

## Силовые нагрузки, действующие в кинематических парах механизма изменения базы трактора

**Адилбек Агабекович Ахметов**, доктор технических наук, старший научный сотрудник, унитарное предприятие Специальное конструкторское бюро «Трактор», г. Ташкент, Республика Узбекистан;  
**Исроил Исакович Усманов**, главный конструктор, унитарное предприятие Специальное конструкторское бюро «Трактор», г. Ташкент, Республика Узбекистан, e-mail: skbtz@mail.ru

Для эффективной обработки земельных площадей в условиях горных и предгорных районов, поверхность которых имеет значительные неровности и часто расположена под большим уклоном, важное значение имеют такие параметры трактора, как продольная и поперечная устойчивость, а также маневренность и управляемость. Известно, что для обеспечения устойчивости движения трактора его база должна быть максимальной, а для обеспечения минимального радиуса поворота – минимальной. Однако в конструкции используемых в агропромышленном комплексе Республики Узбекистан 4-колесных универсально-пропашных тракторов механизм изменения колесной базы не предусмотрен. В связи с этим в СКБ «Трактор» разработан 4-колесный универсально-пропашной трактор, снабженный специальным механизмом, обеспечивающим изменение базы трактора на 670 мм. Показали, что надежность работы механизма зависит прежде всего от прочности деталей, на которые приходится максимальная силовая нагрузка. (*Цель исследования*) Исследовать силовые нагрузки, действующие в кинематических парах механизма изменения базы трактора. (*Материалы и методы*) На примере 3D-модели показали возможность изменения параметров базы трактора. Для расчета параметров проектируемого трактора исходили из показателей: вес, приходящийся на переднюю ось; размеры шарнирного параллелограмма по компоновке; радиус, по которому двигался конец штока гидроцилиндра; коэффициент сопротивления перекачиванию передних колес на опорной поверхности бетонного покрытия и др. (*Результаты и обсуждение*) Силовые нагрузки в кинематических парах механизма изменения базы трактора определили на основе общепринятых методик теории механизмов и машин с применением структурного анализа механизма. Величину сил, действующих в каждой кинематической паре механизма изменения базы, рассчитали графоаналитическим методом на основе закона статики с использованием условий равновесия. (*Выводы*) Установили, что значения сил, действующих в шарнирах механизма изменения базы трактора, колеблются в диапазоне от 8816,25 Н до 93255,82 Н. На основании проведенных расчетов представили следующие результаты: наибольшие усилия в звеньях механизма изменения базы трактора действуют в их продольном направлении, что следует учитывать при определении параметров механизма изменения базы трактора и расчетах деталей на прочности.

**Ключевые слова:** трактор, база, передний мост, лонжерон, брус, звенья, механизм, сила, нагрузка, проходимость, устойчивость, маневренность, радиус поворота, управляемость.

■ **Для цитирования:** Ахметов А.А., Усманов И.И. Силовые нагрузки, действующие в кинематических парах механизма изменения базы трактора // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2018. Т. 12. №2. С. 44-48. DOI 10.22314/2073-7599-2018-12-2-44-48

## The Power Load on Kinematic Pairs of Tractor Variable Base Mechanism

**Adilbek A. Akhmetov**, Dr. Sc. (Eng.), senior researcher, Unitary enterprise Special Design Bureau Tractor, Tashkent, Republic of Uzbekistan;

**Isroil I. Usmanov**, chief designer, Unitary enterprise Special Design Bureau "Tractor", Tashkent, Republic of Uzbekistan, e-mail: skbtz@mail.ru

Both longitudinal and transverse stability as well as maneuverability and controllability are important parameters of the tractor for efficient processing of land areas in mountainous and foothill areas, which surface has significant irregularities, and are often located under large bias. It is known that in order to ensure the stability of the tractor, its base must be maximum, and to ensure a minimum turning radius – minimum. However, the design used in the agro-industrial complex of the Republic of Uzbekistan 4-wheel universal tractors does not provide a mechanism for changing the wheelbase. In this regard, SDB "Tractor" designed 4-wheeled universal tractor, equipped with a special mechanism that changes the base of the tractor by 670 mm. It is showed that the reliability of the mechanism depends primarily on the strength of the parts, which account for the maximum

