

Б. Г. НАЗАР, В. Н. НЕЧАЕВ, В. И. СЕРБИН

## РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ КОЛЕСНОГО ЛУНКОДЕЛАТЕЛЯ

**Ключевые слова:** динамическая модель сеялки, динамическая схема, динамическая схема качения, длина лункоделателя, колесный лункоделатель, коэффициент скольжения колеса, момент реакции почвы, осевая нагрузка на колесо, оптимальная нагрузка, пиковое скольжение, пиковое сопротивление, равномерность вращения колеса, реакция почвы, угловое ускорение колеса, фоновое сопротивление качению.

**Аннотация.** В статье изложены теоретические основы динамики посевной секции колесного типа. Выявлены факторы, влияющие на равномерность хода колесного лункообразователя, его тяговое сопротивление и априорно определены их параметры. графический анализ математических зависимостей динамических воздействий позволили определить оптимальные значения параметров посевной секции и ее массу. Доказано, что приращение сопротивления по среднему значению в два раза ниже пикового, что обеспечивает устойчивую работу заделывающего рабочего органа. Определены области оптимизации осевой нагрузки, технологических и конструктивных параметров посевной секции при условиях ее работы на скоростях до 3,4 м/с.

Как известно из литературных источников, возможно построение различных схем колесно-лунковых сеялок. Их наиболее простые варианты можно представить в виде колеса, получающего вращение от сцепления его обода с почвой; ротора, вращающегося за счет его специальных почвозацепов; ротора с комбинированной передачей вращения, когда сцепление ротора с почвой сочетается с приводом от опорно-несущих колес рамы сеялки.

Сопоставление этих схем показывает, что для получения данных, необходимых для практических выводов и обобщений, достаточно ограничиться исследованиями динамических процессов колесного варианта сеялки. При этом важно получить данные о

тяговом сопротивлении колесных лункоделателей, сведения о закономерностях скольжения колес в зависимости от приложенных к ним осевых нагрузок, а также информацию о влиянии других факторов на технологические показатели работы заделывающих органов.

Для решения уравнения движения лункоделающего колеса воспользуемся схемой приложения к катящемуся колесу сил, принятой в общей механике [3, с. 410; 6, с. 512]. На рис. 1. показана фаза заглабления лункообразователя в почву, когда приложенные к его наконечнику составляющие реакции почвы  $Q$  и  $T$  оказывают на колесо тормозящее воздействие. При определенных условиях сила  $T$  может менять свое направление на противоположное. В фазе заглабления это возможно в том случае, если сила трения, возникающая при соприкосновении обода колеса с почвой, недостаточна для преодоления момента реакции почвы, действующей на наконечник. Вполне очевидно, что при выглаблении лункообразователя сила  $T$  всегда будет направлена против движения центра колеса.

В этой фазе лункоделатель начинает работать как почвозацеп, создающий момент вращения колеса. В зависимости от количества размещенных на колесе лункоделателей возможны две динамические схемы качения: первая, когда с почвой взаимодействует только один лункообразователь, вторая – не менее двух лункообразователей, у которых силы реакции  $T$  противоположно направлены и частично или полностью сбалансированы.

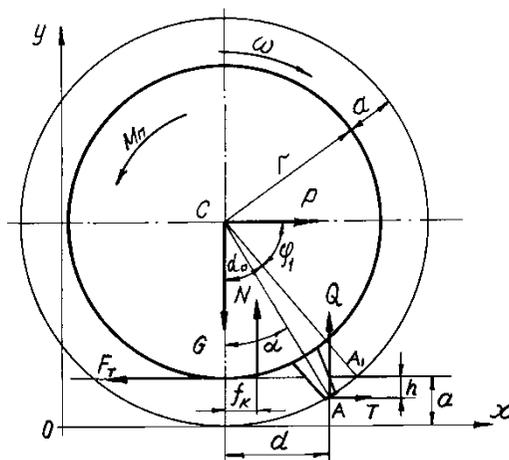


Рисунок 1 – Силы, действующие на колесный лункообразователь

G – осевая нагрузка на колесо; N – реакция почвы на обод колеса;

Q – вертикальная составляющая реакции почвы на наконечник

T – горизонтальная составляющая реакции; F<sub>T</sub> – сила трения;

P – движущая сила; M<sub>II</sub> – момент приводного механизма;

f<sub>k</sub> – коэффициент качения.

