

#### 4.3.1. ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА (ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ)

Научная статья

УДК 62-838:631.371

DOI: 10.53914/issn2071-2243\_2024\_1\_112

EDN: STZEJA

### Обоснование параметров и режимов работы электроприводов базовых рабочих органов селекционного комбайна

Михаил Евгеньевич Чаплыгин<sup>1✉</sup>, Захид Адыгезалович Годжаев<sup>2</sup>,  
Сергей Юрьевич Уютов<sup>3</sup>

<sup>1, 2, 3</sup> Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Россия

<sup>1</sup> misha2728@yandex.ru✉

**Аннотация.** Анализ тенденций развития современных тракторов и комбайнов показывает, что одним из главных направлений повышения их технического уровня является применение в конструкции электроприводов рабочих органов и трансмиссий. Представлены результаты исследований, выполненных с целью обоснования параметров и режимов работы электроприводов базовых рабочих органов селекционного комбайна на основе схемы энергобаланса. В качестве объекта экспериментальных исследований выбран селекционный зерноуборочный комбайн Classic производства компании Wintersteiger. Исследования проводились в лабораторных условиях ФГБНУ ФНАЦ ВИМ с применением электрических тормозных стендов GPF-17-b. Определение параметров электроприводов, расчет их энергетического баланса и режимов работы позволили обосновать типоразмерный ряд необходимых электродвигателей для переоборудования приводов базовых рабочих органов и силовой передачи комбайна. Проведенные расчеты показали, что для привода режущего аппарата жатки необходим асинхронный электродвигатель (АД) мощностью не менее 2,1 кВт и частотой вращения 800 об/мин; для привода мотвила – АД мощностью не менее 1,51 кВт, который обеспечит качественную подачу срезанной порции стеблей на рабочий стол жатки, и механический редуктор для поддержания частоты вращения мотвила в диапазоне от 20 до 40 об/мин; для привода молотильного барабана – АД мощностью не менее 5,13 кВт, обеспечивающий диапазон частоты вращения от 360 до 1250 об/мин в соответствии с технологическими требованиями, регламентирующими процесс обмолота сельскохозяйственных культур. Обоснованные параметры и режимы работы электромеханических приводов позволят в первую очередь повысить производительность комбайна на 10–15%, контролировать и распределять нагрузку на рабочие органы в процессе работы комбайна, предохраняя их от повреждений и выхода из строя. Кроме того, при использовании электроприводов снижаются затраты на нефтепродукты и, как следствие, себестоимость убираемых культур.

**Ключевые слова:** селекционный комбайн, базовые рабочие органы, электропривод, оптимальные параметры работы, энергобаланс, мощность на привод

**Благодарности:** работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ в рамках Государственного задания ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (тема № FGUN-2022-0007 «Разработать инновационные комплексы машин с элементами роботизации для селекции и семеноводства зерновых, зернобобовых и масличных культур с применением электрофизических методов воздействия»).

Авторы выражают благодарность рецензентам за их вклад в экспертную оценку работы.

**Для цитирования:** Чаплыгин М.Е., Годжаев З.А., Уютов С.Ю. Обоснование параметров и режимов работы электроприводов базовых рабочих органов селекционного комбайна // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2024. Т. 17, № 1(80). С. 112–124. [https://doi.org/10.53914/issn2071-2243\\_2024\\_1\\_112-124](https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2024_1_112-124).

#### 4.3.1. TECHNOLOGIES, MACHINERY AND EQUIPMENT FOR AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX (ENGINEERING SCIENCES)

Original article

### Engineered estimation of the parameters and operating modes of the electric drives of the threshing working bodies of the selection combine harvester

Mikhail E. Chaplygin<sup>1✉</sup>, Zakhid A. Godzhaev<sup>2</sup>, Sergey Yu. Uytov<sup>3</sup>

<sup>1, 2, 3</sup> Federal Scientific Agroengineering Centre VIM, Moscow, Russia

<sup>3</sup> s\_uyutov@mail.ru✉

**Abstract.** An analysis of the trends in the development of modern tractors and combines shows that one of the main directions for improving their technical level is the use of electric drives of working bodies and transmissions

in their design. The authors present the results of studies carried out to substantiate the parameters and operating modes of the electric drives of the basic working bodies of a selection combine based on the energy balance scheme. The selection combine harvester Slassic manufactured by Wintersteiger was chosen as the object of experimental research. The research was carried out in the laboratory conditions of the Federal Scientific Agroengineering Centre VIM using GPF-17-b electric brake stands. Due to parameters of electric drives estimation, their energy balance and operating modes calculation the authors justified standard-sized range of necessary electric motors for the conversion of drives of the basic working bodies and the power transmission of the combine. Based on the research findings, it was revealed that an asynchronous motor (AM) with a capacity of at least 2.1 kW and a rotation speed of 800 rpm is required to drive the cutter bar header; to drive the reel, an AM with a capacity of at least 1.51 kW, which will ensure high-quality supply of a cut portion of stems to the workboard the header, and a mechanical gearbox to maintain the rotation speed of the reel in the range from 20 to 40 rpm; to drive the threshing drum, an AM with a capacity of at least 5.13 kW, providing a rotation speed range of 360 up to 1250 rpm in accordance with the technological requirements governing the process of threshing crops. Reasonable parameters and operating modes of electromechanical drives will primarily increase the productivity of the combine by 10-15%, control and distribute the load on the working bodies during the operation of the combine, protecting them from damage and failure. In addition, when using electric drives, the cost of petroleum products and, as a result, the cost of harvested crops can be reduced.

**Keywords:** selection combine, basic working bodies, electric drive, optimal parameters of operation, energy balance, drive power

**Acknowledgments:** the research was carried out within the State assignment of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation for the Federal Scientific Agroengineering Centre VIM (theme No. FGUN-2022-0007 "Development of innovative complexes of machinery with robotic elements designed to be used in grain, leguminous and oil-yielding crops breeding and seed production with the application of electrophysical methods"). The authors express their deep gratitude to the reviewers for their caring and attentive attitude and meticulous examination of the manuscript.

