

Припоров Е. В.

**ОПТИМАЛЬНАЯ ЗАГРУЗКА ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА В СОСТАВЕ  
ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА**

ФГБОУ ВО «Кубанский государственный аграрный университет имени И. Т. Трубилина»

**Реферат.** Современные зерновые сеялки оснащают рядом устройств, которые позволяют снизить затраты на регулировку и подготовку агрегата к работе. В общих затратах на посев зерновых затраты на топливо составляют более половины. Величина расхода топлива на работу посевного агрегата зависит от тягового сопротивления и режима работы трактора. Цель исследований – определить загрузку двигателя трактора «Беларус 80.1» с зерновой сеялкой марки «ЗС-4,2» при посеве озимой пшеницы и обосновать тяговое сопротивление посевного агрегата, при котором обеспечивается оптимальная загрузка двигателя трактора. Наблюдения за работой посевного агрегата в учебно-опытном хозяйстве «Кубань» ФГБОУ ВО «Кубанский государственный аграрный университет имени И. Т. Трубилина» осенью 2019 г. показали, что двигатель трактора загружен менее 70 %. Выполнен анализ зерновых сеялок с шириной междурядья 0,15 м для посева по традиционной технологии. Установлена зависимость тягового сопротивления агрегата от суммарного тягового сопротивления сошников, эксплуатационной массы сеялки и состояния почвы. Доказано, что тяговое сопротивление зерновой сеялки в зависимости от «сухой» массы и вместимости бункера изменяется в интервале от 9,70 кН до 27,27 кН. По мере увеличения массы сеялки в интервале от 1640 кг до 3050 кг, при фиксированном числе сошников и глубине заделки семян 0,08 м возрастает тяговое сопротивление на перекатывание посевного агрегата. Номинальное значение силы тяги на крюке при допустимой величине буксования для тракторов тягового класса 1.4 и тягового класса 2 находится в интервале от 13,25 кН до 20,78 кН. Определена зависимость числа сошников от эксплуатационной массы трактора, тягового сопротивления сошника и силы сопротивления на перекатывание эксплуатационной массы сеялки. Блочно-модульный принцип составления рабочей ширины захвата сеялки во время комплектования посевного агрегата позволит в зависимости от «сухой» массы, вместимости бункера, эксплуатационной массы трактора подобрать число сошников, при котором коэффициент загрузки двигателя будет близок к оптимальному.

**Ключевые слова:** тяговое сопротивление, дисковый сошник, вместимость бункера, «сухая» масса, число сошников, оптимальная загрузка, блочно-модульный принцип.

**Введение**

Известно, что посев зерновых при традиционной подготовке почвы в основном выполняют сеялки, оснащенные двухдисковым сошником с шириной междурядья 12,5 и 15,0 см. Интенсивная технология возделывания зерновых культур предусматривает посев сеялкой с шириной междурядья 15 см. Во время посева формируют технологическую колею с шириной незасеянной полосы по 450 мм симметрично от продольной оси движения агрегата на расстоянии 1800 мм. При формировании технологического комплекса машин для ухода за посевами по технологической колее возникают проблемы с выбором необходимой рабочей ширины захвата машины для ухода за посевами [1–3].

Выпускаемые серийно зерновые сеялки имеют заслонки для отключения высевальных аппаратов на момент формирования незасеянных полос

технологической колеи. Зерновые сеялки с шириной междурядья 15 см оснащают устройствами, которые позволяют снизить трудоемкость работ по подготовке их к работе. В числе этих устройств – редуктор для ступенчатого изменения частоты вращения или вариатор для бесступенчатого изменения частоты вращения вала высевающего аппарата для семян и удобрений. Норма высева семян может варьировать в интервале от 2,0 до 350,0 кг/га, а удобрений – в интервале от 50,0 до 210,0 кг/га. Объем бункера сеялки оснащен перегородкой, которая делит его объем на отделы для семян и удобрений в соотношении 60/40 или 70/30 [4, 5]. Зерновая сеялка оснащается маркером, который переводится из транспортного положения в рабочее за счет силового цилиндра из кабины трактора. На большинстве зерновых сеялок дисковые сошники установлены со смещением 6,0 мм один относительно другого. Это позволяет двухдисковому сошнику разрезать толстые стебли пропашных культур, которые попадают на пути его движения [6]. Количество сошников зерновой сеялки в зависимости от рабочей ширины захвата составляет от 24 до 60.

