

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОЙ ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА РТ-М-160 ПРИ РАБОТЕ С СЕЯЛКОЙ С НАВЕСНЫМ БУНКЕРОМ

Г. А. Окунев, А. П. Зырянов, А. В. Журавлев

Научные исследования, проведенные Южно-Уральским ГАУ и «Уралвагонзаводом», а также производственный опыт показывают, что для предприятий с небольшим размером общей площади выращивания сельскохозяйственных культур наиболее целесообразным является применение трактора среднего тягового класса, к которому относится РТ-М-160. Его применение в составе с различными сельскохозяйственными машинами позволяет выполнять основной комплекс работ в растениеводстве с невысокими трудовыми и техническими ресурсами. Для повышения эффективности работы данного трактора в составе с посевным комплексом пневматического типа предложена схема конструкции с установкой бункера семян на платформу задней оси тягового средства. Целью теоретического исследования являлось определение энергетической эффективности использования посевного агрегата с трактором РТ-М-160 при установке бункера сеялки на платформе его задней оси. В процессе исследований разработана методика и получены аналитические зависимости для определения энергетических показателей посевного агрегата, учитывающих установку бункера сеялки на платформе задней оси трактора. Выполненные теоретические расчеты показали, что применение данного способа агрегатирования позволяет на 32% увеличить движущую силу трактора за счет улучшения тягово-сцепных свойств. Реализация предлагаемого способа установки бункера посевного агрегата требует на 30% повысить эффективную мощность двигателя. Для обеспечения равномерного распределения нагрузки по осям трактора в процессе его работы с сеялкой при нагрузках $P_{кр} = 25...35$ кН необходимо размещать центр тяжести бункера на расстоянии 1,5...1,7 м относительно задней оси в сторону передней. Либо для уменьшения нагрузки на заднюю ось рекомендуется устанавливать высоту точки прицепа орудия с трактором ближе к опорной поверхности, а угол действия силы относительно горизонтали близкой к нулю. Это позволит на 10% снизить нагрузку на заднюю ось и частично выровнять реакции опорной поверхности на движители трактора.

Ключевые слова: трактор, бункер, движущая сила, реакции, мощность двигателя.

В результате реформирования сельскохозяйственного производства сложилась многоукладная экономика, где наряду с крупными агропромышленными холдингами, предприятиями на базе бывших совхозов и колхозов значительную долю (порядка $\frac{1}{3}$ обрабатываемой пашни) занимают фермерские хозяйства. Условия производства различных типов хозяйств существенно различаются, что обуславливает соответствующие требования к техническому оснащению производства. Если в крупных холдингах приоритет имеет самая производительная техника, то для фермерских хозяйств наиболее подходит трактор среднего класса на колесном движителе как более универсальный и экономичный [1, 2, 3].

Многолетние исследования Южно-Уральского ГАУ и «Уралвагонзавода» показывают,

что для предприятий ограниченных размеров наиболее перспективен трактор РТ-М-160, способный выполнять не только работы по междурядной обработке почвы и сельскохозяйственных растений, но и операции общего назначения. Это позволяет уменьшить номенклатуру машин и выполнять весь комплекс работ меньшими трудовыми и техническими ресурсами.

Компоновка этого трактора, как и других с колесной формулой 4×4, предусматривает распределение $\frac{2}{3}$ веса трактора на переднюю ось и $\frac{1}{3}$ – на заднюю. При полной тяговой нагрузке, что достигается при вспашке плугом, происходит выравнивание ее по осям трактора. Однако при работе с посевными комплексами полностью выровнять нагрузку на передний и задний мосты не удается, что снижает тяговые возможности трактора [4, 5] и увеличивает

уплотняющее воздействие на почву [6, 7], а для выравнивания давления необходима дополнительная нагрузка на заднюю ось [8, 9].

Современные посевные комплексы с пневматическим распределением семян оснащаются бункерами на колесном ходу, на перемещение которых затрачивается около четверти тягового усилия трактора. Задача заключается в установке бункера для семян на площадку над задней осью трактора. Предварительные расчеты показывают, что рациональный размер емкости для семян находится в пределах $2,5 \text{ м}^3$. В результате увеличиваются тягово-сцепные свойства трактора, что обуславливает необходимость корректировки мощности двигателя. Следует отметить, что тягово-сцепные и опорные показатели трактора зависят от типа колесного движителя, как и потребная мощность двигателя.