power load. (*Purpose of the study*) We investigate the force loads acting in kinematic pairs of the alternation mechanism of the tractor base. (*Materials and methods*) The possibility of changing the parameters of the tractor base is showed on the example of the 3D model. To calculate the parameters of the designed tractor came from the figures: weight per axle; the dimensions of the hinge parallelogram arrangement; the radius at which the moving end of the rod of the hydraulic cylinder; a rolling resistance of the front wheels on the supporting surface of the concrete cover, etc. (*Results and discussion*) Power loads in kinematic pairs of the tractor base change mechanism were determined on the basis of generally accepted methods of the theory of mechanisms and machines with the use of structural analysis of the mechanism. The magnitude of the forces acting at each kinematic pair of mechanism for database changes, calculated by the graphical-analytical method on the basis of the law of statics using conditions of equilibrium. (*Conclusions*) It is found that the values of forces acting in the hinges of the mechanism of changing the base of the tractor range from 8816.25 H to 93255.82 H. On the basis of the calculations presented the following results: the greatest efforts in the links of the mechanism of change of the tractor base act in their longitudinal direction, which should be taken into account when one determines the parameters of the mechanism of change of the tractor base and the calculations of parts for strength.

**Keywords:** Tractor, Base, Front Axle, Spar, Beam, Links, Mechanism, Force, Load, Permeability, Stability, Maneuverability, Turning Radius, Controllability.

**For citation:** Akhmetov A.A., Usmanov I.I. The power load on kinematic pairs of variable base mechanism of tractor. *Sel'skokhoyuzystvennye mashiny i tehnologii*. 2018. Vol. 12; 2: 44-48. DOI 10.22314/2073-7599-2018-12-2-44-48 (In Russian).

**В** Республике Узбекистан значительная часть пахотных земель, пастбищ и сенокосов наряду с богарными землями расположена в горных и предгорных районах. Из-за нехватки специализированной техники, способной выполнять рабочие операции на участках с неровной поверхностью и часто под большим уклоном, пахотные площади на этих территориях освоены не полностью.

Трудности, которые возникают при механизации полевых работ в условиях горной местности и предгорных районов, а также при обработке участков в зоне богарного земледелия, связаны прежде всего с недостаточной продольной и поперечной устойчивостью тракторов, а также с ухудшением маневренности и управляемости.

Для обеспечения устойчивости трактора при движении его база должна быть максимальной, а для минимального радиуса поворота – минимальной [1, 2]. Однако в конструкции 4-колесных универсально-пропашных тракторов, которые используются в агропромышленном комплексе Узбекистана, механизм изменения длины колесной базы не предусмотрен. В связи с этим в СКБ «Трактор» разработана модель 4-колесного универсально-пропашного трактора ТТЗ 1080 с изменяемой базой [3-8].

Надежность работы такого механизма во многом зависит от предела прочности деталей, рассчитанных на высокие силовые нагрузки.

**Цель работы** – исследование силовых нагрузок, действующих в кинематических парах механизма изменения базы трактора.

**Материалы и методы.** Исследования проводили с применением 3D-модели механизма изменения базы трактора. Значения силовых нагрузок, действующих в кинематических парах механизма изменения базы трактора, определяли на основе общепринятых методик теории механизмов и машин.

**РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ.** Механизм изменения длины базы экспериментального трактора представляет собой параллелограммный механизм (рис. 1), смонтированный между лонжероном 5 и брусом 8 полурамы, соединенной посредством оси 9 с балкой 7 переднего моста и направляющими колесами 1 трактора. Шарнирно соединенные между собой лонжерон, брус 8, передние 3 и задние 6 звенья представляют собой параллелограммный механизм.

Гидравлический привод параллелограммного механизма работает от силового гидроцилиндра (Ц100) 4, шток которого посредством оси 2 принудительно поворачивает переднее звено 3 параллелограммного механизма вокруг шарнира его крепления к лонжерону трактора, изменяя положение всех звеньев параллелограммного механизма, а следовательно, и балки 10 переднего моста трактора.

Надежность и долговечность работы механизма изменения длины базы зависят от конструкционной прочности его деталей, рассчитанных на критические механические нагрузки.