Одно из направлений повышения эффективности посева зерновых и снижение затрат на его проведение – совершенствование технологического процесса распределения семян по глубине и обоснование параметров двухдискового сошника, второе направление – оптимизация параметров конструкции высевающего аппарата зерновой сеялки [7, 8]. Однако основной показатель работы посевного агрегата – удельный массовый расход на выполнение технологической операции.

Затраты на топливо при проведении посева составляют более половины всех затрат. Особенность посевного агрегата заключается в том, что его тяговое сопротивление зависит не только от объема бункера для семян и удобрений, но и от «сухой» массы и тягового сопротивления рабочих органов сеялки. Выбрать требуемое число высевающих аппаратов по известной методике не представляется возможным. Согласно общепринятой методике, величина тягового сопротивления агрегата зависит от рабочей ширины захвата и удельного тягового сопротивления почвы [9]. Визуально загрузку двигателя трактора в составе посевного агрегата определяют по цвету выхлопных газов во время его движения с заполненным бункером. Бесцветный состав выхлопных газов свидетельствует о неполной загрузке двигателя.

**Цель исследований** – определить загрузку двигателя трактора «Беларус 80.1» с зерновой сеялкой марки «ЗС-4,2» при посеве озимой пшеницы и обосновать тяговое сопротивление посевного агрегата, при котором обеспечивается оптимальная загрузка двигателя трактора.

#### **Материалы и методы исследований**

Осенью 2019 г. на посеве зерновых в учебно-опытном хозяйстве «Кубань» Кубанского ГАУ проводили производственные исследования работы посевного агрегата. Условия проведения посева зерновых: почва – чернозем выщелоченный слабогумусный, обработанный слой рыхлый, мелкокомковатый. В слое до 80 % имелись комки, максимальный диаметр которых не превышал 2,5 см, 10 % комков имели размер от 5,0 см до 10,0 см. Предпосевная обработка отвечала требованиям ГОСТ 26244-84 [10]. Участок имел длину гона 680 м, угол склона до 2°, препятствия отсутствовали, норма высева семян – 200 кг/га.

Известно, что загрузку двигателя трактора оценивают по величине коэффициента загрузки, величина последнего определяется по выражению [9]:

$$\varepsilon_N = \frac{(n_x - n_i)}{(n_x - n_n)} \left( \frac{n_i}{n_n} \right), \quad (1)$$

где  $n_x$  – максимальная частота вращения при холостом ходе и максимальной подаче топлива,  $c^{-1}$ ;

$n_n$  – номинальная частота вращения,  $c^{-1}$ ;

$n_i$  – текущее значение частоты вращения,  $c^{-1}$ .

Методика определения загрузки двигателя сводилась к следующему: бункер сеялки загружали семенами; в момент установившегося движения, примерно через 30 с после его начала, скорость движения составляла 9,8 км/ч. Величина этой скорости определялась тяговыми возможностями агрегата и агротехнически обоснованной скоростью движения на посев зерновых. Скорость движения агрегата фиксировали на индикаторе штатного электрического тахоспидометра панели приборов трактора «Беларус 80.1». С целью сохранения рабочей скорости подача топлива топливным насосом поддерживалась постоянной в ходе движения трактора. Текущее значение частоты вращения коленчатого вала определяли по стрелочному указателю частоты вращения коленчатого вала двигателя штатного электрического тахоспидометра. Текущее среднее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя марки «Д-243» при рабочей скорости 9,8 км/ч составило  $26,67\text{с}^{-1}$ . Паспортное значение величины номинальной частоты вращения коленчатого вала –  $36,67\text{с}^{-1}$ , а максимальная частота этого показателя при холостом ходе и максимальной подачи топлива –  $39,67\text{с}^{-1}$  [11]. Расчеты по выражению 1 свидетельствуют, что при загруженном бункере сеялки коэффициент загрузки двигателя в среднем составляет 0,7, что значительно меньше оптимальной величины. Известно, что при оптимальной загрузке двигателя значение коэффициента загрузки по мощности и крутящему моменту близки между собой, а текущее значение частоты вращения коленчатого вала незначительно отличается от номинальной частоты [9].