Методы исследования

Одним из основных показателей машины, характеризующих ее сцепные свойства движителей с опорной поверхностью, является движущая сила. Для полноприводного колесного трактора она складывается из двух составляющих:

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{дв1}} + P_{\text{дв2}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{дв1}}$, $P_{\text{дв2}}$ – движущая сила, создаваемая соответственно колесами передней и задней осей, кН.

Движущую силу единичного колеса, образуемую при взаимодействии с почвой, определим по зависимости [10]:

$$P_{\text{дв}} = f_{\text{тс}} \cdot \left(q \cdot \text{th} \left(\frac{\delta \cdot l_{\text{п}}}{k_{\tau}} \right) l_{\text{п}} \cdot n_{\text{п}} \cdot b + G \right), \quad (2)$$

где $f_{\text{тс}}$ – коэффициент трения скольжения опорной поверхности движителя о почву;

q – давление единичного колеса на почву, кПа;

δ – коэффициент буксования, доли;

$l_{\text{п}}$ – расстояние между почвозацепами колеса, м;

k_{τ} – коэффициент деформации сдвига, м;

$n_{\text{п}}$ – количество почвозацепов колеса, погруженных в почву, шт.;

b – ширина колеса, м;

G – вертикальная нагрузка, действующая на колесо, кН.

Нагрузки, действующие на передние и задние колеса в процессе работы агрегата, зависят от конструктивных и эксплуатационных факторов [7]. Для их определения составим схему сил, действующих на трактор при работе с се-

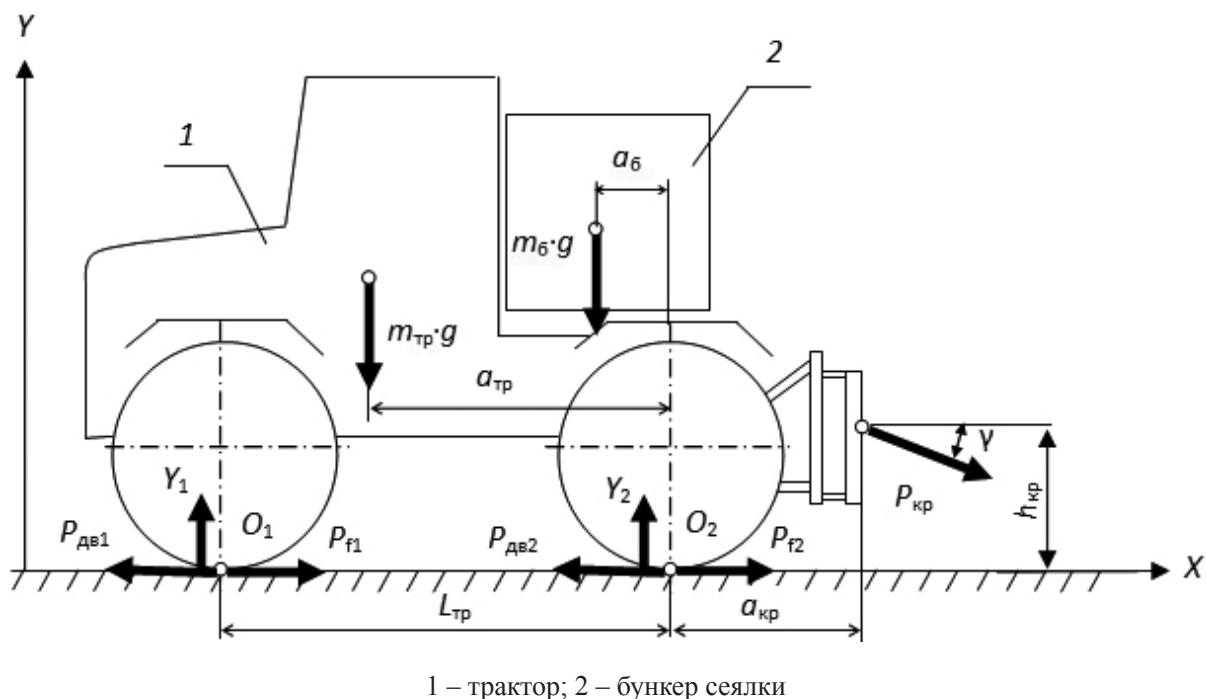


Рис. 1. Схема сил, действующих на трактор при работе с сеялкой и навесным бункером



ялкой и навесным бункером на горизонтальной поверхности (рис. 1).