Согласно рис. 1, граничное число лункоделателей, разделяющее первую и вторую динамические схемы, определяется выражением:

$$z_1 = \frac{2\pi}{2\alpha_0} = \frac{\pi}{\alpha_0}, \quad (1)$$

где  $\alpha_0$  – угол входа лункоделателя в почву.

Но так как

$$\text{Cos}\alpha_0 = \frac{r}{r+a} = \lambda^{-1}; \quad \alpha_0 = \text{arcCos}\lambda^{-1}, \quad (2)$$

то:

$$z_1 = \frac{\pi}{\text{arcCos}\lambda^{-1}}. \quad (3)$$

Если окажется, что количество установленных на колесе лункоделателей

$$z < z_1, \quad (4)$$

то с почвой одновременно будет взаимодействовать только один из них.

Для случая, когда:

$$z \geq z_1 \quad (5)$$

с почвой будут взаимодействовать не менее двух лункоделателей.

Граничные числа лункоделателей зависят от величины показателя  $\lambda$ , а точнее от соотношения, включающего радиус колеса и длину лункообразователей. Относительно малые радиусы и длинные лункоделатели снижают граничные числа (табл. 1).

Рассмотрим, какая схема взаимодействия будет характерной для условий посева кукурузы на зерно. Согласно агротребованиям семена заделываются в почву на глубину 6 см при норме высева 4 шт. семян на 1 погонный метр. Для колеса с радиусом 30 см будем иметь:

$$\lambda = \frac{36}{30} = 1,2; \quad z_1 = 5,3 \text{шт.}$$

Для заданной нормы высева на колесе фактически требуется

установить следующее количество лункоделателей:

$$z = 4 \cdot 2 \pi r \Rightarrow 8 \cdot 3,14 \cdot 0,3 = 7,5.$$

Получается, что:

$$z > z_1$$

Таблица 1 – Граничные числа лункоделателей

$\lambda$	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40
$z_1$	10,0	7,3	6,1	5,3	4,9	4,5	4,2	4,0

Следовательно, качение колеса будет осуществляться по второй динамической схеме.

При посеве сахарной свеклы с нормой высева 10 шт. на 1 погонный метр и глубиной заделки 2 см для того же диаметра колеса получим:

$$\lambda = 32/30 = 1,066; z_1 = 8,8;$$

$$z = 10 \cdot 2 \pi r = 18,8; z > z_1;$$

Согласно этим расчетам, с почвой должны взаимодействовать не менее двух лункоделателей одновременно. В данных условиях приложенные к обоим наконечникам силы  $T$  частично или полностью уравновешиваются. При этом основной силой, вращающей колесо, остается сила трения, приложенная к ободу колеса. Ее момент относительно оси вращения, преодолевая момент сопротивления почвы лункообразователь, заставляет его двигаться в почве по закону удлиненной циклоиды.

Рассмотрим условия равновесия катящегося колеса в режиме взаимодействия с почвой двух лункообразователей. Пренебрегая силой  $T$ , уравнения движения колеса можно записать в таком виде:

$$m\ddot{x} = -F_T; \quad (6)$$

$$m\ddot{y} = G - N - Q \quad (7)$$

$$J_c \ddot{\varphi} = F_T r - f_k N - Qd - M_n \quad (8)$$

где  $J_c$  – момент инерции колеса относительно оси вращения;  
 $d$  – плечо реакции  $Q$ .

