения деталей

кривошипно-шатунного механизма, характером и интенсивностью износа деталей в важных сопряжениях в период приработки и установившегося износа, характером влияния эксплуатационного роста зазоров в важ-

нейших сопряжениях на основные показатели двигателя, установленными допусками на изменение основных топливных и мощностных показателей двигателя в период его эксплуатации [1–6].

Предельно допустимая величина перекоса поршня в цилиндре, обеспечивающая необходимую точность относительного положения деталей при сборке кривошипно-шатунного механизма, определяется теоретическим расчетом с учетом обеспечения условий жидкостного трения в сопряжениях кривошипно-шатунного механизма. Перекос может быть допущен в пределах диаметрального эксплуатационного зазора в данном сопряжении. При этом условии не будет возникать усилие, воздействующее на поверхность зеркала цилиндра в данной плоскости, а, следовательно, и не будет износа зеркала вследствие перекоса поршня [7–9].

Случайный характер и взаимная независимость погрешностей во взаимном расположении базовых поверхностей, влияющих на перекосы поршня в цилиндре, позволяет строить искомое решение как совокупность частных решений, которые будут представлять собой математическое описание изменения замыкающего звена в функции от той или иной производственной погрешности и угла поворота коленчатого вала.

**Цель исследования** – установление требуемой точности относительного положения деталей при сборке кривошипно-шатунного механизма дизельного двигателя.

**Материалы, методы и объекты исследования.** Исследования базируются на методах физического и математического моделирования, сравнения. В качестве объекта исследования использован тяжелый дизельный двигатель ЯМЗ-240.

**Результаты исследования.** Допустимый перекос поршня в цилиндре вычисляется по выражению:

$$\sin \varphi_{\max} = \frac{\Delta'_{\min}}{H}, \quad (1)$$

где:

$\varphi_{\max}$  – угол поворота коленчатого вала, соответствующий максимальному перекосу поршня в цилиндре;

$\Delta'_{\min}$  – опорная высота поршня;

$H$  – минимальный эксплуатационный зазор между цилиндром и поршнем в плоскости, проходящей через ось вращения коленчатого вала и ось цилиндра.

Вследствие малости  $\sin \varphi_{\max}$ , можно принять  $f_{\max} \approx \frac{\Delta'_{\min}}{H}$ .

Для двигателя ЯМЗ-240, пересчитывая допустимый угол перекоса на линейные отклонения, получим, что при сборке необходимо обеспечить, чтобы перекос поршня в цилиндре был не более 0,12 мм/100 мм.

Естественно, что имеющие место в практике значения перекоса поршней, превышающие допустимые значения, снижают качество сборки, следовательно, и качество ремонта двигателя. При перекосах поршней, превышающих допустимые значения, условия жидкостного трения в сопряжениях кривошипно-шатунного механизма нарушаются [10–12].

При перекосах поршней более 0,15-0,20 мм имеют место дополнительные усилия в сопряжениях, которые возрастают с увеличением перекоса. При перекосах поршней в цилиндрах, равных 0,3 мм/100 мм, зазор практически отсутствует, и в местах контакта сопрягаемых поверхностей возникают дополнительные краевые давления, достигая 150-200 Н, а момент, необходимый для проворачивания коленчатого вала после сборки двигателя, в силу этих причин возрастает в 1,5-2 раза.

При проверке фактических перекосов поршня в цилиндре на сборке необходимо располагать расчетными данными по предельным отклонениям реального механизма от идеального. В связи с этим возникает необходимость введения в математическую модель технологической операции узловой сборки уравнения собираемости кривошипно-шатунного механизма.

Под уравнением собираемости кривошипно-шатунного механизма по перекосам поршня в цилиндре будем понимать такие их предельные значения, при которых монтажный зазор между поршнем и гильзой в наборе полностью перекрывается за счет перемещения поршня под действием производственных погрешностей во взаимном расположении базовых поверхностей деталей этого механизма.