#### Результаты и их обсуждение

Тяговое сопротивление прицепной части одномашинного посевного агрегата включает тяговое сопротивление на перекачивание эксплуатационной массы сеялки и суммарное тяговое сопротивление дисковых сошников в момент высева семян и удобрений. Величину тягового сопротивления посевного агрегата определяют по формуле:

$$R_c = f(G_c + V\rho q\lambda) + R_{дс}n, \quad (2)$$

где  $R_c$  – тяговое сопротивление сеялки, кН;

$f$  – коэффициент сопротивления на перекачивание сеялки, 0,18;

$G_c$  – «сухой» вес сеялки, кН;

$V$  – объем бункера для семян,  $\text{м}^3$ ;

$\rho$  – объемная масса семян,  $\text{т}/\text{м}^3$ ;

$\lambda$  – коэффициент заполнения объема бункера;

$R_{дс}$  – тяговое сопротивление двухдискового сошника, кН;

$n$  – количество дисковых сошников, шт.

Тяговое сопротивление двухдискового сошника определяют по эмпирической зависимости [4]:

$$R_{дс} = 10^{-3}(2005,27h + 9,34v + 49,77), \quad (3)$$

где  $h$  – глубина заделки семян, м;

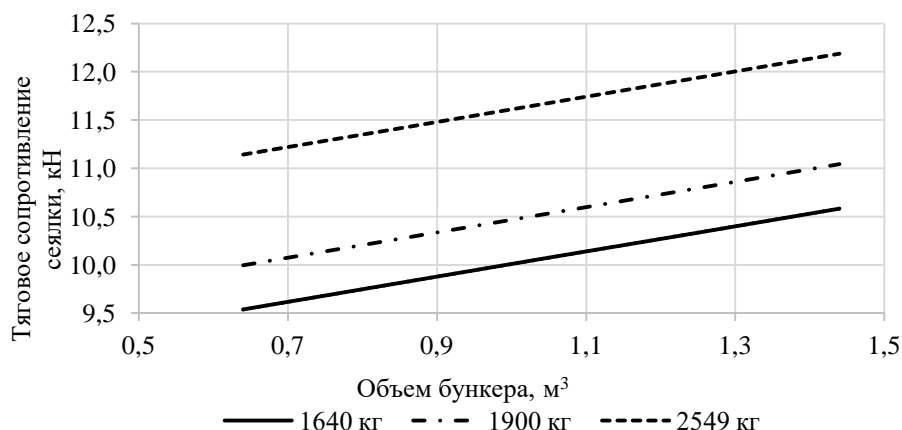
$v$  – рабочая скорость движения, м/с.

Расчеты по формуле 3 свидетельствуют, что величина тягового сопротивления двухдискового сошника при глубине заделки семян 0,05 м составляет 0,18 кН, а при глубине заделки 0,09 м – увеличивается до 0,26 кН. Из формулы 3 следует, что тяговое сопротивление дискового сошника зависит не только от глубины заделки семян, но и от рабочей скорости движения посевного агрегата.

Принимая во внимание выражение 2 и выражение 3, величина тягового сопротивления сеялки с количеством сошников  $n$  в составе одномашинного посевного агрегата составит:

$$R_c = f(G_c + V\lambda\rho q) + 10^{-3}(2005,27h + 9,34v + 49,77)n \quad (4)$$

На рисунке 1 представлена зависимость тягового сопротивления сеялки от объема бункера и «сухой» (конструктивной) массы сеялки.