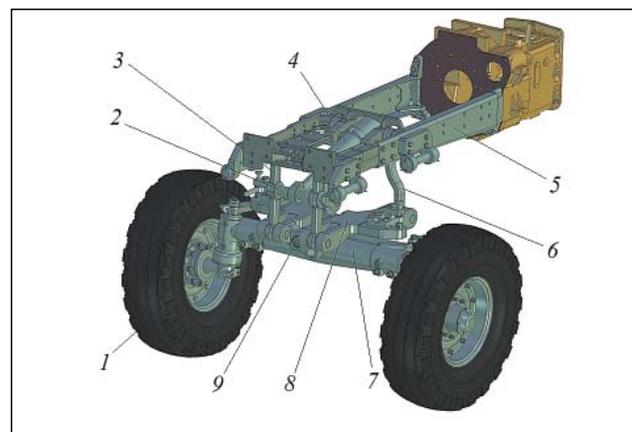


Рис. 1. Механизм изменения базы трактора  
Fig. 1. Mechanism of tractor base change

Определим значения действующих нагрузок в каждой кинематической паре механизма. По данным структурного анализа механизма изменения базы трактора, число степеней свободы составит [5, 9-11]:

$$W = 3n - 2p_2 - p_1, \quad (1)$$

где  $n$  – число подвижных звеньев;  $p_1$  – число кинематических пар, допускающих движение одного звена относительно другого;  $p_2$  – число вращательных звеньев.

Согласно представленной на рисунке 2 кинематической схеме механизма изменения базы трактора:  $W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$ . Следовательно, в предложенном механизме обеспечена определенность движения звеньев при одном ведущем звене.

Значения нагрузок, действующих в каждой кинематической паре, определяем графоаналитическим способом по законам статики с использованием условий равновесия, не учитывая при этом трение в кинематических парах и силу тяжести звеньев. Предположим, что перевод с одной базы на другую осуществляют на площадке с бетонным покрытием. Исходные данные для расчетов представлены в таблице.

Для определения составляющих реакции в шарнире  $K$  составим условия равновесия звеньев  $OK$  (1) и  $KM$  (2):

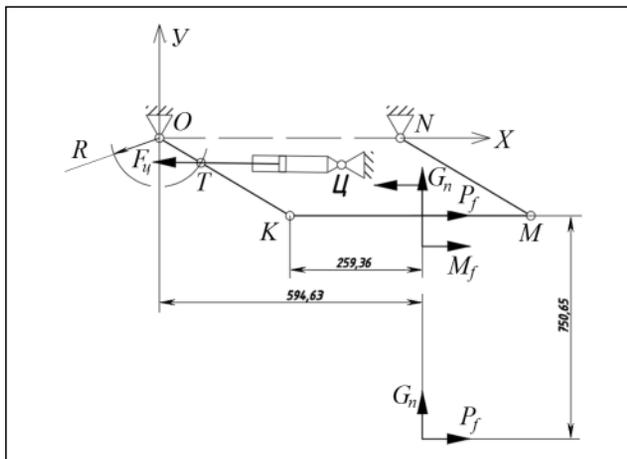


Рис. 2. Кинематическая схема механизма изменения базы трактора

Fig. 2. Kinematic scheme of the change mechanism of the tractor base

$$\left\{ \begin{aligned} \sum M_O &= 0, \\ \sum \bar{F} &= 0; \end{aligned} \right. \quad (2)$$

$$F_H h_{\text{Ц}} - F_{21}^t l_1 = 0; \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \sum M_M &= 0, \\ \sum \bar{F} &= 0; \end{aligned} \right. \quad (4)$$

$$G_n h_2 - F_{12}^t l_2 - M_f = 0, \quad (5)$$

где  $F_H$  – толкающее усилие гидроцилиндра, Н (кгс);  $h_{\text{Ц}}$  – плечо силы  $F_H$ , м;  $F_{21}^t$  – сила, перпендикулярно

Исходные данные для расчета параметров проектируемого трактора TTZ 1080 INITIAL DATA FOR CALCULATION OF PARAMETERS OF TRACTOR TTZ 1080 UNDER DESIGN	
Наименование показателя (параметра), размерность Name of indicators	Значение показателя (параметра) Value of indicator
Колесная формула Wheel arrangement	4×2
Вес, приходящийся на переднюю ось, $G_n$ , Н (кгс) The weight exposed on a front axle, $G_n$ , N (kgs)	19384,56 (1976)
Размеры шарнирного параллелограмма $OKMN$ по компоновке, мм: The sizes of a hinged parallelogram of $OKMN$ on configuration, mm: $ OK  =  MN $ «1», «3» звено «1», «3» link $ KM  =  ON $ «2» звено «2» link	380 600
Радиус, по которому движется конец штока гидроцилиндра $R_{\text{ц}}$ , мм Radius on which the end of a rod of a hydraulic cylinder $R_{\text{ц}}$ , mm	170
Коэффициент сопротивления перекатыванию передних колес трактора на опорной поверхности бетонного покрытия, $f$ Coefficient of resistance to rolling of front wheels of the tractor on a supporting surface a concrete covering, $f$	0,018

действующая в шарнире  $K$  на звено  $OK$ , Н (кгс);  $l_1$  – рабочая длина звена  $OK$ , м;  $M_f$  – изгибающий момент, создаваемый силой  $P_f$ , Нм (кг·см).