Для установившегося равномерного движения, когда скорость колеса постоянна, а заглоблению лункообразователя в почву ничто не препятствует, можно считать, что

□□□□

Поэтому и ускорения центра колеса по осям координат будут нулевыми:

$$\ddot{x} = 0; \ddot{y} = 0.$$

Однако на общем фоне равномерного скольжения периодически будет проявляться пиковое скольжение, увеличивающееся в то время, когда лункообразователи проходят через начальную фазу заглупления. Это сопровождается некоторым замедлением вращения колеса и, естественно, изменением его угловой скорости. Неравномерность вращения колеса указывает на то, что его угловое ускорение отличается от нуля. При фоновом скольжении угловое ускорение  $\ddot{\varphi} = 0$ , в тормозном режиме качения, когда лункоделатель заглупляется в почву, угловое ускорение колеса будет меньше нуля ( $\ddot{\varphi} < 0$ ). При этом к фоновому скольжению как бы добавляется приращение.

В практическом отношении более рациональным является качение колеса с равномерным фоновым скольжением. Для удовлетворения этого условия необходимо, чтобы:

$$\ddot{\varphi} = 0.$$

Тогда уравнения равновесия сил, действующих на колесо, примут следующий вид:

$$P - F_T = 0; \quad (9)$$

$$G - N - Q = 0; \quad (10)$$

$$F_T r - f_k N - Qd - M_n = 0. \quad (11)$$

Из уравнения моментов запишем условие качения колеса:

$$F_T r \geq f_k N + Qd + M_n. \quad (12)$$

Предельное значение силы трения выразим через действующую на колесо реакцию почвы, воспользовавшись известным соотношением:

$$F_T = fN, \quad (13)$$

где  $f$  – коэффициент трения колеса по почве.

Далее из уравнения (10) находим:

$$N = G - Q. \quad (14)$$

На основании (13) и (14) условие качения колеса запишем следующим образом:

$$f(G - Q)r \geq (G - Q)f_k + Qd + M_n. \quad (15)$$

Все величины, входящие в данное выражение, кроме осевой нагрузки, будем считать независимыми переменными. Поэтому качение колеса с равномерной угловой скоростью в основном предопределяется его тяжестью. Решая (15) относительно осевой

нагрузки, получим:

$$\begin{aligned} G(fr - f_k) &\geq Q(fr - f_k) + Qd + M_n. \\ G &\geq Q + (Qd + M_n)(fr - f_k)^{-1}. \end{aligned} \quad (16)$$

Это соотношение, выражая в общем виде баланс сил, действующих на колесо, показывает, что осевая нагрузка по величине должна быть достаточной для того, чтобы уравновесить три составляющих сопротивления. Поэтому в данной задаче осевая нагрузка, как функция многих независимых переменных, является одним из основных параметров сеялки, подлежащих оптимизации.

Рассмотрим детально составляющие осевой нагрузки. Для удобства обозначим:

$$Q_1 = \frac{Qd}{fr - f_k}; \quad Q_2 = \frac{M_n}{fr - f_k}. \quad (17)$$

Для нахождения оптимальной нагрузки требуется определить максимальные значения реакции  $Q$  и ее момента. При этом будет исходить из предположения, что сила реакции почвы на наконечник подчиняется линейному закону [4, с. 296]:

$$Q = qSh, \quad (18)$$

где

$q$  – удельное сопротивление почвы вдавлыванию лункообразователя;

$S$  – площадь вдавливания;

$h$  – текущее заглубление лункоделателя в почву.

