

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 631.31

DOI: 10.55196/2411-3492-2025-3-49-105-111

**Повышение эксплуатационной надежности соединений деталей
почвообрабатывающих машин и агрегатов****Артур Мухамедович Егожев^{✉1}, Мухамад Хусаинович Мисиров²,
Аскер Артурович Егожев³, Хасан Асланович Апхудов⁴**Кабардино-Балкарский государственный аграрный университет имени В. М. Кокова, проспект
Ленина, 1в, Нальчик, Россия, 360030^{✉1}artyr-egozhev@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4220-9107>²misir56@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-9752-1184>³egozhev2017@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-2977-7791>⁴aphudov07@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0007-0134-0444>

Аннотация. В рядовых условиях работы почвообрабатывающих машин имеет место проблема частой перезатяжки или замены крепежных деталей. Для решения этой проблемы каждый сезон сельхозпредприятия тратят десятки тысяч часов работы ремонтников. Кроме того, в металлолом выбрасывается до 40% крепежных деталей. Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что при применении стандартных крепежных деталей под действием динамических сдвигающих нагрузок происходит смещение соединяемых элементов, даже если начальный затяг достигает 250–300 МПа. Для повышения надежности соединений, работающих в условиях сложного нагружения, необходимо добиться равномерного распределения контактных напряжений в зонах прилегания к крепежным элементам. Основными факторами, снижающими напряжение начального затяга в резьбовых соединениях сельхозмашин, являются коррозионно-механические и фрикционно-механические повреждения деталей. Таким образом, разработка высокопрочных крепежных элементов и перспективных конструкций с улучшенными прочностными и эксплуатационными характеристиками остается ключевой задачей в сельскохозяйственном машиностроении. В исследовании предлагается перспективное крепежное соединение повышенной прочности и долговечности применительно к машинам для механической обработки почв, защищенное патентом РФ на изобретение.

Ключевые слова: крепежная деталь, механическая обработка, динамическая нагрузка, прочность, долговечность

Для цитирования: Егожев А. М., Мисиров М. Х., Егожев А. А., Апхудов Х. А. Повышение эксплуатационной надежности соединений деталей почвообрабатывающих машин и агрегатов // Известия Кабардино-Балкарского государственного аграрного университета им. В. М. Кокова. 2025. № 3(49). С. 105–111. DOI: 10.55196/2411-3492-2025-3-49-105-111

Original article

Improving the operational reliability of joints of parts of tillage machines and aggregates

Artur M. Egozhev^{✉1}, Mukhamad Kh. Misirov², Asker A. Egozhev³, Khasan A. Apkhudov⁴
Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov, 1v Lenin Avenue, Nalchik,
Russia, 360030

¹artyr-egozhev@yandex.ru, <http://orcid.org/0000-0002-4220-9107>

²misir56@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-9752-1184>

³egozhev2017@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-2977-7791>

⁴aphudov07@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0007-0134-0444>

Abstract. In ordinary working conditions of tillage machines, there is a problem of frequent overstretching or replacement of fasteners. To solve this problem, agricultural enterprises spend tens of thousands of repair hours each season and scrap up to 40% of fasteners. Theoretical and experimental studies show that when using standard fasteners, dynamic shear loads cause displacement of the connected elements, even if the initial tightening reaches 250–300 MPa. To increase the reliability of connections operating under difficult loading conditions, it is necessary to achieve uniform distribution of contact stresses in the areas adjacent to the fasteners. The main factors reducing the initial tightening stress in threaded connections of agricultural machinery are corrosion-mechanical and friction-mechanical damage to the parts. Thus, the development of high-strength fasteners and promising structures with improved strength and performance characteristics remains a key task in agricultural engineering. A promising fastening compound of increased strength and durability is proposed in relation to machines for mechanical soil treatment, protected by patents of the Russian Federation for the invention.