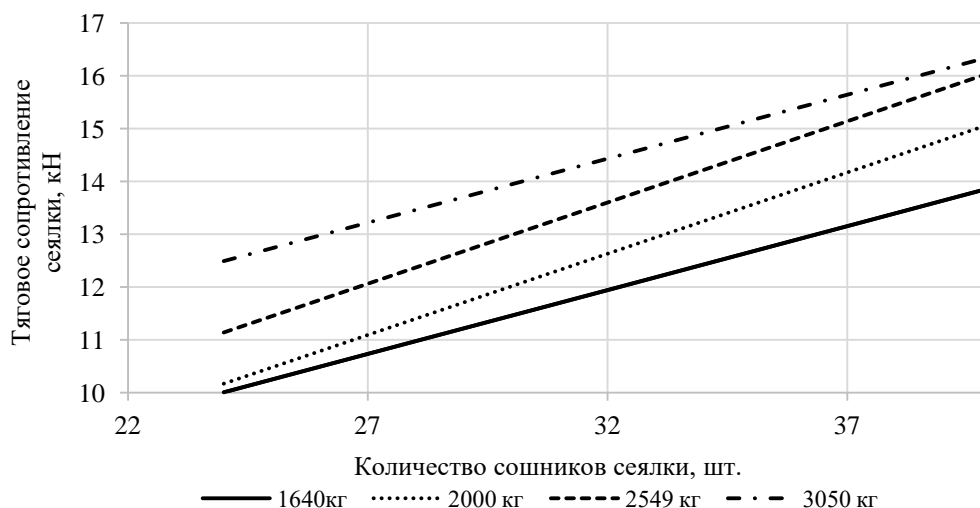


**Рисунок 1 – Зависимость тягового сопротивления сеялки от объема бункера для семян и «сухой» массы сеялки**

*Примечание.* Объемная масса семян – 0,78 т/м³, коэффициент сопротивления на перекатывание – 0,18, коэффициент заполнения бункера – 0,95, тяговое сопротивление двухдискового сошника – 0,242 кН при глубине заделки семян 0,08 м, количество сошников сеялки – 24.

Из рисунка 1 следует, что увеличение объема бункера сопровождается пропорциональным увеличением тягового сопротивления сеялки. В то же время повышение «сухой» массы сеялки от 1640 кг до 2549 кг при фиксированном объеме бункера сопровождается пропорциональным увеличением силы сопротивления на перекатывание. Увеличение этой составляющей приводит к увеличению тягового сопротивления прицепной части агрегата.

На рисунке 2 представлена зависимость тягового сопротивления сеялки от количества сошников.



**Рисунок 2 – Зависимость тягового сопротивления сеялки от количества сошников и «сухой» массы сеялки**

*Примечание.* Объемная масса семян – 0,78 т/м³, коэффициент сопротивления на перекатывание – 0,18, коэффициент заполнения бункера – 0,95, тяговое сопротивление двухдискового сошника – 0,242 кН при глубине заделки семян 0,08 м, количество сошников – 24.

Из рисунка 2 следует, что увеличение количества сошников сеялки увеличивает тяговое сопротивление агрегата. По мере увеличения «сухой» массы сеялки от 1640 кг до 3050 кг при фиксированном значении количества сошников пропорционально возрастает сила сопротивления на перекачивание и тяговое сопротивление прицепной части агрегата.

В таблице 1 представлены параметры зерновых сеялок с шириной междурядья 0,15 м для посева по традиционной технологии.

**Таблица 1 – Некоторые параметры зерновых сеялок с шириной междурядья 0,15 м**

Марка сеялки	Рабочая ширина, м	Рабочая скорость, км/ч	Масса сухой сеялки, кг	Количество сошников	Объем бункера, м <sup>3</sup>	Тяговое сопротивление сеялки, кН
«СУБМ-3,6»	3,6	8–12	1900	24	1,450	11,03
«СЗМ-3,6»	3,6	8–12	2050	24	0,762	10,40
«СЗП-3,6»	3,6	15	1640	24	0,638	9,70
«СЗ-4 Astra»	3,9	8–12	2260	26	0,830	11,34
«ЗС-4,2»	4,2	8–12	2700	28	1,000	12,82
«СЗ-5,4»	5,4	8–12	2549	36	0,680	14,06
«СЗФ-5400»	5,4	8–12	2770	36	1,000	14,87
«СЗУ-6»	6,0	15	2169	40	1,450	15,68
«Astra-6 СЗ-6»	6,0	8–12	3050	40	1,240	16,64
«ЗС-9»	9,0	8–12	5800	60	1,950	27,27