При качении колеса глубина вхождения наконечника в почву, являясь функцией угла поворота, изменяется от нуля до длины вылета лункоделателя. Поэтому следует считать, что наибольшая сила реакции почвы на лункоделатель должна определяться формулой:

$$Q = qSh. \quad (19)$$

Определим момент этой силы. Из рис. 1 находим ее плечо:

$$d = (r + a)\sin\alpha; \quad (20)$$

$$\cos\alpha = \frac{r+h}{r+a}; \quad \sin\alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{r-h}{r+a}\right)^2}; \quad (21)$$

$$d = \sqrt{(a-h)(2r+a+h)}. \quad (22)$$

С учетом выражений (18) и (22) вторую составляющую осевой нагрузки запишем так:

$$Q_1 = qSh\sqrt{(a-h)(2r+a+h)} \cdot (fr - f_k)^{-1}. \quad (23)$$

Анализируя это выражение, замечаем, что в крайних точках перемещения лункоделателя в почве, когда  $h = 0$  и  $h = a$ , вторая составляющая нагрузки также равна нулю ( $Q_2 = 0$ ). Это означает, что рассматриваемая функция имеет экстремум, в котором  $Q_2$  приобретает наибольшее значение.

Для определения координаты экстремума, выражаемой величиной заглупления лункоделателя, воспользуемся той частью уравнения, в которой содержится переменная, т. е.:

$$\xi = h\sqrt{(a-h)(2r+a+h)}. \quad (24)$$

Если эта функция имеет экстремум, то очевидно, что производная функции в точке экстремума будет равняться нулю.

$$\frac{d\xi}{dh} = 0.$$

Следовательно,

$$\frac{d\xi}{dh} = \sqrt{(a-h)(2r+a+h)} + h \frac{-(2r+a+h) + (a-h)}{2\sqrt{(a-h)(2r+a+h)}} = 0.$$

После упрощения получаем следующее квадратное уравнение:

$$2h^2 + 3rh - a(2r+a) = 0, \quad (25)$$

положительным корнем, которого является выражение

$$h_3 = \frac{\sqrt{9r^2 + 8a(2r+a)} - 3r}{4}, \quad (26)$$

где  $h_3$  – экстремальная глубина погружения лункоделателя в почву, при которой возникает наибольший тормозящий момент, действующей на лункообразователь силы.

Из уравнения (26) видно, что экстремальная глубина является функцией радиуса колеса и длины лункоделателя. Однако фактически радиус колеса, как показывает анализ, на величину этого показателя влияния не оказывает. Он линейно связан лишь с длиной лункообразователя (рис. 2).

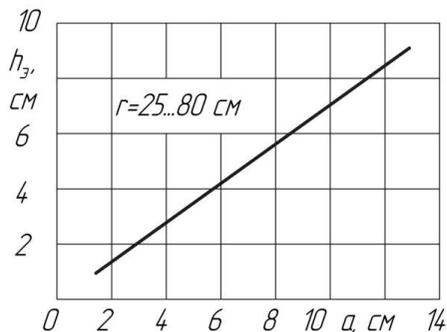


Рисунок 2 – Графики экстремальной глубины в зависимости от длины лункоделателя

Заменяя в уравнении (23) величину заглубления лункообразователя на экстремальную, получим формулу второй составляющей осевой нагрузки:

$$Q_1 = qSh_3 \sqrt{(a - h_3)(2r + a + h_3)} (fr - f_k)^{-1}. \quad (27)$$

Отметим, что третья составляющая осевой нагрузки, непосредственно не связанная с процессом взаимодействия колеса с почвой, может считаться величиной постоянной.

Таким образом, имея выражения всех трех составляющих сил (17), находим формулу оптимизации осевой нагрузки колеса:

$$G_{\cdot} \geq qSa + (qSh_3 \cdot \sqrt{(a - h_3)(2r + a + h_3)} + M_{\cdot}) (fr - f_k)^{-1}. \quad (28)$$

Задача оптимизации осевой нагрузки имеет большое практическое значение. Результаты ее решения в зависимости от условий работы и агротехнических требований крайне необходимы для прогнозирования конструктивной массы посевной секции проектируемой сеялки. Для ее определения достаточно воспользоваться соотношением:

$$m_{on} = \frac{G_{on}}{g}. \quad (29)$$

Для примера определим числовые значения оптимальной массы колеса, выраженной в функции вылета лункообразователей и радиуса, при фиксированных значениях всех других входящих в формулу факторов.