Определим сумму моментов сил относительно точек O_1 и O_2 и выразим из них реакции Y_1 и Y_2 :

$$Y_1 = \frac{\left(m_{\text{тр}} \cdot g \cdot a_{\text{тр}} + m_6 \cdot g \cdot a_6 - M_f - P_{\text{кр}} \cdot (h_{\text{кр}} \cdot \cos \gamma + a_{\text{кр}} \cdot \sin \gamma) \right)}{L_{\text{тр}}}; \quad (3)$$

$$Y_2 = \frac{\left(m_{\text{тр}} \cdot g \cdot (L_{\text{тр}} - a_{\text{тр}}) + m_6 \cdot g \cdot (L_{\text{тр}} - a_6) + M_f + P_{\text{кр}} \cdot (h_{\text{кр}} \cdot \cos \gamma + a_{\text{кр}} \cdot \sin \gamma) \right)}{L_{\text{тр}}}, \quad (4)$$

где M_f – момент сопротивления перекачиванию трактора, кН·м, который при равных геометрических размерах колес можно определить по следующей зависимости:

$$M_f = r_d \cdot f \cdot g \cdot (m_{\text{тр}} + m_6), \quad (5)$$

где r_d – динамический радиус колеса трактора, м.

Или с учетом (5) выражения (3), (4) примут вид:

$$Y_1 = \frac{\left(m_{\text{тр}} \cdot g \cdot a_{\text{тр}} + m_6 \cdot g \cdot a_6 - r_d \cdot f \cdot g \cdot (m_{\text{тр}} + m_6) - P_{\text{кр}} \cdot (h_{\text{кр}} \cdot \cos \gamma + a_{\text{кр}} \cdot \sin \gamma) \right)}{L_{\text{тр}}}; \quad (6)$$

$$Y_2 = \frac{\left(m_{\text{тр}} \cdot g \cdot (L_{\text{тр}} - a_{\text{тр}}) + m_6 \cdot g \cdot (L_{\text{тр}} - a_6) + r_d \cdot f \cdot g \cdot (m_{\text{тр}} + m_6) + P_{\text{кр}} \cdot (h_{\text{кр}} \cdot \cos \gamma + a_{\text{кр}} \cdot \sin \gamma) \right)}{L_{\text{тр}}}. \quad (7)$$

Движущая сила трактора зависит от давления, создаваемого двигателями на опорную поверхность [4]:

$$q = \frac{Y \cdot K_2}{\left(0,5\pi \cdot b \cdot r_0 \cdot K_1 \times \sqrt{n_k \sqrt{1 - \left(1 - \frac{Y}{0,5\pi \cdot p_{\text{ш}} \cdot n_k \cdot r_0 \sqrt{r_0 \cdot r_c}} \right)}} \right)}, \quad (8)$$

где Y – реакция опорной поверхности на колеса оси трактора, кН.

K_2 – коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади контакта шины ($K_2 = 1,5$);

n_k – количество колес на оси, шт.;

r_0 – радиус ненагруженного колеса, м;

K_1 – коэффициент, зависящий от наружного диаметра шины колеса;

$p_{\text{ш}}$ – давление воздуха в шине, кПа;

r_c – радиус сечения шины, м.

Буксование ведущих колес зависит от сцепной массы трактора, его нагрузки на крюке, которое можно определить по следующей зависимости:

$$\delta = \frac{a \cdot P_{\text{кр}}}{(m_{\text{тр}} + m_6) \cdot g \cdot b - P_{\text{кр}}}, \quad (9)$$

где a, b – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа движителей трактора и агрофона.

Для образования силы сцепления колес с почвой двигатель должен развивать мощность, определяемую по следующей зависимости:

$$N_e = \frac{P_{\text{дв}} \cdot \pi \cdot r_k \cdot n}{30 \cdot i_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (10)$$

где r_k – радиус ведущих колес, м;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹;

i_0 – общее передаточное число трансмиссии;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии трактора.