**For citation:** Chaplygin M.E., Godzhaev Z.A., Uyutov S.Yu. Engineered estimation of the parameters and operating modes of the electric drives of the threshing working bodies of the selection combine harvester. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2024;17(1):112-124. (In Russ.). [https://doi.org/10.53914/issn2071-2243\\_2024\\_1\\_112-124](https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2024_1_112-124).

## Введение

Тенденции развития современных тракторов и комбайнов показывают, что одним из главных направлений повышения их технического уровня является применение электроприводов рабочих органов и трансмиссий. До недавнего времени в комбайнах электропривод как силовой элемент практически не использовался. Преимущественно устанавливали гидроприводы и механические системы регулировок и привода, что снижало эксплуатационную надежность. Следует отметить, что попытки полного перевода на электропривод предпринимаются как в России, так и за рубежом. Но такие попытки единичны и до логического финала не доведены.

Современное комбайностроение развивается в направлении апробирования в конструкции современных систем контроля работы и качества. К примеру, немецкие фирмы Fendt и Claas внедряют в своих комбайнах автоматизированную систему (АС) по предварительно заданным параметрам [4]. Автоматически отслеживаются и регулируются с помощью электроприводов такие параметры, как высота скашивания, опускание и подъем жатки, работа мотвила, в частности скорость вращения и положение (верх-низ, вперед-назад). Кроме того, внедряемые системы позволяют автоматически удерживать комбайн в горизонтальном положении при работе на склонах, контролировать выполнение технологического процесса, отслеживая переменные нагрузки в рабочих органах в реальном времени и синхронизируя скорость движения комбайна с количеством поступающей растительной массы в молотильно-сепарирующий аппарат для обмолота.

Разработки систем автоматизации режимов работы и контроля протекания технологического процесса также широко внедряются в отечественных зерноуборочных комбайнах. В последних моделях комбайнов ООО «Комбайновый завод «Ростсельмаш»» предложена автоматическая система контроля технологического процесса работы комбайна.

В перспективных разработках завода «Ростсельмаш» используется автоматизированная система Adviser, которая контролирует порядка 40 параметров технического

состояния комбайна, технологического процесса, автоматизации вождения и дает рекомендации по техническому обслуживанию. Электроприводы в качестве исполнительных органов составляют порядка 40% от общего количества имеющихся в комбайнах, остальные составляют механические и гидравлические системы [6, 10].

Применение электроприводов в конструкции отдельных узлов практически не зависит от мощности основного двигателя (пропускной способности), а зависит от возможностей фирмы – производителя комбайнов.

В последнее время вырос интерес к электроприводам на комбайнах у производителей и конструкторов из научно-исследовательских организаций в связи с тем, что наиболее перспективным направлением в комбайностроении является более полная автоматизация их ходовой части. Практически все зарубежные производители комбайнов устанавливают бортовые компьютеры с контролем и автоматическим регулированием (до 40 параметров). Электропривод в этом случае является исполнительным органом роботизации комбайнов, работающих в сфере зернопроизводства и селекции-семеноводства [9].

Малогобаритные комбайны, оснащенные электрическим приводом рабочих органов, становятся все более популярными благодаря многочисленным преимуществам по сравнению с традиционными комбайнами, работающими на топливе. Они могут обеспечивать постоянную мощность и лучше контролировать процесс уборки, что позволяет уменьшить количество потерь. Система электропривода обеспечивает такие преимущества, как повышение производительности, снижение уровня шума и выбросов загрязняющих веществ.

Эффективность внедрения в производство комбайна с электроприводом во многом зависит от правильного выбора и обоснования параметров электропривода его рабочих органов. Параметры электропривода, такие как номинальная мощность, крутящий момент и скорость, играют решающую роль в определении производительности комбайна. Выбор соответствующих параметров электропривода может обеспечить оптимальную работу комбайна, учитывая необходимую мощность рабочих органов при минимальном потреблении энергии и снижении износа [7].

*Цель исследований* – обоснование параметров и режимов работы электроприводов базовых рабочих органов селекционного комбайна на основе энергобаланса (или путем определения диапазона потребляемой мощности).

*Научная новизна работы* состоит в разработке методики расчета параметров электропривода в реальном диапазоне потребных мощностей для рабочих органов комбайна, разработке схемы привода и обосновании основных параметров: потребной мощности, частоты вращения, крутящего момента, передаточного числа.

В качестве объекта экспериментальных исследований по разработке методики расчета параметров электропривода в реальном диапазоне потребных мощностей для рабочих органов комбайна был выбран селекционный зерноуборочный комбайн Classic производства компании Wintersteiger.

Исследования проводились в лабораторных условиях ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» с применением электрических тормозных стендов GPF-17-b.

### **Результаты и их обсуждение**

Разработка направлена на проектирование функциональной схемы селекционного комбайна исходя из заданных технических характеристик и предполагаемых условий эксплуатации, а также на совершенствование сборочных единиц комбайна с целью повышения производительности и надежности технического средства, а также качества уборочных работ.

*Обоснование конструктивных параметров режущего аппарата жатки*

Рабочая ширина захвата жатки определяется пропускной способностью молотилки комбайна  $q$ , его средней рабочей скоростью  $V_{м\text{ ср}}$ , средней урожайностью убираемой культуры  $Q$  и соотношением между зерном и соломой в хлебной массе [13]. Для обеспечения максимальной загрузки молотилки ширина захвата жатки ( $B$ ) должна определяться с использованием следующего уравнения:

$$B = \frac{v \cdot q}{Q \cdot V_{м\text{ ср}}}, \quad (1)$$

где  $B$  – ширина захвата жатки, м;

$q$  – пропускная способность молотилки комбайна, кг/с;

$Q$  – средняя урожайность убираемой культуры, кг/м<sup>2</sup>;

$V_{м\text{ ср}}$  – средняя рабочая скорость комбайна, м/с;

$v$  – коэффициент, определяющий содержание зерна в хлебной массе:

$$v = \frac{З}{З + С}, \quad (2)$$

где  $З$  – масса зерна;

$С$  – масса незерновой части срезанных стеблей.