Keywords: fastener, mechanical processing, dynamic load, strength, durability

For citation: Egozhev A.M., Misirov M.Kh., Egozhev A.A., Apkhudov K.A. Improving the operational reliability of connections of parts of tillage machines and units. *Izvestiya of Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov.* 2025;3(49):105–111. (In Russ.). DOI: 10.55196/2411-3492-2025-2-48-105-111

Введение. Статистические данные по различным видам отказов при работе разных почвообрабатывающих машин и механизмов показали, что причиной всех отказов (от 50 до 70%) является разрушение крепежных соединений [1–4]. Данное состояние также отражается на времени ремонта агрегатов, так как всегда имеет место разборка до 70–90% крепежа.

В рядовых условиях работы почвообрабатывающих машин имеет место проблема частой перезатяжки или замены крепежных деталей.

Ежегодно сельскохозяйственные предприятия вынуждены тратить десятки тысяч человеко-часов на ремонтные работы и утилизировать до 40% крепежных деталей как металлолом. В связи с этим разработка вы-

сокопрочных крепёжных элементов и перспективных конструкций с улучшенными прочностными характеристиками остается одной из приоритетных задач в сельскохозяйственном машиностроении.

Цель исследования – разработка и обоснование параметров новой конструкции крепежного соединения.

Задачи исследования:

1) разработать новую конструкцию крепежного соединения, обеспечивающую повышенную прочность и долговечность;

2) обосновать теоретически конструктивно-технологические параметры предлагаемой конструкции крепежного соединения.

Материалы, методы и объекты исследования. Объект исследования – крепежное соединение повышенной работоспособности.

Исследование основных параметров крепежного соединения проводилось с использованием основных положений теоретической механики, сопротивления материалов и деталей машин в лабораторных и натуральных условиях.

Результаты исследования. Главной задачей резьбовых соединений рабочих органов машин и агрегатов является поддержание равномерного напряжения начального затяга в ответственные эксплуатационные периоды. В связи с этим обоснование методики расчета резьбовых соединений динамически и ударно нагруженных рабочих органов машин и агрегатов является актуальной проблемой [8–10].

Для увеличения прочности соединений, работающих под действием динамических и ударных нагрузок, предлагаются следующие решения:

- оптимизация распределения нагрузок в поперечном направлении через:
- применение радиусов закругления в резьбовых впадинах и головках болтов;
- внедрение новых конструктивных решений;
- рациональный подбор геометрических параметров (диаметра, посадки, схемы расположения);
- использование высокопрочных материалов.

Критически важным является обеспечение плотности фланцевых соединений. Нарушение плотности приводит к частичному раскрытию соединения, возникновению фрикционно-механической усталости и последующему разрушению узла. Основными факторами снижения надежности являются также коррозионно-механический износ и фрикционно-механический износ крепежных элементов.

Для обеспечения надежности необходимо:

- 1) достичь равномерного распределения контактных напряжений;
- 2) разработать:
 - регламент проверки напряжения затяжки;
 - инструкции по его поддержанию;
- 3) провести дополнительные исследования:
 - анализ причин разрушения крепежа;
 - совершенствование методик расчета соединений [1–6].

Предлагается перспективное резьбовое соединение повышенной прочности и долговечности применительно к машинам для механической обработки почв, защищенное патентом РФ на изобретение [7].

Применительно к конструкции соединения ножей с фланцем ротора разработанной почвенной фрезы предложено новое конструктивное решение винтового соединения с повышенной прочностной надежностью (рис. 1) [7].

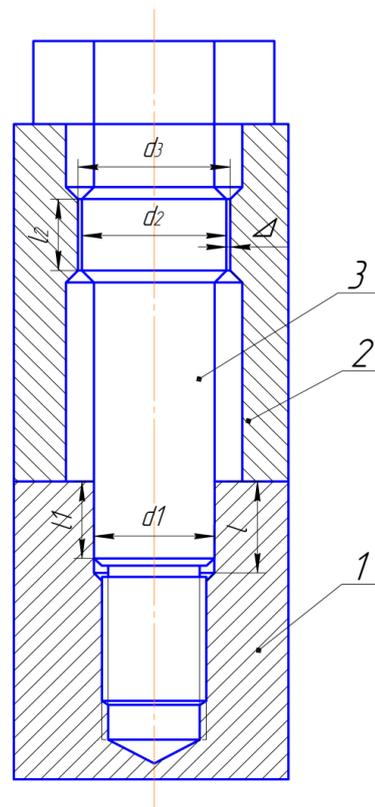


Рисунок 1. Схема конструктивная винтового соединения
Figure 1. Structural diagram of a screw