Или с учетом выражения (8) зависимость (9) примет вид:

$$N_e = \frac{\left(m_{\text{тр}} \cdot g + m_6 \cdot g + \frac{2P_{\text{кр}} \cdot h_{\text{кр}}}{L_{\text{тр}}} \right) \cdot \mu_{\text{сц}} \cdot \pi \cdot r_k \cdot n}{30 \cdot i_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}. \quad (11)$$

Общее передаточное число трансмиссии определяется по следующему соотношению:

$$i_0 = \frac{n}{n_k}, \quad (12)$$

где n_k – частота вращения ведущих колес, мин⁻¹, определяемая по выражению:

$$n_k = \frac{1000V_p}{60l} = \frac{50V_p}{3l}, \quad (13)$$

где V_p – скорость движения агрегата, км/ч;

l – длина пути, пройденная агрегатом за один оборот колеса, м/об.

Если известно, что $l = 2\pi \cdot r_k$, то

$$n_k = \frac{50V_p}{3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_k} = \frac{25V_p}{3 \cdot \pi \cdot r_k}. \quad (14)$$

С учетом (13) выражение (11) примет вид:

$$i_0 = \frac{3n \cdot \pi \cdot r_k}{25V_p}. \quad (15)$$

Выполнение агрегатом полевых операций в поле осуществляется главным образом при

скорости движения 7...15 км/ч. С учетом этого общее передаточное отношение трансмиссии при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ и радиусе колес $r_k = 0,74$ будет $i_0 = 39...83$.

Определим потребную эффективную мощность двигателя для трактора РТ-М-160 при работе с сеялкой и навесным бункером. Исходные данные для расчета представлены в таблице 1.

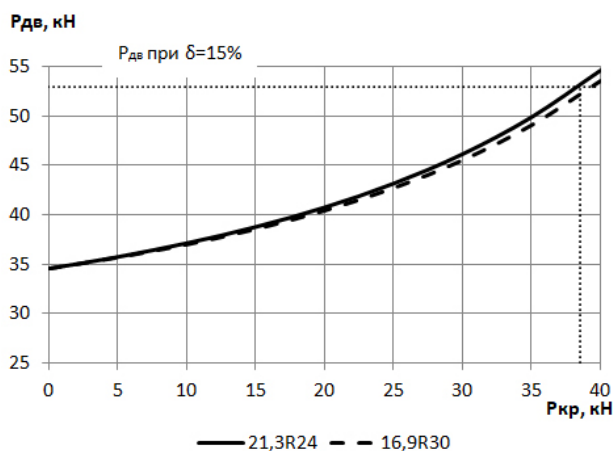
Результаты исследований и их обсуждение

Результаты расчетов представлены на рисунке 2.

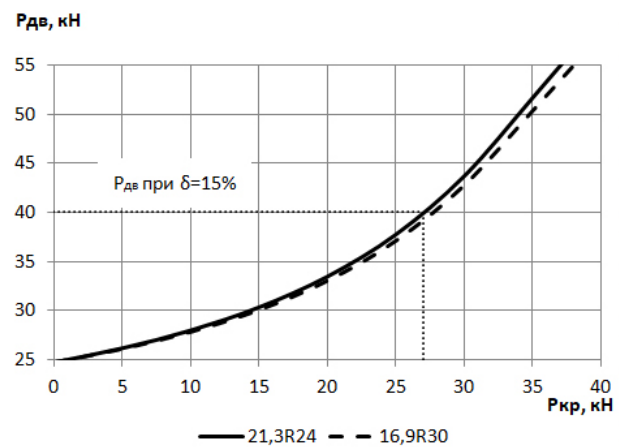
Расчеты показывают, что типоразмер шин, одинарно устанавливаемых на трактор РТ-М-160 (21,3R24 и 16,9R30 с шириной 0,52 и 0,43 м соответственно), несущественно влияет на движущую агрегат силу (рис. 2 а, б). При небольшой нагрузке на крюке значения $P_{дв}$ для различных шин одинаковы, а при больших значениях $P_{кр}$ (25...40 кН) их разница составляет

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

Показатель	Значение
Масса трактора $m_{тр}$, т	6,3/6,6
Масса навесного бункера $m_{б}$, т	2,5
База трактора $L_{тр}$, м	2,76
Высота точки прицепа, м	0,4
Расстояние от оси до центра тяжести трактора $a_{тр}$, м	1,61
Радиус ненагруженного колеса, м	0,74
Давление в шинах колес, кПа	140



а



б

Рис. 2. Изменение движущей силы трактора РТ-М-160 в зависимости от нагрузки на крюке с различными типоразмерами шин: а – с бункером; б – без бункера