При соотношении  $З : С = 1,0 : 1,5$

$$v = \frac{1,0}{1,0 + 1,5} = 0,4. \quad (3)$$

Зная среднюю урожайность  $Q = 0,35$  кг/м<sup>2</sup> (40 ц/га), среднюю скорость комбайна  $V_{м\text{ ср}} = 1,1$  м/с, пропускную способность молотилки  $q = 1,65$  кг/с, коэффициент  $v = 0,4$ , определим необходимую ширину захвата жатки:

$$B = \frac{0,4 \cdot 1,65}{0,35 \cdot 1,3} = 1,46 \text{ м}. \quad (4)$$

Ширину жатки выбираем равной 1,5 м из следующего рекомендованного модельного ряда фирм-производителей селекционной техники: 1,25; 1,5; 1,75; 2,1 и 2,6 м.

Значение урожайности принимаем в пределах 0,2–0,6 кг/м<sup>2</sup>.

Зная наибольшую и наименьшую урожайность  $Q_{max}$  и  $Q_{min}$ , определяем необходимый диапазон изменения рабочих скоростей движения комбайна:

$$V_{min} = \frac{q \cdot v}{B \cdot Q_{min}} \dots V_{max} = \frac{q \cdot v}{B \cdot Q_{max}}, \text{ м/с}. \quad (5)$$

$$V_{min} = \frac{1,65 \cdot 0,4}{1,5 \cdot 0,6} = 0,73 \text{ м/с}. \quad (6)$$

$$V_{max} = \frac{1,65 \cdot 0,4}{1,5 \cdot 0,2} = 2,2 \text{ м/с}. \quad (7)$$

При соотношении зерна к соломе 1 : 1,5 ширина захвата жатки составляет 1,5 м. Скорость движения комбайна меняется в зависимости от урожайности. При урожайности 0,2 кг/м<sup>2</sup> скорость составляет 2,2 м/с, при урожайности 0,6 кг/м<sup>2</sup> – 0,73 м/с. При заданной высоте среза и скорости комбайна режущий аппарат должен обеспечивать чистый срез стеблей культур как вертикальных, так и лежачих. Для этого режущий аппарат должен иметь определенные геометрические и кинематические параметры [12].

*Обоснование параметров и режимов работы электропривода режущего аппарата жатки*

При проектировании режущего аппарата комбайна используются, как правило, стандартные элементы конструкции (пальцы, сегменты, спинка ножа, прижимные лапки и др.). Задача заключается в правильном выборе кинематического режима работы

режущего аппарата и в проверке соответствия геометрических параметров выбранных элементов конструкции заданным условиям работы [2, 5].

Исходными данными для расчета режущего аппарата являются максимальная скорость движения машины  $V_{max}$  и минимальная высота среза стеблей  $H_{x min}$ . В процессе расчета выбирают стандартные элементы и определяют необходимые значения частоты вращения кривошипа  $n$ , подачи  $h$ , величины отгибов стеблей и проверяют угол наклона лезвия выбранного сегмента на соответствие условиям резания. Экспериментально установлено, что для режущих аппаратов зерноуборочных машин наиболее подходят сегменты с верхней насечкой лезвия, а вкладыши пальца – с гладким лезвием по ГОСТ 158-74 «Сегменты, пластины противорежущие и полосы ножевые режущих аппаратов сельскохозяйственных машин. Технические условия» [3]. Угол трения стеблей пшеницы о лезвие сегмента  $\varphi_1 = 32^\circ$ , о лезвие вкладыша  $\varphi_2 = 16^\circ$ . Угол наклона указанного сегмента  $\alpha_1 = 34^\circ 45'$ , угол наклона вкладыша  $\alpha_2 = 0^\circ$  [11, 12] (рис. 1).

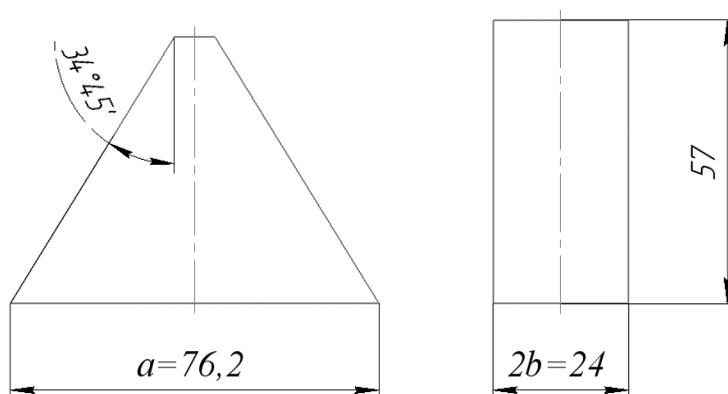


Рис. 1. Параметры элементов режущего аппарата жатки

Режущий аппарат селекционного комбайна относится к аппаратам нормального резания с величиной  $a = 76,2$  мм, так как данный аппарат имеет широкое использование в конструкциях комбайнов.

Проверяем выполнение условия защемления стеблей в растворе режущих пар:

$$\varphi_1 + \varphi_2 \geq \alpha_1 + \alpha_2; \quad (8)$$

$$32^\circ + 16^\circ \geq 34^\circ 45' + 0^\circ, \text{ откуда } 48^\circ \geq 34^\circ 45'.$$

Сегменты и вкладыши были выбраны стандартными для соответствия необходимым требованиям к качеству среза, которое обеспечивается, если минимальная скорость ножа  $V_{min} = 1,5$  м/с. Минимальная скорость ножа регистрируется либо в начале, либо в конце процесса резания (рис. 2).

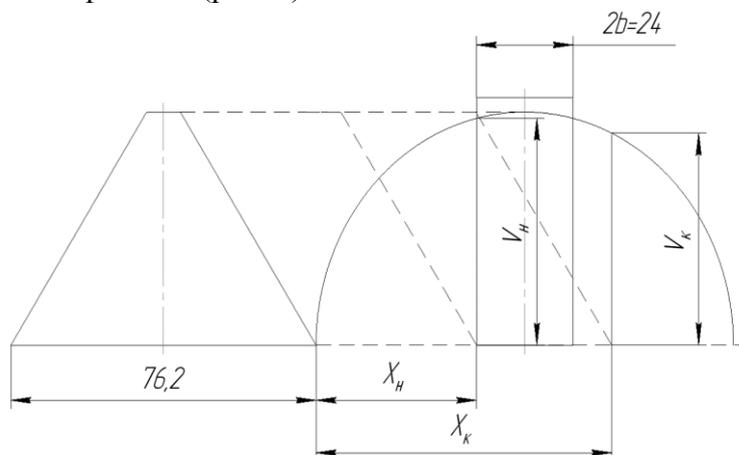


Рис. 2. Определение угловой скорости вращения кривошипа режущего аппарата

Скорость ножа при смещении его на расстояние  $x$  от крайнего положения определяется по формуле

$$V = \omega \sqrt{x \cdot (s - x)}, \quad (9)$$

где  $\omega$  – угловая скорость кривошипа,  $\text{с}^{-1}$ .