Соединяемая деталь 1 имеет отверстие на участке 1 под установку тела винта с гарантированным натягом. Во второй соединяемой детали 2 сделано отверстие диаметром d_3 под пояска винта на участке l_2 с диаметром d_2 для установки с гарантированным зазором Δ (Пат. № 2624178).

В условиях динамических и ударных нагрузок все винты данного соединения воспринимают одинаковую по величине поперечную нагрузку при выборе зазора Δ .

Предлагаемая конструкция крепежа имеет математическую модель в виде [2]:

$$\frac{d^2}{dz^2} \left[EI_x(z) \frac{d^2 y}{dz^2} \right] = q_y. \quad (1)$$

На рисунке 2 показана расчетная схема винтового соединения.

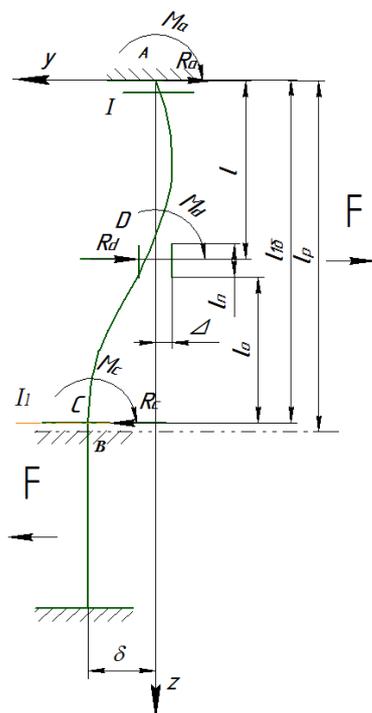


Рисунок 2. Схема расчетная винтового соединения

Figure 2. Calculation diagram of a connection screw connection

Пользуясь уравнениями метода начальных параметров, определяем силы и моменты:

$$y(z) = EI_z \cdot y_0 + EI_z \frac{dy}{dz}(0)z_0 + \frac{M_a z_y^2}{EI_z 2!} + \frac{R_a z_y^3}{EI_z 3!} + \frac{M_d (z - l)^2}{EI_z 2!} + \frac{R_d (z - l)^3}{EI_z 3!} + \frac{M_c (z - l_{1\delta})^2}{EI_z 2!} + \frac{R_c (z - l_{1\delta})^3}{EI_z 3!}, \quad (2)$$

$$\frac{dy}{dz}(z) = EI_z \frac{dy}{dz}(0) + \frac{M_a z}{EI_z 1!} + \frac{R_a z^2}{EI_z 2!} + \frac{M_d (z - l)}{EI_z 1!} + \frac{R_d (z - l)^2}{EI_z 2!} + \frac{M_c (z - l_{1\delta})}{EI_z 1!} + \frac{R_c (z - l_{1\delta})^2}{EI_z 2!}, \quad (3)$$

где

M_a, M_c, M_d – моменты изгиба;
 E – модуль упругости материала винта;
 R_a, R_c, R_d – реактивные силы;
 I – моменты инерции винта в соответствующих сечениях.