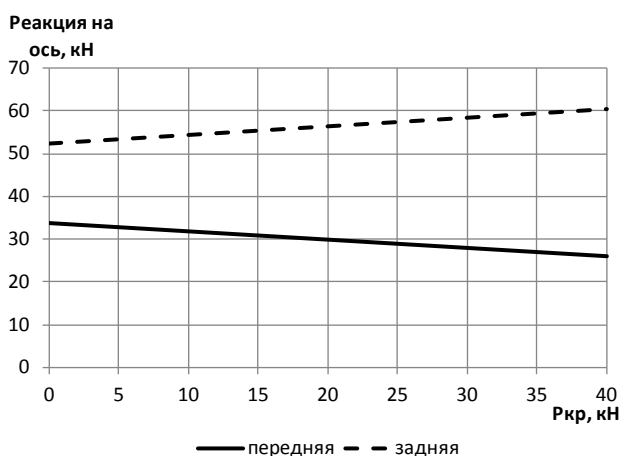
0,5...1,0 кН (1...2%). При этом наибольшая движущая сила образуется при использовании шин 21,3R24.

С увеличением нагрузки на крюке движущая агрегат сила возрастает как при использовании бункера, так и без него, что вызвано дополнительным догрузением ведущих задних колес трактора. Однако при установлении бункера с семенами общей массой 2,5 т движущая сила при допуске буксовании движителей ($\delta = 15\%$) у трактора с установленным бункером на 13 кН выше (то есть на 32%).

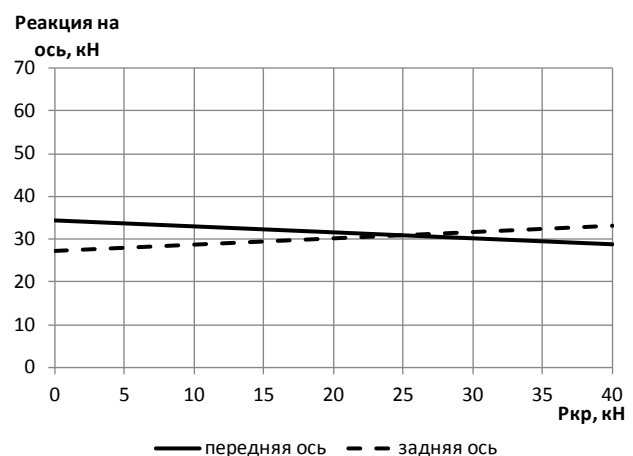
При использовании трактора РТ-М-160 без бункера при нагрузке на крюке 20...30 кН реакции опорной поверхности на передние и задние движители уравниваются (рис. 3 б), и движущие силы колес обеих осей одинаковы. В случае установки бункера на заднюю ось трактора (когда вертикальное положение центра тяжести бункера совпадает с вертикальной осью задних колес трактора) движущая сила увеличивается за счет дополнительной нагрузки задних ведущих колес (на передних она в данном случае не изменяется) (рис. 3 а). Но при этом возникает отличие реакций на движителях передних и задних осей. Следует учесть, что масса устанавливаемого бункера является величиной переменной. Если принять, что среднее его значение $m_6 = 1,5$ т, то нагрузка на заднюю ось в 1,2...1,7 раза выше, чем на переднюю.

Расчеты показывают (рис. 4), что для обеспечения одинакового распределения нагрузки по осям трактора в процессе его работы с сеялкой при высоких нагрузках на крюке ($P_{кр} = 25...35$ кН) необходимо размещать центр тяжести бункера в сторону передней оси. При этом чем меньше масса бункера, тем ближе к передней оси должен располагаться данный центр тяжести. Если принять массу бункера средней величины ($m_6 = 1,5$ т), то для обеспечения выравнивания нагрузок на переднюю и заднюю оси при усилии на крюке 25...35 кН ($h_{кр} = 0,4$ м, $\gamma = 0$ град.) центр тяжести бункера должен находиться на расстоянии 1,5...1,7 м относительно задней оси в сторону передней (рис. 4). Однако данный способ требует конструктивного изменения трактора, поэтому для уменьшения нагрузки на заднюю ось рекомендуется устанавливать точку прицепа орудия к тяговому средству ближе к опорной поверхности, а угол действия силы относительно горизонтали близкой к нулю. Это позволит примерно на 10% снизить нагрузку на заднюю ось и в какой-то мере выровнять реакции опорной поверхности на движители трактора.