Отсюда:  $\omega = \frac{1,5}{0,033} = 45,5 \text{ с}^{-1}$ , а частота вращения кривошипа:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}; \quad (10)$$

$$n = \frac{30 \cdot 45,5}{3,14} \approx 435 \text{ об/мин.} \quad (11)$$

Для того чтобы стебли в процессе уборки не проскальзывали, необходимо выполнение следующего условия:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 > \frac{V_{\text{Mmax}}}{\omega \cdot r}, \quad (12)$$

где  $r = \frac{a}{2} = \frac{76,2}{2} = 38,1 \text{ мм} = 0,038 \text{ м}$  – радиус кривошипа.

Для данной конструкции  $\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} 34^\circ 45' = 0,694$ .

Правая часть условия (12):  $0,694 > \frac{2,2}{45,5 \cdot 0,0381}$ , или  $0,694 > 1,27$ .

Так как условие защемления стеблей (8) не выполняется, то при заданной скорости машины  $V_{\text{Mmax}} = 2,2 \text{ м/с}$  и вычисленной частоте вращения кривошипа  $n = 435 \text{ об/мин}$  возможно их выскальзывание и потери несрезанных колосьев. Для выполнения условия (8) число оборотов кривошипа должно быть увеличено.

Из формулы (12) следует

$$\omega \geq \frac{V_{\text{Mmax}}}{r \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{2,2}{0,0381 \cdot 0,694} \geq 83,2 \text{ с}^{-1}; \quad (13)$$

$$n = \frac{30 \cdot 83,2}{3,14} = 795 \text{ об/мин.} \quad (14)$$

Это значение частоты вращения и принимаем, так как оно обеспечивает все требования, предъявляемые к кинематике ножа.

Приняв число оборотов  $n = 795 \text{ об/мин}$ , находим подачу

$$h = \frac{V_{\text{Mmax}}}{\omega}; \quad (15)$$

$$h = \frac{2,2 \cdot 3,14}{83,2} = 0,083. \quad (16)$$

Значение  $h$  ниже допустимых пределов для нормальных режущих аппаратов при уборке хлебов (допустимые значения  $0,18\text{--}0,195 \text{ м}$  при высотах среза  $H_x = 138\text{--}150 \text{ мм}$ ).

В результате анализа выбираем сегмент и вкладыш по ГОСТ 158-74, режущий аппарат типа  $S = t = t_0 = 76,2 \text{ мм}$ , частоту вращения вала кривошипа  $n = 795 \text{ об/мин}$ .

Мощность, потребная для привода режущего аппарата, зависит от величины подачи, густоты хлебостоя, остроты лезвия, ширины захвата жатки и определяется по формуле

$$N = N_{\text{уд}} B, \quad (17)$$

где  $N_{\text{уд}}$  – мощность, потребная на 1 м захвата жатки, кВт/м;

$B$  – ширина захвата жатки, м.

Для анализируемого режущего аппарата с шириной захвата  $B = 1,5$  м, подачи  $h = 0,195$  м,  $N_{уд} = 1,4$  кВт, по формуле (17) получим

$$N = 1,4 \cdot 1,5 = 2,1 \text{ кВт.} \quad (18)$$

*Обоснование конструктивных параметров мотовила*

Для обеспечения возможности подведения стеблей растения к режущему аппарату окружная скорость планки мотовила  $U = \omega R$  должна превышать скорость движения машины  $V_M$  на определенную величину. Соотношение этих скоростей  $\frac{U}{V_M} = \lambda = 1,15\text{--}1,64$  зависит от скорости движения машины [1]. Необходимо вычислить скорость воздействия мотовила на стебли. Эта скорость не должна превышать  $0,6$  м/с (при невыполнении условия возможен вымолот планкой зерна из колоса), то есть  $\omega R - V_M < 0,6$  м/с.

Угловые значения окружной скорости планки:

$$U_{min} = \omega_{min} R = V_{min} \lambda_{max} = 0,73 \cdot 1,64 = 1,19 \text{ м/с;} \quad (19)$$

$$U_{max} = \omega_{max} R = V_{max} \lambda_{min} = 2,2 \cdot 1,15 = 2,53 \text{ м/с;} \quad (20)$$

$$\omega_{min} R - V_{M min} = 1,19 - 0,73 = 0,46 < 0,6 \text{ м/с;} \quad (21)$$

$$\omega_{max} R - V_{M max} = 2,53 - 2,2 = 0,33 < 0,6 \text{ м/с.} \quad (22)$$

Качественное выполнение технологических операций подвода стеблей мотовилом к режущему аппарату реализуется при соблюдении вышеприведенных соотношений (19)–(22). В заданном диапазоне рабочих скоростей машины окружная скорость планки мотовила должна изменяться от  $U = \omega_{min} \cdot R = 1,19$  м/с до  $U = \omega_{max} \cdot R = 2,53$  м/с. Радиус мотовила определяется из условия воздействия планки на стебель в центре его тяжести, в противном случае срезанный стебель может упасть на землю, а не на транспортер жатки. Центр тяжести стебля располагается на  $1/3$  длины стебля от вершины, таким образом, находим радиус мотовила по формуле

$$R \leq \frac{k \cdot l}{1 - \frac{1}{\lambda_{max}}}, \quad (23)$$

где  $k = 0,278$ .

$$R \leq \frac{0,278 \cdot 1}{1 - \frac{1}{1,64}} = 0,612 \text{ м.} \quad (24)$$

Данный радиус позволяет определить диапазон частот вращения мотовила:

$$\omega_{min} = \frac{U_{min}}{R} = \frac{1,19}{0,612} = 1,94 \text{ с}^{-1}; \quad (25)$$

$$\omega_{max} = \frac{U_{max}}{R} = \frac{2,53}{0,612} = 4,13 \text{ с}^{-1}; \quad (26)$$

$$n_{min} = \frac{30 \cdot \omega_{min}}{\pi} = \frac{30 \cdot 1,94}{3,14} = 18,5 \approx 20 \text{ об/мин;} \quad (27)$$

$$n_{max} = \frac{30 \cdot \omega_{max}}{\pi} = \frac{30 \cdot 4,13}{3,14} = 39,45 \approx 40 \text{ об/мин.} \quad (28)$$

Таким образом, редуктор электродвигателя мотовила должен обеспечить изменение частоты вращения в пределах от 20 до 40 об/мин.