Уравнение собираемости кривошипно-шатунного механизма по перекосам поршня в цилиндре имеет вид:

$$f(\psi_{\Sigma i})_{\max} = \delta_z, \quad (2)$$

где:

$f(\psi_{\Sigma i})_{\max}$  – максимальное перемещение точки образующей поршня, принадлежащей наиболее удаленному от начала координат сечению  $dz$  поршня;

$\delta_z$  – истинное значение радиального зазора между гильзой и поршнем в сечении  $dz$  при угле поворота коленчатого вала, соответствующем максимальному перекоосу.

Принимая во внимание принцип независимости действия первичных ошибок, можно записать:

$$\begin{aligned} & \psi_i r \cos \varphi_{\max} + \left( L \sqrt{1 + \lambda^2 \sin^2 \varphi_{\max}} + \ell_{i\max} \right) + \\ & + (\psi_1 + \psi_{2n} \cos \varphi_{\max} + \psi_{2c} \sin \varphi_{\max}) + \\ & + \left( \psi_{3c} \lambda \sin \varphi_{\max} + \psi_{3n} \sqrt{1 + \lambda^2 \sin^2 \varphi_{\max}} + \psi_4 \right) \ell_{i\max} \leq \delta_z, \end{aligned} \quad (3)$$

где:

$\psi_i$  – погрешности во взаимном расположении базовых поверхностей деталей кривошипно-шатунного механизма;

$r$  – радиус кривошипа;

$L$  – длина шатуна;

$\lambda$  – геометрическая характеристика кривошипно-шатунного механизма;

$\ell_{i\max}$  – расстояние от оси поршневого пальца до наиболее удаленного в направлении положительной полуоси сечения поршня;

$\psi_1$  – отклонение от взаимной перпендикулярности осей гильзы цилиндра и коленчатого вала;

$\psi_{2n}, \psi_{2c}$  – соответственно, непараллельность и перекрещивание осей коренных и шатунных шеек;

$\psi_{3n}$  и  $\psi_{3c}$  – соответственно, непараллельность и перекрещивание осей подшипников верхней и нижней головок шатуна;

$\psi_4$  – отклонение от взаимной перпендикулярности осей отверстия под поршневой палец и образующей поршня.

Вероятность удовлетворения уравнения (3) зависит не только от абсолютных значений

входящих в него величин, но и от законов распределения погрешностей в поле допуска.

Представим цилиндрическую поверхность поршня в виде бесконечного множества элементарных цилиндров с высотой  $dz$ , и из всего этого множества рассмотрим вероятность вхождения в гильзу цилиндра, наиболее удаленного в направлении положительной полуоси  $Z$  элементарного сечения. Такой прием позволяет свести задачу к расчету возможности сборки элементарного вала диаметром  $d$  и длиной  $dz$  с отверстием при параллельных, но не совпадающих осях.

Несоответствие осей, или их несоосность, при такой интерпретации по абсолютной величине и направлению будет однозначной функцией от дополнительных перемещений поршня под действием производственных погрешностей во взаимном расположении базовых поверхностей и угла поворота коленчатого вала.

Возможность сборки элементарного вала с отверстием определяется фактическими величинами их несоосности и размерами вала и отверстия, т. е. диаметральными зазорами между ними. Все эти параметры имеют рассеяние, которое должно учитываться, как по величине, так и по направлению. При совпадении осей вала и отверстия радиальный зазор характеризуется гарантированной величиной зазора  $C'$  и функцией  $f(z_i)$  распределения его в пределах от наименьшего  $C'$  до наибольшего предельного значения  $d'$ . При этом предельные значения этой величины могут быть определены из следующих выражений:

$$C' = \frac{1}{2} \left[ \begin{aligned} & (N_a - N_b) + (\Delta_a - \Delta_b) + (\alpha_a \delta_a + \alpha_b \delta_b) - \\ & \alpha_a \delta_a - \frac{1}{2K_z} \sqrt{K_a^2 \delta_a^2 - K_b^2 \delta_b^2} \end{aligned} \right]; \quad (4)$$

$$d' = \frac{1}{2} \left[ \begin{aligned} & (N_a - N_b) + (\Delta_a + \Delta_b) + (\alpha_a \delta_a + \alpha_b \delta_b) \\ & - \alpha_c \delta_c - \frac{1}{2K_z} \sqrt{K_a^2 \delta_a^2 - K_b^2 \delta_b^2} \end{aligned} \right], \quad (5)$$