Для реализации движущей силы (при допустимом буксовании движителей) с использованием навесного бункера требуется увеличить эффективную мощность двигателя трактора РТ-М-160 со 130 до 170 кВт (то есть на 30%).



а



б

Рис. 3. Зависимость реакций опорной поверхности на переднюю и заднюю оси трактора РТ-М-160 при изменении нагрузки на крюке: а – с бункером ($m_6 = 1,5$ т); б – без бункера

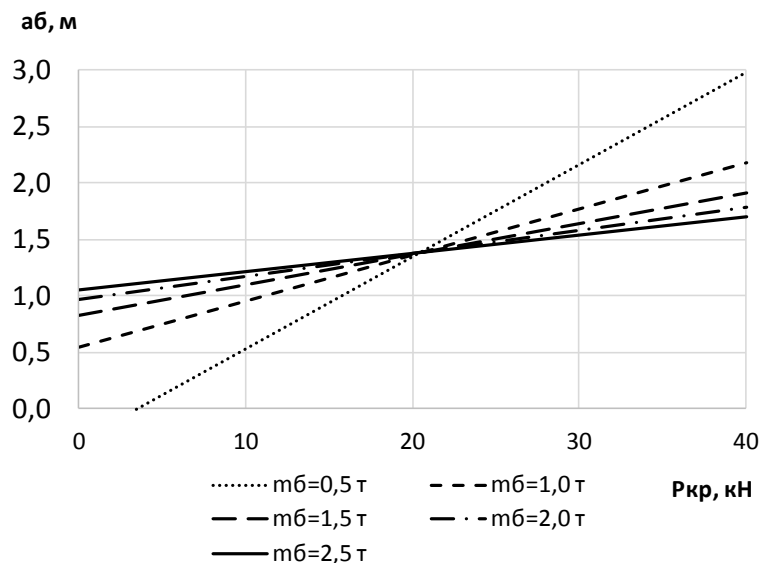


Рис. 4. Зависимость рационального продольного расположения центра тяжести бункера относительно задней оси трактора при различной его массе

Список литературы

1. Малыха Е. Ф., Катаев Ю. В. Экономическое обоснование оптимального состава машинно-тракторного парка в растениеводстве // Экономика сельского хозяйства России. 2019. № 3. С. 76–80.
2. Фомин А. О состоянии и перспективах машинно-тракторного парка сельхозпредприятий России // Международный сельскохозяйственный журнал. 2015. № 3. С. 56–60.
3. Окунев Г. А., Зырянов А. П., Пятаев М. В. Влияние конструктивных и эксплуатационных параметров агрегата на рациональное положение центра тяжести дополнительного прицепного ведущего моста // АПК России. 2022. Т. 29. № 1. С. 48–53.
4. Estimation of the traction power of agricultural tractors from dynamometric tests / A. Russini [et al.] // Ciencia Rural. 2018. V. 4 (04). DOI: <https://doi.org/10.1590/0103-8478cr20170532>.
5. Experimental investigation of traction power transfer indices of farm-tractors for efficient energy utilization in soil tillage and cultivation operations / Md-T. Hafiz [et al.] // Agronomy. 2021. № 11. P. 168. DOI: <https://doi.org/10.3390/agronomy11010168>.
6. Зырянов А. П., Пятаев М. В., Кузнецов Н. А. Снижение воздействия колес трактора на почву // Вестник КрасГАУ. 2014. № 4 (91). С. 223–227.
7. Окунев Г. А., Астафьев В. Л., Кузнецов Н. А. Снижение последствия машинных агрегатов на почву // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 43–47.
8. Intelligent ballast control system with active load-transfer for electric tractors / S. Zhang [et al.] // Biosystems Engineering. 2022. V. 215. P. 143–155. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.01.008>.
9. Влияние распределения нагрузки по осям машинно-тракторных агрегатов на глубину следа / И. Н. Шило, Н. Н. Романюк, А. Н. Орда, С. О. Нукешев // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2018. Т. 12. № 2. С. 38–43.
10. Жаков А. О. Модель движения машинно-тракторного агрегата при воздействии внешней силы // АПК России. 2021. Т. 28. № 5. С. 649–652.

Окунев Геннадий Андреевич, д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: mtpitmg@mail.ru.



Зырянов Антон Павлович, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: mtp-chgaa@mail.ru.

Журавлев Андрей Владимирович, магистрант, кафедра «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: andrejka.1998@mail.ru.

* * *