Потребная мощность при ширине захвата жатки  $B = 1,5$  м определяется как:

$$N_M = \frac{\pi \cdot p \cdot B \cdot \varphi_{cp} \cdot n_{max}}{5500}; \quad (29)$$

$$N_M = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 1,5 \cdot 0,736 \cdot 40}{5500} = 1,51 \text{ кВт.} \quad (30)$$

*Обоснование конструктивных параметров молотильного барабана*

Исходные данные для расчета молотильного аппарата представлены в таблице 1.

**Таблица 1. Исходные данные для расчета молотильного аппарата**

Ширина захвата жатки, м	$B$	1,5
Урожайность зерна, ц/га	$Q_z$	30
Урожайность соломы, ц/га	$Q_c$	45
Линейные скорости движения комбайна, км/ч	$v$	4

Подача хлебной массы  $q$  в молотилку определяется по выражению

$$q = \frac{B \cdot v(Q_z + \varepsilon \cdot Q_c)}{360} = \frac{1,5 \cdot 4(30 + 0,85 \cdot 35)}{360} = 0,995 \approx 1 \text{ кг/с}, \quad (31)$$

где  $\varepsilon$  – отношение количества соломы, поступающей в молотилку с единицы площади, ко всему количеству соломы на этой площади ( $\varepsilon = 0,8-0,9$ ).

Определим основные параметры дробильного барабана.

1. Суммарная длина бичей

$$L = \frac{60q}{m_0} = \frac{60 \cdot 1}{1,5} = 40 \text{ дм}, \quad (32)$$

где  $q$  – подача хлебной массы, кг/с;

$m_0$  – допустимая подача хлебной массы на 1 дм длины бича, кг/мин ( $m_0 = 1,5$  при  $Q_c > 25$ ).

2. Длина молотильного барабана

$$L_6 = \frac{L}{M} = \frac{40}{8} = 5 \text{ дм}, \quad (33)$$

где  $M$  – число бичей.

3. Диаметр барабана

$$D = \frac{v_6 \cdot \Delta t \cdot M}{\pi} = \frac{30 \cdot 0,008 \cdot 8}{3,14} = 0,61 \text{ м}, \quad (34)$$

где  $v_6$  – линейная скорость бичей, м/с ( $v_6 = 28-32$  м/с);

$\Delta t$  – промежуток времени между ударами соседних бичей ( $\Delta t = 0,008$  с).

4. Частота вращения молотильного барабана

$$n = \frac{60 \cdot v_6}{\pi D} = \frac{60 \cdot 30}{3,14 \cdot 0,61} = 940 \text{ мин}^{-1}. \quad (35)$$

5. Угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 940}{30} = 98,4 \text{ с}^{-1}. \quad (36)$$

6. Мощность молотильного барабана

$$N = N_1 + N_2, \tag{37}$$

где  $N_1$  – мощность холостого хода барабана;  
 $N_2$  – мощность, затрачиваемая на обмолот.

$$N_1 = \frac{A \cdot \omega + B\omega^3}{102} = \frac{0,03 \cdot 98,4 + 68 \cdot 10^{-6} \cdot 98,4^3}{102} = 0,63 \text{ кВт}, \tag{38}$$

где  $A$  и  $B$  – экспериментально определяемые коэффициенты:

$$A = 0,03 \text{ кг}\cdot\text{м}; \quad B = 68 \cdot 10^{-6} \text{ кг}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2.$$

$$N_2 = \frac{q \cdot v_0^2}{102(1-f)g} = \frac{1 \cdot 30^2}{102(1-0,8)9,81} = 4,50 \text{ кВт}, \tag{39}$$

где  $f$  – коэффициент, характеризующий сопротивление деки ( $f = 0,7-0,8$ ).

Подставив результаты в формулу (37), получим

$$N = 0,63 + 4,50 = 5,13 \text{ кВт}. \tag{40}$$

7. Критическая угловая скорость  $\omega_{кр}$

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{102(1-f)N}{mv_0^2}} = \sqrt{\frac{102 \cdot (1-0,8) \cdot 5,13 \cdot 9,81}{1 \cdot 0,305^2}} = 105 \text{ с}^{-1}. \tag{41}$$

Для работы молотильного аппарата угловая скорость  $\omega$  должна быть меньше  $\omega_{кр}$ , согласно уравнениям (36) и (41) это условие выполняется.

*Расчет энергобаланса*

При работе комбайна по принятой технологии уборки селекционных делянок технологические процессы обмолота и сепарации протекают с различным уровнем потребляемой мощности, а также в зависимости от величины подачи хлебной массы в комбайн.

В общем виде баланс мощности двигателя комбайна состоит из затрат мощности на передвижение по делянкам и на выполнение технологических операций (рис. 3) [8].