Опираясь на компоновочную схему с учетом (2) и (4) определяем:

$$F_{21}^t = \frac{F_H h_{\text{Ц}}}{l_1} = \frac{12560 \cdot 98,55}{380} = 3257,3, \text{ кгс}; \quad (6)$$

$$F_{12}^t = \frac{G_n h_2 - M_f}{l_2} = \frac{1976 \cdot 340,62 - 35,57 \cdot 750,65}{600} = 1077,3, \text{ кгс}. \quad (7)$$

Согласно расчетной схеме, представленной на рис. 3, в соответствии с равенствами:

$$\bar{F}_{12} = \bar{F}_{12}^t + \bar{F}_{12}^n;$$

$$\bar{F}_{21} = \bar{F}_{21}^t + \bar{F}_{21}^n;$$

$$\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21},$$

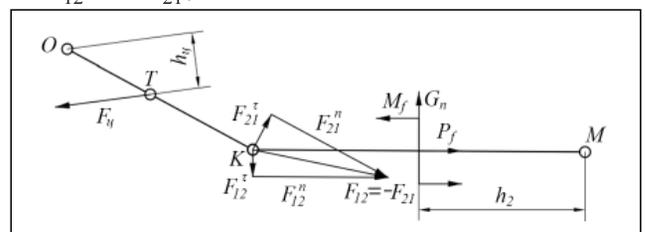


Рис. 3. Схема для определения величины и направления реакции  
Fig. 3. Scheme for determining the value of the reaction direction



находим в результате построения планов сил величину и направление реакции:

$$F_{12} = -F_{21} = 9144 \text{ кгс.}$$

По общеизвестной методике определяем составляющие реакции  $F_{12}^n$  (кгс) и  $F_{21}^n$  (кгс), направленные вдоль звеньев  $OK$  и  $KM$ :

$$F_{21}^n = \sqrt{(F_{21})^2 - (F_{21}^t)^2} = \sqrt{9144^2 - 3257,3^2} = 8544,2;$$

$$F_{12}^n = \sqrt{(F_{12})^2 - (F_{12}^t)^2} = \sqrt{9144^2 - 1077,3^2} = 9080,3.$$

Определим усилие  $F_{10}^t$  (кгс), действующее в шарнире  $O$  на звено  $OK$ , составив уравнение равновесия:

$$\begin{cases} \sum M_K = 0, \\ \sum \bar{F} = 0; \end{cases} \quad (8)$$

$$F_{10}^t h_{10}' - F_{10}^t l_1 = 0.$$

Отсюда

$$F_{10}^t = \frac{F_{10} h_{10}'}{l_1} = \frac{12560 \cdot 121,48}{380} = 4015,2.$$

Условие равновесия звена  $OK$ :

$$\bar{F}_{10} + \bar{F}_{12} + \bar{F}_{10} = 0. \quad (9)$$

Неизвестное по величине и направлению усилие  $F_{10}$  получено построением на основе уравнения силового треугольника (рис. 4а), по которому  $F_{10} = 4367$  кгс.

Определим составляющую реакцию  $F_{10}^n$  (кгс), направленную вдоль звена  $OK$ :

$$F_{10}^n = \sqrt{(F_{10})^2 - (F_{10}^t)^2} = \sqrt{4367^2 - 4015,2^2} = 1717,2.$$