Предположим, в частности, что:

$$q = 3 \text{ Нсм}^{-3}; S = 8 \text{ см}^2; f = 0,6; f_k = 6,0 \text{ см}. M_n = 620 \text{ Нсм}$$

Числовые значения этих величин согласуются с опытными данными.

Графическая интерпретация результатов вычислений (рис. 3) дает наглядное представление о структуре и характере изменения составляющих массы колеса. Так, ее составная часть  $m_1$  вызывает осевую нагрузку, которая требуется для преодоления сопротивления почвы вдавливанию лункоделателя на глубину заделки семян. Масса  $m_2$  создает момент силы трения на ободу колеса, уравнивающий момент реакции почвы, действующей на лункоделатель. И наконец, для создания дополнительной силы трения на ободу, компенсирующей момент сопротивления передаточного механизма, требуется прибавка массы –  $m_3$ . Основной вклад в оптимизированную массу вносят две первые ее составляющие, величины которых зависят в основном от длины лункоделателей. Из графиков (рис. 4) можно установить, что приращение глубины заделки семян (длины лункоделателя) на 1 см требует в среднем прибавки массы в 5 кг, причем эта прибавка уменьшается с увеличением радиуса колеса.

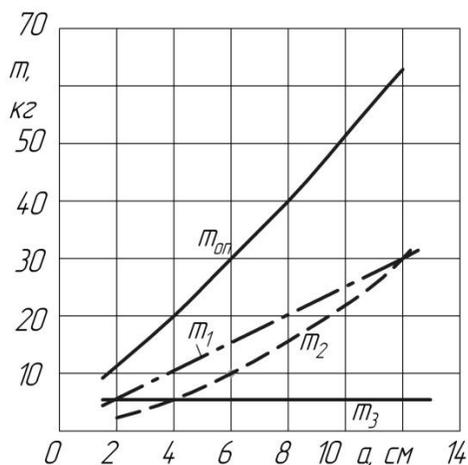


Рисунок 3 – Графики составляющих массу колеса в зависимости от длины лункоделателя

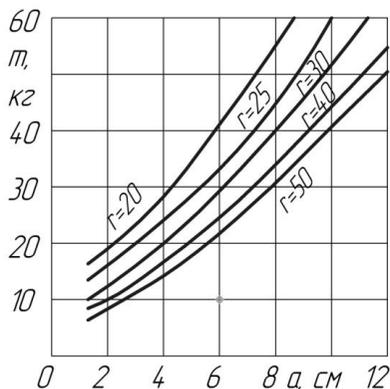


Рисунок 4 – Изменение оптимальной массы колеса в зависимости от длины лункоделателя

Для колес с малыми радиусами требуются большие осевые нагрузки. По мере увеличения радиуса колеса осевая нагрузка или обеспечивающая ее масса уменьшаются (рис. 5). С увеличением радиуса колеса темп снижения массы падает с последующей ее стабилизацией на некотором уровне, зависящем исключительно от длины лункоделателя.

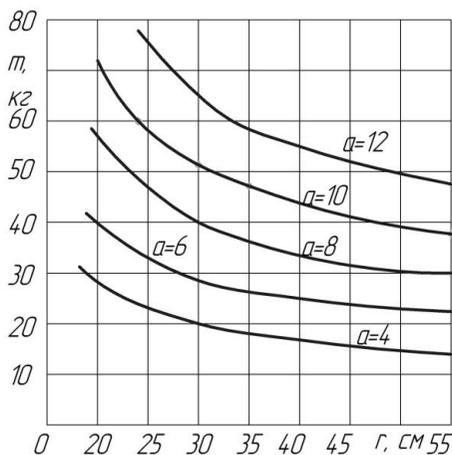


Рисунок 5 – Изменение оптимальной массы в зависимости радиуса колеса

Так, для сеялок, рассчитываемых на заделку семян, на глубину до 8 см, радиусы колеса, почти стабилизирующие его массу, располагаются на оси абсцисс графика правее 40 см. Для радиусов колес, меньших 25 см, оптимальная масса резко возрастает. С учетом этого нецелесообразно, по-видимому, проектировать колесно-лунковые сеялки с радиусами колес, меньшими 20–25 см.