Из таблицы следует, что ряд зерновых сеялок, имеющих одинаковую рабочую ширину захвата, имеют разное значение «сухой» массы и разное значение вместимости бункера. Эти параметры сеялок, несмотря на равенство рабочей ширины захвата, создадут разную величину загрузки двигателя.

Согласно ГОСТ 27021-86 [12] значение номинальной силы тяги трактора, при допустимой величине буксования, определяется по выражению

$$P_{крн} = A m_э, \quad (5)$$

где  $P_{крн}$  – номинальная сила тяги трактора, кН;

$A$  – коэффициент, зависящий от массы трактора и типа ходовой части;

$m_э$  – эксплуатационная масса трактора, кг.

Для тракторов с колесной формулой 4К4 и массой, превышающей 2600 кг, значение коэффициента, зависящего от массы трактора и типа ходовой части, составляет  $A = 3,92 \times 10^{-3}$  [12].

Значения номинальной силы тяги трактора в зависимости от эксплуатационной массы представлены в таблице 2.

**Таблица 2 – Эксплуатационные параметры колесных тракторов тягового класса 1.4 и тягового класса 2**

Марка трактора	Эксплуатационная масса трактора, кг	Номинальная мощность двигателя, кВт	Номинальное значение силы тяги трактора, кН
«МТЗ-82.1»	4000	60,00	15,68
«МТЗ-920»	4100	60,00	16,07
«МТЗ-922»	4400	65,00	17,25
«МТЗ-952»	3920	66,00	15,37
«АГРОМАШ-85ТК»	3800	62,50	14,90
«ЛТЗ-60АБ»	3380	44,16	13,25
«ЮМЗ-6АКМ»	3800	44,10	14,90
«МТЗ-1221»	5300	96,00	20,78



Известно, что загрузки двигателя трактора оценивают по коэффициенту использования силы тяги на крюке. Расчетное значение этого коэффициента определяют по выражению [9]:

$$\eta = \frac{R_c}{P_{крн}}. \quad (6)$$

Энергосберегающий режим движения трактора достигается в том случае, если выполняется условие  $\eta_{опт} \geq \eta$  [9].

Проведя преобразования из выражения 4 с учетом выражения 5 и выражения 6 количество сошников, при котором будет достигнута оптимальная нагрузка двигателя трактор, составит:

$$n = \frac{\eta_{опт} \cdot A m_э - f(G_c + V \rho \lambda q)}{10^{-3}(2005,27h + 9,34v + 49,77)}. \quad (7)$$

Оптимальное значение коэффициента использования силы тяги на крюке при посеве зерновых должно составлять 0,9 [4]. Тогда, с учетом постоянных, необходимое число сошников, при котором будет обеспечена оптимальная нагрузка двигателя, составит

$$n = \frac{3,53 \cdot 10^{-3} m_э - f(G_c + V \rho \lambda q)}{10^{-3}(2005,27h + 9,34v + 49,77)}. \quad (8)$$

Зная число сошников и ширину междурядья, можно определить рабочую ширину захвата посевного агрегата. На основе эмпирических зависимостей по известной методике определяют ориентировочное значение величины буксования и значение рабочей скорости движения посевного агрегата [9]. Эти параметры обеспечат энергосберегающий режим движения трактора в составе посевного агрегата.

### Выводы

Тяговое сопротивление сеялки зависит от «сухой» массы, вместимости бункера, суммарного тягового сопротивления сошников и коэффициента сопротивления на перекачивание сеялки. Величина тягового сопротивления сеялки изменяется в интервале от 9,7 кН до 27,27 кН.