где:

$N_a$  и  $N_b$  – номинальные размеры, соответственно, отверстия и вала;

$\Delta_a$  и  $\Delta_b$  – координаты середины полей допусков, соответственно, отверстия и вала;

$\alpha_a, \alpha_b, \alpha_z$  – коэффициенты относительной асимметрии кривой распределения допусков, соответственно, отверстия, вала и суммарного зазора;

$K_a, K_b, K_z$  – коэффициенты относительного рассеивания полей допусков, соответственно, отверстия, вала и зазора между ними;

$\delta_a, \delta_b, \delta_z$  – половины полей допусков, соответственно, отверстия, вала и зазора.

При  $\alpha_i = 0$  и  $K_i = 0$ , что соответствует нормальному закону распределения погрешностей, а также при  $N_a = N_b$  для размеров поршня и гильзы двигателя получим:

$$C' = 0,5 \left[ (\Delta_a - \Delta_b) - \sqrt{\delta_a^2 + \delta_b^2} \right], \quad (6)$$

$$d' = 0,5 \left[ (\Delta_a - \Delta_b) + \sqrt{\delta_a^2 + \delta_b^2} \right], \quad (7)$$

или после замены характеристик  $\Delta_i$  и  $\delta_i$  предельными отклонениями из выражений  $\Delta_i = 0,5(\delta'_i + \delta''_i)$  и  $\delta_i = 0,5(\delta'_i - \delta''_i)$ :

$$C' = 0,25 \left[ \frac{(\delta'_a + \delta''_a - \delta'_b - \delta''_b) - \sqrt{(\delta'_a - \delta''_a)^2 + (\delta'_b - \delta''_b)^2}}{\sqrt{(\delta'_a - \delta''_a)^2 + (\delta'_b - \delta''_b)^2}} \right], \quad (8)$$

$$d' = 0,25 \left[ \frac{(\delta'_a + \delta''_a - \delta'_b - \delta''_b) + \sqrt{(\delta'_a - \delta''_a)^2 + (\delta'_b - \delta''_b)^2}}{\sqrt{(\delta'_a - \delta''_a)^2 + (\delta'_b - \delta''_b)^2}} \right], \quad (9)$$

где:

$\delta'_a$  и  $\delta''_a$  – соответственно, верхнее и нижнее предельные отклонения гильзы;

$\delta'_b$  и  $\delta''_b$  – соответственно, верхнее и нижнее предельные отклонения поршня.

Для различных двигателей величина смещения будет распределяться в пределах от  $d'$  до  $|d|$  (здесь  $|d|$  – абсолютная величина допустимой несоосности осей гильзы и поршня) по некоторому закону, плотность вероятности которого обозначим через  $f(y)$ . Закон смещения осей в некотором направлении будет являться и законом перемещения образующей поршня в том же направлении.

Для частного случая примем случайное значение  $y$  смещения осей отверстия и вала при случайном значении  $z$  суммарного за-

зора, соответствующему  $y=0$ . Тогда случайная величина зазора между поверхностями вала и отверстия  $x$  будет равна:

$$x = z - y, \quad (10)$$

а предельные значения наибольшего вероятностного зазора:

$$x_{\min} = z_{\min} - y_{\min}; \quad (11)$$

$$x_{\max} = z_{\max} - y_{\max}.$$

Плотность вероятности зазора рассчитывается по выражению:

$$f(x) = \int_{c+a}^{d+a} f(r)f(r-x)dz, \quad (12)$$

где:

$d, c, a$  – относительные величины зазора (отнесенные к наибольшему вероятностному зазору  $d'$ ).

Математические ожидания равны между собой:  $MX = MY = MZ$ . Также одинаковы и дисперсии:  $DX = DY = DZ$ . Из выражений (4) и (5) несложно установить, что собираемость узла «поршень-гильза» будет иметь место всегда, когда  $x > 0$  и, следовательно, смещение  $a$  меньше гарантированной величины радиального зазора.