При значении $z = l; y = -(\Delta + \lambda_0 R_d)$ из уравнений (2) и (3) получим:

$$-EI_z (\Delta + \lambda_0 R_d) = \frac{M_a l^2}{2} + \frac{R_a l^3}{6}; \quad (4)$$

$$-EI_z \theta = M_a l + \frac{R_a l^2}{2}. \quad (5)$$

При значении $z = l_{1\delta}; y = -\delta$ из (2) получим:

$$-EI_z \delta = \frac{M_a l_{1\delta}^2}{2} + \frac{R_a l_{1\delta}^3}{6} + \frac{M_d (l_{1\delta} - l)^2}{2} + \frac{R_d (l_{1\delta} - l)^3}{6}. \quad (6)$$

При значении $z = l_{1\delta}; \theta = \theta_0 = 0$ из (3) получим:

$$M_a l_{1\delta} + \frac{R_a l_{1\delta}^2}{2} + M_d (l_{1\delta} - l) + \frac{R_d (l_{1\delta} - l)^2}{2} = 0. \quad (7)$$

Следовательно, имеется 6 переменных: M_a, R_a, M_d, R_d, M_c и R_c , при этом имеем только 4 уравнения (4)–(7).

Для решения поставленной задачи предлагается следующий методологический подход:

- 1) введение в расчетную схему свободной от нагрузок консольной части:
 - расположение: за конечной точкой В;
 - направление: вдоль положительной оси Z;
- 2) формулировка граничных условий:
 - учитывается наличие консольного участка;
 - точки В и В₁ принимаются как крайние точки консоли.

На расстоянии $z = l_p; y = -\delta; \theta = \theta_0 = 0$ соотношения (2) и (3) примут вид:

$$-EI_z \delta = \frac{M_a l_p^2}{2} + \frac{R_a l_p^3}{6} + \frac{M_d (l_p - l)^2}{2} + \frac{R_d (l_p - l)^3}{6} + \frac{M_c (l_p - l_{1\delta})^2}{2} + \frac{R_c (l_p - l_{1\delta})^3}{6}; \quad (8)$$

$$\frac{M_a \ell_p}{1} + \frac{R_d \ell_p^2}{2} + \frac{R_d (\ell_p - \ell)^2}{2} + \frac{M_d (\ell_p - \ell)}{1} + \frac{R_c (\ell_p - \ell_{1\delta})^2}{2} + \frac{M_c (\ell_p - \ell_{1\delta})}{1} = 0. \quad (9)$$

Получено 6 уравнений метода начальных параметров с 6-тью неизвестными, определяющими напряжения в опасных участках сечений при воздействии динамических и ударных нагрузок. При этом получаем защемление стержня винта с деформацией оси и выбором радиального зазора Δ (см. рис. 2).

На рисунке 3 показана схема распределенной нагрузки q , действующей на стержень при его защемлении по краям пояска, и момент в защемлении $M_{зщ} = M_d$, эквивалентный моменту реактивных усилий q .

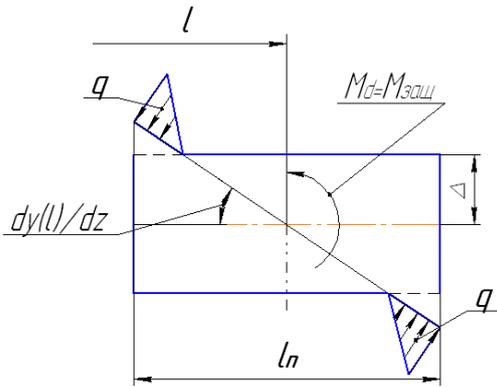


Рисунок 3. Расчетная схема определяющей распределения нагрузок при защемлении стержня винта

Figure 3. Calculation scheme determining the distribution of loads when clamping the screw rod

При задаваемом зазоре, равном нулю, угол поворота сечения будет:

$$\theta_1 = \arctg \frac{2\Delta}{\ell_n}. \quad (10)$$

В этом случае имеет место контакт без защемления.

Данное условие будет:

$$\text{при значении } z = \ell, \quad M_d = 0,$$

$$\text{если } \theta \frac{\ell_n}{2} \leq 0,$$

$$\text{если } \theta \frac{\ell_n}{2} > 0, \text{ то } M_d = C_\varphi \cdot \Delta \theta, \quad (11)$$

где

ℓ_n – высота пояска;

C_φ – параметр, показывающий угловую жесткость при защемлении тела винта в пояске, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$;

θ – угол поворота сечения стержня винта, рад.;

$\Delta\theta = \theta - \theta_1$ – приращение угла поворота при деформации фланцев скрепляемых деталей, рад.