Номинальное значение силы тяги на крюке, при допустимой величине буксования, для тракторов тягового класса 1.4 и тягового класса 2 находится в интервале от 13,25 кН до 20,78 кН.

Определена зависимость числа сошников от эксплуатационной массы трактора, тягового сопротивления сошника и силы сопротивления на перекачивание эксплуатационной массы сеялки.

Зерновые сеялки должны иметь блочно-модульный принцип составления. Этот принцип позволит на этапе комплектования агрегата по известной «сухой» массе сеялки, вместимости бункера, эксплуатационной массе трактора и тяговому сопротивлению дискового сошника определить их число.

### Литература

1. Припоров Е. В. Центробежный аппарат с подачей материала вдоль лопаток // Инновации в сельском хозяйстве. 2016. № 3(18). С. 243–247.
2. Припоров Е. В. Анализ факторов, влияющих на ширину полос технологической колеи. // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2016. № 5(61). С. 57–59.
3. Припоров Е. В. Технологическая колея и проблемы её создания // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2017. № 2(64). С. 82–84.
4. Шуров А. В. Обзор машин для посева сельскохозяйственных культур. // Материалы Всероссийской научно-практической конференции посвященной памяти профессора Г.Б. Гальдина: «Роль почвы в сохранении устойчивости агроландшафтов». Пенза: ФГОУ ВПО «Пензенская государственная сельскохозяйственная академия», 2008. С. 101–106.
5. Крючин Н. П. Посевные машины. Учебное пособие для студентов высших учебных заведений. Самара: СГАУ, 2008. С. 184.

6. Прокопьев С. Н. Повышение эффективности посева зерновых совершенствованием сошниковой системы сеялки. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Улан-Удэ: ФГБОУ ВО «Бурятская государственная сельскохозяйственная академия имени В. Р. Филиппова», 2004. 20 с.
7. Шуров А. В. Повышение качества посева семян зерновой сеялкой с разработкой высевающего аппарата. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Пенза: ФГБОУ ВО «Пензенский государственный аграрный университет», 2009. 18 с.
8. Сарсенов А. Е. Повышение эффективности зерновой сеялки путем совершенствования конструкции сошника для улучшения распределения семян в почве. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Саратов: ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет имени Н. И. Вавилова», 2017. 20 с.
9. Зангиев А. А., Шпилько А. В., Левшин А. Г. Эксплуатация машинно-тракторного парка М.: Колос С, 2008. С.27–30.
10. ГОСТ 26244-84. Обработка почвы предпосевная. Требования к качеству и методы определения. М.: Издательство стандартов, 1984. 12 с.
11. Руководство по эксплуатации трактора Беларусь 80.1/80.2/82.1 ГСКБ-МТЗ. Минск: ОАО «МТЗ», 2008. 132 с.
12. ГОСТ 27021-86. Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы. М.: Издательство стандартов, 1986. 15 с.