При всех  $x < 0$  рассматриваемый узел не может быть собран без дополнительных пригоночных работ.

При  $x = 0$  собираемость узла является неопределенной.

Общая вероятность несобираемости при смещении оси поршня относительно оси гильзы влево и вправо будет равна:

$$P_H = 2 \int_{c+a}^0 f(x)dx. \quad (13)$$

Если функции распределения погрешностей, входящие в последние зависимости, подчиняются нормальному закону, то при  $MY = 0$  и  $MX = MZ$  получим:

$$\begin{aligned} P_H &= 2 \int_{c+a}^0 f(x)dx = \int_{c+a}^0 \frac{2}{\sqrt{2\pi\sigma_x}} e^{-\frac{(x-MX)^2}{2\sigma_x^2}} dx = \\ &= \frac{2}{\sqrt{2\pi(DZ - DY)}} \int_{c+a}^0 \exp\left\{-\frac{1}{2} \frac{(x-MX)^2}{DZ - DY}\right\} dx. \end{aligned} \quad (14)$$

Расчет вероятности несобираемости узла удобно производить по нормированной и табулированной функции Лапласа, полученной из равенства (14) в виде:

$$P_H = 2[0,4985 - \Phi(U)], \quad (15)$$

где:

$MX$  и  $\sigma_x$  – соответственно, математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение величины  $X$  (радиального зазора между гильзой и поршнем).

По уравнению (15) может быть рассчитана вероятность несобираемости по известным значениям относительного радиального зазора, несоответствия осей гильзы цилиндра и поршня. Расчет сводится к определению допустимой несоосности гильзы и поршня по оптимальным значениям радиального зазора и принятой вероятности несобираемости.

Расчеты, выполненные по уравнению (15) для двигателя ЯМЗ-240, показали, что при  $P_H = 0,0027$  и относительном зазоре в ци-

линдре  $c = 0,785$ : допустимая относительная величина несоосности  $a = 0,866$ ; половина поля допуска на несоосность гильзы и поршня в сечении  $dZ$ , при которой несобираемость будет ограничена  $P_H = 0,0227$ , будет равна:

$$d' = 0,866 \cdot 0,25 \cdot 0,53 = 0,118.$$

Величина  $d'$  рассчитана по формуле (6) для следующих размеров гильзы  $130_{+0,020}^{+0,030}$  и поршня  $129_{+0,020}^{+0,030}$ .

**Выводы.** На основании результатов исследований можно заключить, что осуществление разборки поршневой группы тяжелого дизельного двигателя ЯМЗ-240 по методу взаимозаменяемости возможно только в том случае, если несоосность осей элементарных цилиндров поршня и гильзы в наиболее удаленном сечении не будет превышать 0,118 мм.

#### Список литературы

1. Егожев А. М. Конструктивно-технологические решения повышения эффективности функционирования соединений деталей рабочих органов сельскохозяйственных машин. Нальчик: Полиграфсервис и Т, 2013. 268 с
2. Кобозев А. К., Швецов И. И., Койчев В. С., Газизов И. И., Бахолдин Н. В. Обнаружение и пути устранения неисправностей – резерв более глубокого познания конструкций тракторов и автомобилей // Совершенствование научно-методической работы в университете: сборник трудов научно-методической конференции. Ставрополь: Ставропольский ГАУ, 2018. С. 278–282.
3. Койчев В. С., Мосикян К. А., Барсегян М. С. Особенности оценки эксплуатационной надежности тормозной системы автомобиля // Проблемы научно-технического прогресса в АПК: материалы XIII Международной научно-практической конференции. Ставрополь: Ставропольский ГАУ, 2017. С. 278–282.
4. Бугов Х. У., Егожев А. М., Озрокова Е. М., Полищук Е. А. Математическая модель уточненного расчета динамики роторов силовых машин // Тяжелое машиностроение. 2009. № 2. С. 12–15.
5. Бугов Х. У., Егожев А. М. Резьбовое соединение повышенной прочности // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 11. С. 48–49.
6. Бугов Х. У., Егожев А. М. Износоустойчивость резьбовых соединений // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 12. С. 40–41.
7. Шекихачев Ю. А., Батыров В. И., Карданов Х. Б., Чеченов М. М., Шекихачева Л. З. Повышение надежности распылителей форсунок автотракторных дизелей // Научная жизнь. 2019. Т 14. № 6. С. 929–937. DOI: 10.35679/1991-9476-2019-14-6-929-937.
8. Курасов В. С., Драгуленко В. В., Сидоренко С. М. Теория двигателей внутреннего сгорания. Краснодар: Кубанский ГАУ, 2013. 83 с.
9. Курасов В. С., Плешаков В. Н., Самурганов Е. Е., Пономарев А. В. К методике изучения движения и работы машин, их энергетического баланса с учетом закона изменения кинетической энергии механической системы и действующих сил // Труды Кубанского государственного аграрного университета. 2016. № 58. С. 315–318.