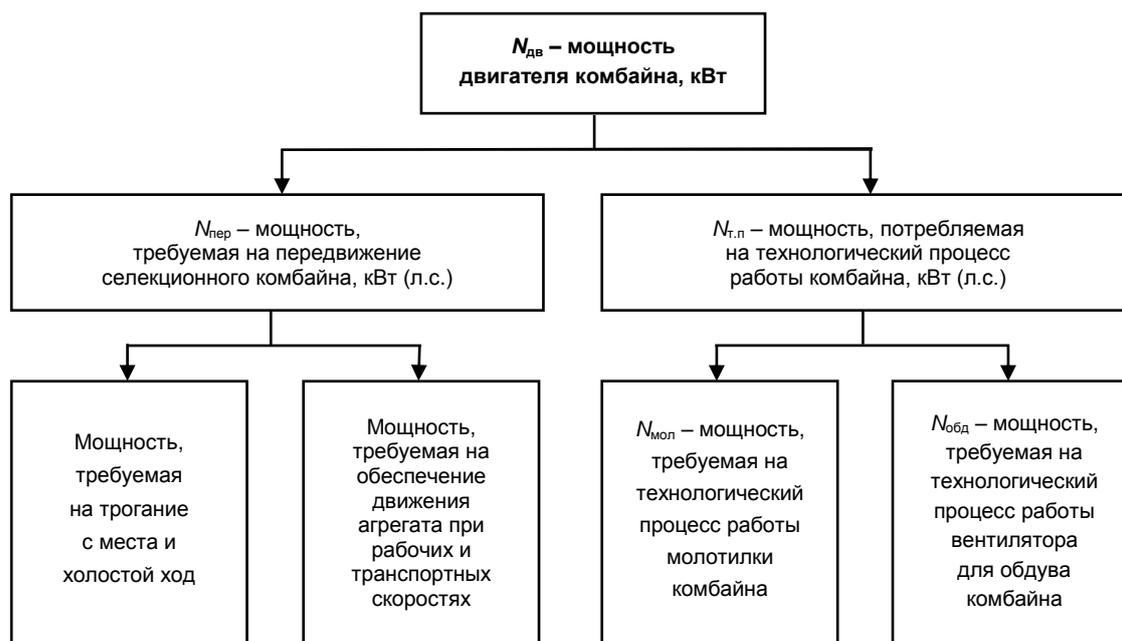


Рис. 3. Структурная схема энергобаланса селекционного комбайна

$$N_{дв} = \lambda \cdot N_e = \frac{1}{\eta_N} (N_{пер} + N_{т.п}), \quad (42)$$

где  $N_{дв}$  – мощность двигателя комбайна, кВт;

$\lambda$  – коэффициент запаса мощности двигателя;

$N_e$  – потребляемая эффективная мощность двигателя, кВт;

$\eta_N$  – коэффициент использования мощности двигателя;

$N_{пер}$  – мощность, требуемая на передвижение комбайна, кВт;

$N_{т.п}$  – мощность, потребляемая на технологический процесс работы комбайна, кВт.

Ниже приведена модель энергетического баланса селекционного комбайна, оборудованного вентилятором для обдува (43), и ее структурная схема (рис. 4).

$$N_{мол} = N_{ж} + N_{н.к} + N_{м.б} + N_{р.о} + N_{обд}. \quad (43)$$

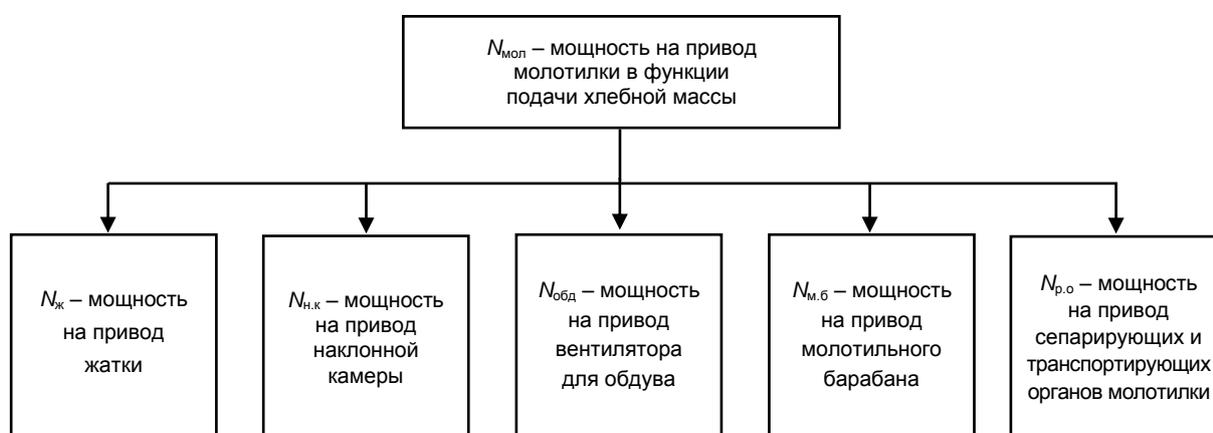


Рис. 4. Структурная схема энергобаланса агрегатов молотилки комбайна

Каждая составляющая уравнения (43) является сложной функцией, зависящей от масс агрегатов комбайна, скорости его передвижения, пропускной способности и других факторов. При анализе ранее проведенной энергетической оценки работы в реальных условиях комбайновых агрегатов установлено, что зависимость затрат мощности на передвижение агрегата от скорости его движения может быть линейная или нелинейная. Это связано с разным увеличением сопротивления перекачиванию при увеличении скорости в разных условиях и режимах движения комбайна.

Общий энергобаланс селекционного комбайна приведен в таблице 2.

Таблица 2. Энергобаланс селекционного комбайна

Параметр	Значение параметра, кВт
$N_{дв}$	36,7
$N_{пер}$	11,2
$N_{мол}$	7,5
$N_{р.о}$	6,0
$N_{н.к}$	7,5
$N_{обд}$	1,1
$\lambda$	3,4

Электропривод молотильного барабана селекционного комбайна должен обеспечивать:

- плавный пуск, управление частотой вращения и реверс;
- постоянство момента при скоростях ниже 700 об/мин и постоянство мощности при скоростях выше 700 об/мин.

Электропривод вентилятора очистки комбайна от примесей должен обеспечивать автоматический реверс вентилятора по заданному циклу.

Структура системы электроприводов селекционного комбайна представлена на рисунке 5.