Данная схема нагружения соединения поперечными силами делится на три этапа.

На первом этапе зазор Δ в опоре, задаваемый конструктивно, не уменьшается, и момента изгиба стержня не возникает. При этом в точках A и C реакции и моменты будут одинаковы (см. рис. 2).

При дальнейшем смещении скрепляемых деталей выбирается зазор Δ полностью с появлением составляющей реакции R_d , но отсутствует защемление стержня.

Условием второго этапа, исходя из уравнений (4)–(9), будет:

$$\delta \geq \frac{I_{z_2} \cdot \Delta \cdot \ell_{1\delta}^3}{I_{z_1} (3\ell_{1\delta} \ell^2 - 2(\ell_{1\delta} - \ell)^3)}. \quad (12)$$

Далее наступает третий этап при условии, когда $\Delta\theta > 0$, т.е. при $M_d \neq 0$ наступает защемление стержня.

Имея предварительно заданные зазоры Δ (см. рис. 1), получаем смещение фланцев при контакте рабочего пояска винта. Устанавливается предельно допустимое смещение соединяемых элементов ($\delta_{\text{пред}}$). Фиксируется заданный зазор Δ между деталями, и подбирается диапазон значений смещения в пределах $0 \leq \delta \leq \delta_{\text{пред}}$. Далее решается система шести уравнений методом начальных параметров.

Выводы. Предложена программа расчета данной конструкции крепежа на ЭВМ (Свид. РФ № 2013660091). На основе данной программы получены теоретические зависимости между силовыми характеристиками и напряжениями в опасных сечениях от смещения скрепляемых деталей.

Производственное испытание машин для механической обработки почвы с применением данной конструкции подтвердило его высокую прочностную надежность. Долговечность соединения при этом возрастает более чем в 2 раза по сравнению с обычно применяемыми крепежами.

Список литературы

1. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. Москва: Машиностроение, 1990. 369 с. ISBN 5-217-00834-2
2. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет прочности деталей машин: справочник. Москва: Машиностроение, 2017. 640 с.
3. Егожев А. М. Конструктивно-технологические решения повышения эффективности функционирования соединений деталей рабочих органов сельскохозяйственных машин: монография. Нальчик: Полиграфсервис и Т, 2013. 266 с. ISBN 978-5-93680-647-6
4. Метод расчета на прочность грузонесущих резьбовых соединений сельскохозяйственных машин и орудий / А. М. Егожев, А. К. Апажев, М. Х. Мисиров [и др.] // Сельский механизатор. 2020. № 12. С. 10–12. EDN: OAVYWT
5. Иоселевич Г. Б. Детали машин. Москва: Машиностроение, 1988. 368 с. ISBN 5-217-00217-4
6. Клячкин Н. Л. Проблемы прочности групповых резьбовых соединений в связи с неравномерностью усилий затяжки по болтам // Проблемы прочности. 1988. № 9. С. 108–144.
7. Пат. 2624178 Российская Федерация, МПК F16B 5/02. Винтовое соединение / А. М. Егожев, А. К. Апажев, Е. А. Полишук, А. А. Егожев; патентообладатель ФГБОУ ВО Кабардино-Балкарский ГАУ. №2016121008; заявл. 27.05.2016., опубл. 30.06.2017, Бюл. № 19. 5 с.
8. Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З. Надежность машин. Москва: Высш. шк., 1988. 238 с. ISBN 5-06-001200-X
9. Синеоков Г. Н., Панов И. М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. Москва: Машиностроение, 1977. 328 с.
10. Шомахов Л. А., Апажев А. К., Егожев А. М. Перспективные резьбовые соединения рабочих органов машин // Сельский механизатор. 2016. №8. С. 48-49. EDN: WWHQZR