10. Shekikhachev Yu.A., Balkarov R.A., Chechenov M.M., Kardanov Kh.B., Shekikhacheva L.Z. Metrological and methodological support for bench studies of diesel engines // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1515. 042029. DOI: 10.1088/1742-6596/1515/4/042029.

11. Apazhev A.K., Shekikhachev Yu.A., Batyrov V.I., Balkarov R.A., Kardanov Kh.B., Gubzhokov Kh.L., Bolotokov A.L. Vegetal fuel as environmentally safe alternative energy source for Diesel engines // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 663. № 1. DOI: 10.1088/1757-899X/663/1/012049.

12. Shekikhachev Yu.A., Batyrov V.I., Shekikhacheva L.Z., Bolotokov A.L., Gubzhokov Kh.L. Prediction of service life of auto-tractor engine parts // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 862. 032001. DOI: 10.1088/1757-899X/862/3/032001.

### References

1. Yegozhev A.M. *Konstruktivno-tehnologicheskie resheniya povysheniya effektivnosti funkcionirovaniya soedineniy detaley rabochikh organov selskokhozyaystvennykh mashin* [Structural and technological solutions to improve the efficiency of the functioning of the connections of parts of the working bodies of agricultural machines]. Nalchik: Poligrafservis i T, 2013. 268 p. (In Russ.)

2. Kobozev A.K., Shvetsov I.I., Koychev V.S., Gazizov I.I., Bakholdin N.V. Detection and troubleshooting methods – a reserve for deeper knowledge of tractor and car designs. *Sovershenstvovaniye nauchno-metodicheskoy raboty v universitete* [Improvement of the scientific methodological work at the university]: *sbornik trudov nauchno-metodicheskoy konferentsii*. Stavropol: Stavropol'skiy GAU, 2018. Pp. 278–282. (In Russ.)

3. Koychev V.S., Mosikyan K.A., Barsegyan M.S. Features of assessing the operational reliability of the car brake system. *Problemy nauchno-tehnicheskogo progressa v APK* [Problems of scientific and technical progress in the agro-industrial complex]: *materialy XIII Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. Stavropol: Stavropolskiy GAU, 2017. Pp. 278–282. (In Russ.)

4. Bugov Kh.U., Yegozhev A.M., Ozrokov Ye.M., Polishchuk Ye.A. Mathematical model of refined calculation of the dynamics of power machine rotors. *Tyazheloe mashinostroenie*. 2009;(2):12–15. (In Russ.)

5. Bugov Kh.U., Yegozhev A.M. Threaded connection of increased strength. *Traktory i selskokhozyaystvennyye mashiny* [Tractors and Agricultural Machinery]. 2008;(11):48-49.

6. Bugov Kh.U., Yegozhev A.M. Wear-fatigue strength of threaded connections. *Traktory i selskokhozyaystvennyye mashiny* [Tractors and Agricultural Machinery]. 2008;(12):40-41. (In Russ.)