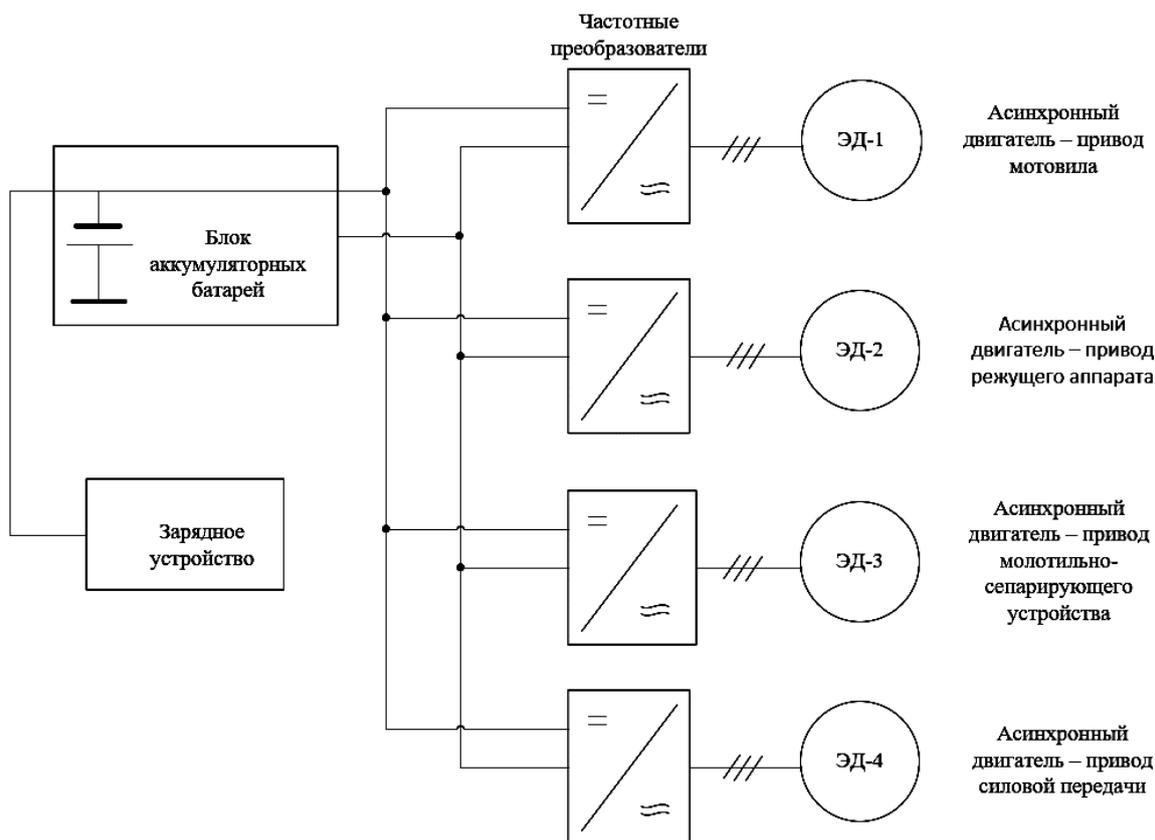


Рис. 5. Структура системы электроприводов базовых рабочих органов селекционного комбайна

Электропривод молотильного устройства должен обеспечивать:

- регулирование и программирование системы обмолота и очистки;
- регулирование и программирование скорости движения, параметров регулировки и работы барабанов, вентилятора, соломотряса, системы домолота.

Параметры электропривода молотильного устройства приведены в таблице 3.

Таблица 3. Параметры электропривода молотильного устройства

Наименование параметра	Величина
Мощность, кВт	
Вентилятор	2,0
Соломотряс	3,0
Барабан	27,7
Скорость вращения, об/мин	
Вентилятор	300–800
Соломотряс	215
Барабан	3 412

**Выводы**

Применение электроприводов базовых рабочих органов селекционного комбайна позволяет обеспечить выполнение технологических операций с заданными функциональными характеристиками.

Определение параметров электроприводов, расчет их энергетического баланса и режимов работы позволили обосновать типоразмерный ряд необходимых электродвигателей для переоборудования приводов базовых рабочих органов и силовой передачи селекционного комбайна.

Проведенные расчеты по обоснованию параметров и режимов стабильной работы базовых рабочих органов селекционного комбайна показали:

- для привода режущего аппарата жатки необходим асинхронный электродвигатель мощностью не менее 2,1 кВт и частотой вращения 800 об/мин;

- для привода мотвила необходимы асинхронный электродвигатель мощностью не менее 1,51 кВт, который обеспечит качественную подачу срезанной порции стеблей на рабочий стол жатки, и механический редуктор для поддержания частоты вращения мотвила в диапазоне от 20 до 40 об/мин;

- для привода молотильного барабана следует применять асинхронный электродвигатель мощностью не менее 5,13 кВт, обеспечивающий диапазон частоты вращения от 360 до 1250 об/мин в соответствии с технологическими требованиями, регламентирующими процесс обмолота сельскохозяйственных культур.

Обоснованные параметры и режимы работы электромеханических приводов позволят в первую очередь повысить производительность комбайна на 10–15%, контролировать и распределять нагрузку на рабочие органы в процессе работы комбайна, предохраняя их от повреждений и выхода из строя.

---

---

**Список источников**

1. Галкин В.Д., Галкин А.Д. Технологии, машины и агрегаты послеуборочной обработки зерна и подготовки семян: монография. Пермь: ИПЦ «Прокрость», 2021. 234 с.
2. Годжаев З.А., Сенькевич С.Е., Алексеев И.С. и др. Обоснование выбора параметров электро-механической трансмиссии для трактора тягового класса 0,6-0,9 и согласование тяговых характеристик // Агроинженерия. 2023. Т. 25, № 1. С. 63–70. DOI: 10.26897/2687-1149-2023-1-63-70.
3. ГОСТ 158-74. Сегменты, пластины противорежущие и полосы ножевые режущих аппаратов сельскохозяйственных машин. Технические условия. Москва: Издательство стандартов, 1974. 10 с.
4. Жалнин Э., Хорт Д. Мировые тенденции технического прогресса в АПК // Аграрное обозрение. 2016. № 3. С. 16–26.
5. Кабдушева А.С. Зерноуборочные комбайны. Методические рекомендации к лабораторным работам: учебное пособие. Костанай: КРУ имени А. Байтурсынова, 2022. 130 с.
6. Лачуга Ю.Ф., Стребков Д.С., Годжаев З.А. и др. Электрификация сельскохозяйственных мобильных энергосредств на основе тягово-энергетической концепции развития техники // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2020. Т. 21, № 4. С. 260–270. DOI: 10.22363/2312-8143-2020-21-4-260-270.
7. Леонтьев Д.С., Валишин Д.Е., Аипов Р.С. Математическая модель линейного электропривода двухножевого режущего аппарата зерноуборочного комбайна // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2022. № 3(95). С. 119–125. DOI: 10.37670/2073-0853-2022-95-3-119-126.
8. Паршин Д.Я., Шевчук Д.Г., Булгаков А.Г. Математическая модель динамики распределения мощности двигателя зерноуборочного комбайна // Известия Юго-Западного государственного университета. 2013. № 5(50). С. 203–210.
9. Радин В.В. Расчет баланса мощности зерноуборочного комбайна: учебное пособие. Ростов на Дону: РИСХМ, 1991. 75 с.
10. Смирнов И.Г., Хорт Д.О., Кутырев А.И. Интеллектуальные технологии и роботизированные машины для возделывания садовых культур // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2021. Т. 15, № 4. С. 35–41. DOI: 10.22314/2073-7599-2021-15-4-35-41.
11. Трубилин Е.И., Абликов В.А. Машины для уборки сельскохозяйственных культур (конструкции, теория, расчет): учебное пособие. 2-е изд. перераб. и доп. Краснодар: Краснодарский ГАУ, 2010. 325 с.