### References

1. Priporov Ye. V. Centrifugal apparatus with material feeding along the blades // Innovations in agriculture. 2016. No. 3(18). P. 243–247.
2. Priporov Ye. V. Analysis of factors influencing the width of the technological wheel track // Izvestia Orenburg State Agrarian University. 2016. No. 5(61). P. 57–59.
3. Priporov Ye. V. Technological track and the problems of its creation // Izvestia Orenburg State Agrarian University. 2017. No. 2 (64). P. 82–84.
4. Shurov A. V. Review of machines for sowing agricultural crops // Materials of the All-Russian Scientific and Practical Conference dedicated to the memory of professor G. B. Galdin: “The role of soil in maintaining the stability of agricultural landscapes”. Penza: FSEI “Penza State Agricultural Academy”, 2008. P. 101–106.
5. Kryuchin N. P. Sowing machines. Manual for students. Samara: Samara state aerospace University, 2008. P. 184.
6. Prokopiev S. N. Improving the efficiency of grain sowing by improving the coulter system of the seeder. Abstract. diss. ... Cand. Sc. (Tech.). Ulan-Ude: FSBEI of HE “Buryat State Academy of Agriculture”, 2004. 20 p.
7. Shurov A.V. Improving the quality of seed sowing with a grain seeder with the development of a seeding device. Abstract. diss. ... Cand. Sc. (Tech.). Penza: FSBEI of HE “Penza State Agricultural University”, 2009. 18 p.
8. Sarsenov A. E. Improving the efficiency of the grain seeder by improving the design of the coulter to improve the distribution of seeds in the soil. Abstract. diss. ... Cand. Sc. (Tech.). Saratov: FSBEI of HE “Saratov State Vavilov Agrarian University”, 2017. 20 p.
9. Zangiev A. A., Shpilko A. V., Levshin A. G. Operation of the machine and tractor park Moscow: Kolos S, 2008. P. 27–30.
10. GOST 26244-84. Presowing soil treatment. Quality requirements and methods for determination. Moscow: Izdatelstvo standartov, 1984. 12p.
11. Tractor Belarus 80.1/80.2/82.1 GSKB-MTZ operating manual, Minsk: JSK “MTZ”, 2008. 132 p.
12. GOST 27021-86. Agricultural and forestry tractors. Towing classes. Moscow: Izdatelstvo standartov, 1986. 15 p.

UDC631.331.53

Priporov Ye. V.

### OPTIMAL LOADING OF THE TRACTOR ENGINE AS PART OF THE SOWING UNIT

*Summary.* Modern grain drills are equipped with some devices that reduce the cost of adjusting and preparing the unit for operation. Fuel costs account for more than half of the total cost of sowing grain. The amount of fuel consumption for the operation of the sowing unit depends on the traction resistance and the mode of operation of the

tractor. The aim of the research was to specify the optimal loading of the engine of the tractor “Belarus 80.1” with grain seeder “ZS-4,2” when cultivating winter wheat and justify the traction resistance of the sowing unit that ensures optimal loading of the tractor engine. Monitoring the operation of the sowing unit in the Kuban educational and experimental farm of the Kuban State Agrarian University in autumn 2019 showed that the tractor engine is loaded less than 70 %. The analysis of grain seeders with a row spacing of 0.15 m using traditional technology was performed. The dependence of the traction resistance of the unit on the total traction resistance of the coulters, the operating weight of the seeder and the soil condition is established. The traction resistance of a grain drill, depending on the “dry” mass and the capacity of the hopper, varies in the range from 9.7 kN to 27.27 kN. As the weight of the seeder increases in the range from 1640 kg to 3050 kg, with a fixed number of coulters and a seed depth of 0.08 m, the traction resistance to rolling the sowing unit increases. The nominal value of the traction force on the hook, with the permissible amount of skidding, for tractors of traction class 1.4 and 2 is in the range from 13.25 kN to 20.78 kN. The dependence of the number of coulters on the operating weight of the tractor, the traction resistance of the coulter and the resistance force to rolling the operating weight of the seeder is obtained. The block-modular principle of drawing up the working width of the seeder during the completion of the sowing unit will allow, depending on the “dry” mass, the capacity of the hopper, and the operating weight of the tractor, selecting the number of coulters, at which the engine load factor will be close to the optimal one.

**Keywords:** traction resistance, disk opener, hopper capacity, “dry” mass, number of coulters, optimal loading, block-modular principle.

Припоров Евгений Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации МТП факультета механизации, ФГБОУ ВО «Кубанский государственный аграрный университет имени И.Т. Трубилина»; 350044, Россия, г. Краснодар, ул. Калинина, 13; e-mail: eprporov@bk.ru.

Priporov Yevgeny Vladimirovich, Cand. Sc. (Tech.), associate professor of the Department of operation of the machine and tractor park, Faculty of mechanization, FSBEI HE “Kuban State Agrarian University named after I. T. Trubilin”; 13, Kalinina str., Krasnodar, 350044, Russia; e-mail: eprporov@bk.ru.

Дата поступления в редакцию – 05.02.2020.

Дата принятия к печати – 20.03.2020.