References

1. Birger I.A., Iosilevich G.B. *Rez'bovye i flancevye soedineniya* [Threaded and flange connections]. Moscow: Mashinostroenie, 1990. 369 p. ISBN 5-217-00834-2. (In Russ.)
2. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet prochnosti detalej mashin: spravochnik* [Calculation of the strength of machine parts: reference book]. Moscow: Mashinostroenie, 2017. 640 p. (In Russ.)
3. Egozhev A.M. *Konstruktivno-tekhnologicheskie resheniya povysheniya effektivnosti funkcionirovaniya soedinenij detalej rabochih organov sel'skohozyajstvennyh mashin: monografiya* [Design and technological solutions for increasing the efficiency of functioning of joints of parts of working bodies of agricultural machines: monograph]. Nalchik: Poligrafservis i T, 2013. 266 p. ISBN 978-5-93680-647-6. (In Russ.)
4. Egozhev A.M., Apazhev A.K., Misirov M.H. [et al.]. Method of calculating the strength of load-bearing threaded joints of agricultural machinery and implements. *Sel'skiy mekhanizator*. 2020;(12):10–12. (In Russ.). EDN: OAVYWT
5. Ioselevich G.B. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 368 p. ISBN 5-217-00217-4
6. Klyachkin N.L. Problems of strength of group threaded connections in connection with uneven tightening forces on bolts. *Strength of materials*. 1988;(9):108–144.
7. Pat. 2624178 Russian Federation, Int. Cl F16B 5/02. Screw connection. A.M. Egozhev, A.K. Apazhev, E.A. Polischuk, A.A. Egozhev; patent holder FGBOU VO Kabardino-Balkarian SAU. No. 2016121008; application 27.05.2016., publ. 30.06.2017, Bull. No. 19. 5 p. (In Russ.)
8. Reshetov D.N., Ivanov A.S., Fadeev V.Z. *Nadezhnost' mashin* [Reliability of machines]. Moscow: Vyssh. shk., 1988. 238 p. ISBN 5-06-001200-X. (In Russ.)
9. Sineokov G.N., Panov I.M. *Teoriya i raschet pochvoobrabatyvayushchih mashin* [Theory and calculation of soil-cultivating machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1977. 328 p. (In Russ.)
10. Shomakhov L.A., Apazhev A.K., Egozhev A.M. Prospective threaded connection of the working bodies of agricultural machines. *Sel'skiy mekhanizator*. 2016;(8):48-49. (In Russ.). EDN: WWHQZR

Сведения об авторах

Егожев Артур Мухамедович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры технической механики и физики, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Кабардино-Балкарский государственный аграрный университет имени В. М. Кокова», SPIN-код: 1074-2232, Scopus ID: 6505576211, Researcher ID: AAB-3748-2020

Мисиров Мухамад Хусайнович – кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики и физики, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Кабардино-Балкарский государственный аграрный университет имени В. М. Кокова», SPIN-код: 7162-6895

Егожев Аскер Артурович – ассистент кафедры энергообеспечения предприятий, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Кабардино-Балкарский государственный аграрный университет имени В. М. Кокова», SPIN-код: 5389-1457

Апхудов Хасан Асланович – аспирант 1-го года обучения кафедры технической механики и физики, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Кабардино-Балкарский государственный аграрный университет имени В. М. Кокова», SPIN-код: 1826-9820

Information about the authors

Artyr M. Egozhev – 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: 1074-2232, Scopus ID: 6505576211, Researcher ID: AAB-3748-2020

Mukhamad Kh. Misirov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technical Mechanics and Physics, Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov, SPIN-code: 7162-6895

Asker A. Egozhev – Assistant Department of the energy supply of enterprises, Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov, SPIN-code: 5389-1457

Khasan A. Apkhudov – 1st year postgraduate student of the Department of Technical Mechanics and Physics, Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov, SPIN-code: 1826-9820

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

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

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

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

*Статья поступила в редакцию 20.05.2025;
одобрена после рецензирования 16.06.2025;
принята к публикации 24.06.2025.*

*The article was submitted 20.05.2025;
approved after reviewing 16.06.2025;
accepted for publication 24.06.2025.*