Условие равновесия звена  $KM$ :

$$\bar{F}_{21} + \bar{G}_n + \bar{P}_f + \bar{F}_{23} = 0.$$

Неизвестное по величине и направлению усилие  $F_{23}$  (кгс) получено построением из условия силового треугольника (рис. 4б):

$$F_{23} = F_{32} = 9548,6.$$

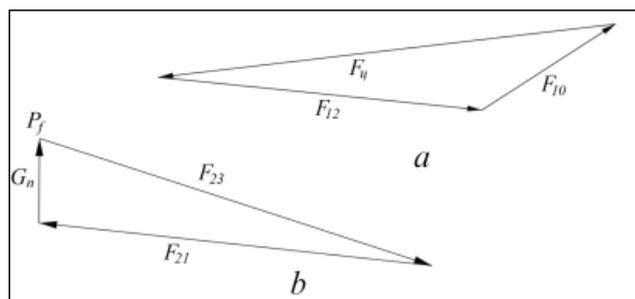


Рис. 4. Расчетные схемы для определения величины и направления усилий  $F_{10}$  (а) и  $F_{23}$  (б)

Fig. 4. Calculation schemes for determination of size and the direction of forces  $F_{10}$  (a) and  $F_{23}$  (b)

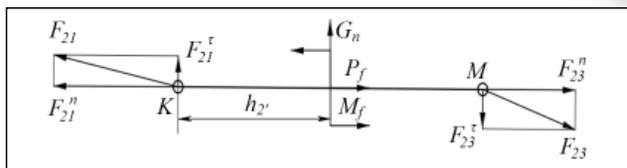


Рис. 5. Расчетная схема для определения величины и направления усилия  $F_{23}$

Fig. 5. The calculation scheme for determination of size and the direction of force  $F_{23}$

Для определения составляющих реакции в шарнире  $M$  (рис. 5) составим условия равновесия звена  $KM$ :

$$\begin{cases} \sum M_K = 0; \\ \sum \bar{F} = 0. \end{cases} \quad (11)$$

$$-G_n h_2' - M_f + F_{32}^t l_2 = 0. \quad (12)$$

Из выражения (11) определяем величину  $F_{32}^n$  (кгс):

$$F_{32}^t = \frac{G_n h_2' + M_f}{l_2} = \frac{1976 \cdot 259,36 + 35,57 \cdot 750,65}{600} = 898,7.$$

Определим составляющую реакцию  $F_{32}^n$  (кгс), направленную вдоль звена  $MN$ :

$$F_{32}^n = \sqrt{(F_{32}^t)^2 - (F_{32}^t)^2} = \sqrt{9548,6^2 - 898,7^2} = 9506,2.$$

Исходя из расчетной схемы, представленной на рис. 6, найдем формулу условия равновесия звена  $MN$ :

$$\bar{F}_{32} + \bar{F}_{34} = 0. \quad (13)$$

Согласно схеме, представленной на рисунке 6, определяем значения усилий  $F_{32}$ ,  $F_{34}$  (кгс) и их составляющие:

$$F_{32}^n = F_{32} \cos 9^\circ = 9548,6 \cos 9^\circ = 9430,9;$$

$$F_{32}^t = F_{32} \sin 9^\circ = 9548,6 \sin 9^\circ = 1493,7;$$

$$F_{32}^n = -F_{34}^n; F_{32}^t = -F_{34}^t; F_{32} = -F_{34}.$$

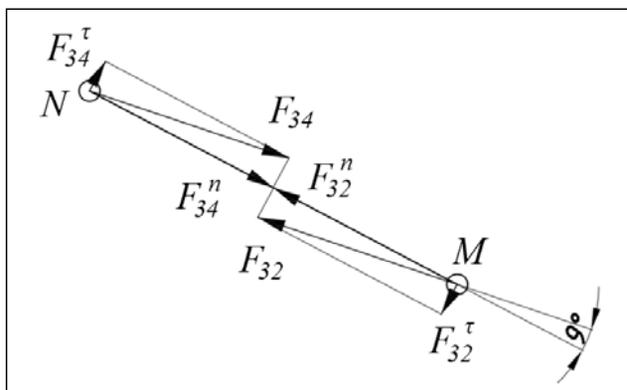


Рис. 6. Расчетная схема для определения величины и направления усилий  $F_{32}$  и  $F_{34}$

Fig. 6. Calculation scheme for determining the magnitude and direction of efforts  $F_{32}$  и  $F_{34}$

**Выводы**

Проведенные расчеты показали, что значения сил, действующих в шарнирах механизма изменения базы трактора, колеблются от 898,7 до 9506,2 кгс, или от 8816,25 до 93255,82 Н. При этом наибольшие