7. Shekikhachev Yu.A., Batyrov V.I., Kardanov K.B., Chechenov M.M., Shekikhacheva L.Z. Improving the reliability of injector sprayers for road vehicle diesel engines. *Nauchnaa zizn'* [Scientific Life]. 2019;14(6):929–937. (In Russ.). DOI: 10.35679/1991-9476-2019-14-6-929-937

8. Kurasov V.S., Dragulenko V.V., Sidorenko S.M. *Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Theory of internal combustion engines]. Krasnodar: Kubanskiy GAU, 2013. 83 p.

9. Kurasov V.S., Pleshakov V.N., Samurganov Ye.Ye., Ponomarev A.V. On the method of studying the movement and operation of machines, their energy balance, taking into account the law of change in the kinetic energy of a mechanical system and acting forces. *Works of the Kuban state agrarian university*. 2016;(58):315–318. (In Russ.)

10. Shekikhachev Yu.A., Balkarov R.A., Chechenov M.M., Kardanov Kh.B., Shekikhacheva L.Z. Metrological and methodological support for bench studies of diesel engines. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1515. 042029. DOI: 10.1088/1742-6596/1515/4/042029.

11. Apazhev A.K., Shekikhachev Yu.A., Batyrov V.I., Balkarov R.A., Kardanov Kh.B., Gubzhokov Kh.L., Bolotokov A.L. Vegetal fuel as environmentally safe alternative energy source for Diesel engines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 663. № 1. DOI: 10.1088/1757-899X/663/1/012049.

12. Shekikhachev Yu.A., Batyrov V.I., Shekikhacheva L.Z., Bolotokov A.L., Gubzhokov Kh.L. Prediction of service life of auto-tractor engine parts. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 862. 032001. DOI: 10.1088/1757-899X/862/3/032001.

### Сведения об авторах

**Апажев Аслан Каральбиевич** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры технической механики и физики, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Кабардино-Балкарский государственный аграрный университет имени В. М. Кокова», SPIN-код: 1530-1950, Author ID: 261514, Scopus ID: 57195587959, Researcher ID: H-4436-2016

**Шогенов Юрий Хасанович** – Академик РАН, доктор технических наук, профессор, заведующий сектором механизации, электрификации и автоматизации Отдела сельскохозяйственных наук, Федеральное государственное бюджетное учреждение «Российская академия наук», SPIN-код: 7335-0970, Author ID: 483282, Scopus ID: 57221207970, Researcher ID: AAR-1140-2020

**Шекихачев Юрий Ахметханович** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры технической механики и физики, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Кабардино-Балкарский государственный аграрный университет имени В. М. Кокова», SPIN-код: 4107-1360, Author ID: 480039, Scopus ID: 57205029899, Researcher ID: AAE-3244-2019

#### Information about the authors

**Aslan K. Apazhev** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Technical Mechanics and Physics, Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov, SPIN-code: 1530-1950, Author ID: 261514, Scopus ID: 57195587959, Researcher ID: H-4436-2016

**Yuri Kh. Shogenov** – Academician of the Russian Academy of Sciences, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Sector of Mechanization, Electrification and Automation of the Department of Agricultural Sciences, Russian Academy of Sciences, SPIN-code: 7335-0970, Author ID: 483282, Scopus ID: 57221207970, Researcher ID: AAR-1140-2020

**Yuri A. Shekikhachev** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Technical Mechanics and Physics, Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov, SPIN-code: 4107-1360, Author ID: 480039, Scopus ID: 57205029899, Researcher ID: AAE-3244-2019

---

**Авторский вклад.** Все авторы настоящего исследования принимали непосредственное участие в планировании, выполнении и анализе данного исследования. Все авторы настоящей статьи ознакомились и одобрили представленный окончательный вариант.

**Author's contribution.** All authors of this research paper have directly participated in the planning, execution, or analysis of this study. All authors of this paper have read and approved the final version submitted.

**Конфликт интересов.** Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

**Conflict of interest.** The authors declare no conflict of interest.

---

*Статья поступила в редакцию 24.01.2023;  
одобрена после рецензирования 10.02.2023;  
принята к публикации 16.03.2023.*

*The article was submitted 24.01.2023;  
approved after reviewing 10.02.2023;  
accepted for publication 16.03.2023.*