12. Черноволов В.А. Сельскохозяйственные машины: обоснование параметров рабочих органов зерноуборочного комбайна: учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию. Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2013. 145 с.

13. Шпрехер Д.М., Бабочкин Г.И., Колесников Е.Б. и др. Исследование динамики нагружения регулируемого электропривода очистного комбайна // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 2. С. 514–525.

#### References

1. Galkin V.D., Galkin A.D. Technologies, machines and units for post-harvest grain processing and seed preparation: monograph. Perm: Prokrost Publishers; 2021. 234 p. (In Russ.).

2. Godzhaev Z.A., Senkevich S.E., Alekseev I.S. et al. Justification of the parameters of an electromechanical transmission for a tractor of 0.6-0.9 traction class and coordination of traction characteristics. *Agricultural Engineering (Moscow)*. 2023;25(1):63-70. DOI: 10.26897/2687-1149-2023-1-63-70. (In Russ.).

3. GOST 158-74. Knife sections ledger plates and knife backs for cutter bars of agricultural machines. Specifications. Moscow: Publishing House for Standards; 1974. 10 p. (In Russ.).

4. Zhalnin E., Hort D. World trends in technical progress in the Agro-Industrial Complex. *Agrarian Review*. 2016;3:16-26. (In Russ.).

5. Kabdusheva A.S. Combine harvesters. Methodological recommendations for laboratory work: study guide. Kostanay: Akhmet Baitursynuly Kostanay Regional University Publishers; 2022. 130 p. (In Russ.).

6. Lachuga Yu.F., Strebkov D.S., Godzhaev Z.A. et al. Electrification of agricultural mobile power facilities based on the traction and energy concept of technology development. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2020;21(4):260-270. DOI: 10.22363/2312-8143-2020-21-4-260-270. (In Russ.).

7. Leontev D.S., Valishin D.E., Aipov R.S. Mathematical model of a linear electric drive two-knife cutting unit of a grain harvester. *Izvestia Orenburg State Agrarian University*. 2022;95(3):119-126. DOI: 10.37670/2073-0853-2022-95-3-119-126. (In Russ.).

8. Parshin D.J., Shevchuk D.G., Bulgakov A.G. Mathematical model of grain combine's engine power distribution dynamics. *Proceedings of the Southwest State University*. 2013;5(50):203-210. (In Russ.).

9. Radin V.V., Dimitrov V.P., Vaitsekhovskiy V.V. Calculation of the power balance of a grain harvester: study guide. Rostov-on-Don: Rostov Institute of Agricultural Engineering Publishers; 1991. 75 p. (In Russ.).

10. Smirnov I.G., Khort D.O., Kutyrev A.I. Intelligent Technologies and Robotic Machines for Garden Crops Cultivation. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2021;15(4):35-41. DOI: 10.22314/2073-7599-2021-15-4-35-41. (In Russ.).

11. Trubilin E.I. Machines for harvesting agricultural crops (design, theory, calculations): textbook. 2<sup>nd</sup> edition, revised and enlarged. Krasnodar: Kuban State Agrarian University Publishers; 2010. 325 p. (In Russ.).

12. Chernovolov V.A. Agricultural machines: Justification of the parameters of the working bodies of a grain harvester: study guide on coursework and diploma design. Zernograd: Azov-Black Sea Agroengineering Academy Publishers; 2013. 145 p. (In Russ.).

13. Shprekher D.M., Babokin G.I., Kolesnikov E.B. et al. Study loading dynamics for adjustable electric drive of shearer loader. *News of the Tula State University. Technical Sciences*. 2020;2:514-525. (In Russ.).

#### Информация об авторах

М.Е. Чаплыгин – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник, зав. лабораторией «Технологии и машины для посева и уборки зерна и семян» ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0031-6868>, Researcher ID: AAZ-6056-2020, misha2728@yandex.ru.

З.А. Годжаев – доктор технических наук, профессор, член-корреспондент РАН, зав. отделом «Мобильные энергосредства» ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1665-3730>, fic51@mail.ru.

С.Ю. Уютов – младший научный сотрудник лаборатории автоматизированного привода сельскохозяйственной техники ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9394-5916>, s\_ujutov@mail.ru.

#### Information about the authors

M.E. Chaplygin, Candidate of Engineering Sciences, Leading Research Scientist, Head of the Technologies and Machines for Grain and Seeds Sowing and Harvesting Laboratory, Federal Scientific Agroengineering Centre VIM, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0031-6868>, Researcher ID: AAZ-6056-2020, misha2728@yandex.ru.

Z.A. Godzhaev, Doctor of Engineering Sciences, Corresponding Member of RAS, Professor, Head of Mobile Energy Vehicles Department, Federal Scientific Agroengineering Centre VIM, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1665-3730>, fic51@mail.ru.

S.Yu. Ujutov, Junior Research Scientist, Automated Drive of Agricultural Machinery Laboratory, Federal Scientific Agroengineering Centre VIM, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9394-5916>, s\_ujutov@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 07.11.2023; одобрена после рецензирования 17.12.2023; принята к публикации 25.12.2023.

The article was submitted 07.11.2023; approved after reviewing 17.12.2023; accepted for publication 25.12.2023.