усилия в звеньях механизма изменения базы трактора действуют в их продольном направлении, что должно быть учтено при определении параметров механизма изменения базы трактора, а также при расчете деталей на прочность.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Ахметов А.А. Передние мосты универсально-пропашного трактора хлопкового назначения. Ташкент: Фан, 2014. 176 с.
2. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А., Каримов А.К. Специфические требования к хлопководческим тракторам – основа совершенствования их конструкции // *Международная агроинженерия*. 2016. Вып. 4 (20). С. 29-34.
3. Ахметов А.А., Усманов И.И., Фармонов Э., Асамов С.А. Универсально-пропашной трактор с изменяемой базой // *European Research: X Международная научно-практическая конференция*. Ч. 3. Пенза: Наука и просвещение, 2017. С. 104-107.
4. Анилович В.Я., Водолазченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1976. 456 с.
5. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988. 640 с.
6. Бурьянов А. И., Дмитриенко А.И. Универсальные технические системы для сельского хозяйства // *Селскостопанска техника*. 2015. Т. 13. №1. С. 27-39.

7. Кленини Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М.: Колос, 1994. 751 с.
8. Лачуга Ю.Ф. Кряжков В.М., Шевцов В.Г. Тракторный парк – базовый ресурс механизированного сельхозпроизводства // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2012. №6. С. 4-11.
9. Измайлов А.Ю., Кряжков В.М., Антышев Н.М., Елизаров В.П., Лобачевский Я.П., Сорокин Н.Т., Гурылев Г.С., Савельев Г.С., Сизов О.А., Шевцов В.Г. Концепция модернизации сельскохозяйственных тракторов и тракторного парка России на период до 2020 года. М.: 2012. 56 с.
10. Lobachevskii Y., Godzhaev Z., Shevtsov V., Lavrov A., Sizov O., Merzlyakov A. Harmonizing power categories and towing categories of agricultural tractors with series of preferred numbers. SAE Technical Papers. 2017. Vol. 2017-January. NJanuary. 18-24.
11. Shevtsov V., Lavrov A., Izmailov A., Lobachevskii Y. Formation of quantitative and age structure of tractor park in the conditions of limitation of resources of agricultural production. SAE Technical Papers. 2015. 1-4.

**REFERENCES**

1. Akhmetov A. A. Perednie mosty universal'no-propashnogo traktora. Tashkent: Fan, 2014: 176. (In Russian).
2. Akhmetov A. A., Akhmedov Sh. A., Karimov A. K. Specific requirements for cotton-growing tractors-the basis for improving their design // *International Agroengineering*, 2016, Issue. 4 (20): 29-34. (In Russian).
3. Akhmetov A.A., Usmanov I.I., Farmonov E., Asamov S.A. Universal-tilled tractor with variable base // *European Research: The X international scientific-practical conference*. In 3 Parts, 3. Penza: Science and Education, 2017: 104-107. (In Russian).
4. Anilovich V.Ya., Vodolazhchenko Yu.T. Design and analysis of agricultural tractors. Moscow: Mashinostroenie, 1976: 456. (In Russian).
5. Artobolevsky I.I. Theory of mechanisms and machines. Moscow: Science, 1988: 640. (In Russian).
6. Bur'yanov A.I., Dmitrienko A.I., Universal technical system for agriculture // *Celskoslovenska technique*. 2015. 13; 1: 27-39. (In Russian).

7. Klenina N. I., Sakun V. A. Agricultural and melioration machines. Moscow: Kolos, 1994: 751. (In Russian).
8. Lachuga Yu. F., Kryazhkov B. M., Shevtsov V. G. Tractor fleet – the basic resource of mechanized agriculture // *Sel'skokhoyaystvennye mashiny i tekhnologii*. 2012; 6: 4. (In Russian).
9. Izmailov A.Yu., Kryazhkov V.M., Antyshev N.M., Elizarov V.P., Lobachevsky Ya.P., Sorokin N.T., Gurylev G.S., Savel'yev G.S., Sizov O.A., Shevtsov V.G. Concept of modernization of agricultural tractors and tractor fleet of Russia for the period up to 2020. M.: 2012: 56. (In Russian).
10. Lobachevskii Y., Godzhaev Z., Shevtsov V., Lavrov A., Sizov O., Merzlyakov A. Harmonizing power categories and towing categories of agricultural tractors with series of preferred numbers. SAE Technical Papers. 2017. 2017: 18-24.
11. Shevtsov V., Lavrov A., Izmailov A., Lobachevskii Y. Formation of quantitative and age structure of tractor park in the conditions of limitation of resources of agricultural production. SAE Technical Papers. 2015: 1-4.

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

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