В анализе рабочих процессов, касающихся высевających аппаратов и семяпроводов, показано, что технологические радиусы колес рационально ограничивать пределами 25–40 см.

Применительно к колесу радиусом 30 см его расчетная масса для детерминированных условий составляет около 40 кг, если глубина заделки семян не будет превышать 8 см. При тех же условиях для колес радиусом 25 и 40 см требуются массы соответственно 45,5 и 34,6 кг. На основании данных, вытекающих из теоретических расчетов, приемлемой конструктивной массой посевного колеса может считаться масса 45–50 кг. Для культур с меньшей 8 см глубиной заделки семян, прогнозируемая масса колеса снижается. Это, в частности, может касаться свекловичных сеялок, для которых оптимальная масса посевного колеса радиусом 25 см не превышает, согласно расчетам, 20 кг.

Академик В. П. Горячкин качение колеса с кинематической точки зрения рассматривал как непрерывное опрокидывание тела с бесконечно большим числом граней [1, с. 220]. Аналогично колесо с лункоделателями имеет конечное число граней с достаточно широкой опорной плоскостью. Особенность качения такого колеса состоит в том, что при опрокидывании его через лункоделатель происходит последовательное смятие почвы на обусловленную его длиной глубину. При этом должны выполняться определенные условия: первое – достаточная силовая связь обода колеса с опорной поверхностью, по которой происходит качение, и второе – надлежащее расположение по высоте относительно опорной поверхности движущей силы. При широкой опоре и при расположении вблизи ее движущей силы качение колеса, как правило, происходит со скольжением. Связь колеса с почвой, основание опоры и расположение движущей силы являются основными факторами, от которых зависит величина скольжения. Они определяются, главным образом, осевой нагрузкой (массой) колеса, его радиусом и длиной лункоделателей.

Приращение скольжения в момент опрокидывания по отношению к фоновому, как уже было показано, сопровождается появлением отрицательного углового ускорения. Поэтому в контексте решаемой задачи желательно установить такие соотношения определяющих факторов, при которых неравномерность вращения

колеса, а равным образом и приращение скольжения были малозаметными.

Угловое ускорение колеса входит в уравнение (8). Используя условие (15), запишем его в такой форме:

$$J_c \ddot{\varphi} = f(G - a)r - (G - Q)f_k - Qd - M_n; \quad (30)$$

$$J_c \ddot{\varphi} = G(fr - f_k) - Q(fr + f_k + d) - M_n.$$

Произведя подстановку значений момента инерции, силы тяжести и реакции почвы, получим:

$$m\rho\ddot{\varphi} = mg(fr - f_k) - qSh(fr + f_k + d) - M_n.$$

В точке экстремума функции это уравнение будет следующим:

$$m\rho\ddot{\varphi} = mg(fr - f_k) - qSh_\vartheta(fr + f_k + d_\vartheta) - M_n, \quad (31)$$

где  $\rho$  – радиус момента инерции колеса.

Напомним, что в точке экстремума значения  $d_\vartheta$  и  $h_\vartheta$  определяются соответственно выражениями (22) и (26).

Решая последнее уравнение относительно углового ускорения, находим:

$$\ddot{\varphi} = \frac{g}{\rho}(fr - f_k) - \frac{qSh_\vartheta}{m\rho}(fr + f_k + d_\vartheta) - \frac{M_n}{m\rho}. \quad (32)$$

Воспользуемся этим уравнением для интерпретации условий, вызывающих приращение скольжения колеса в фазе опрокидывания его через лункоделатель. Признаком, указывающим на то, что скольжение изменяется по величине, является отрицательное значение углового ускорения. При положительном ускорении скольжение колеса либо отсутствует, либо оно равномерно. Для того, чтобы угловое ускорение было положительным, необходимо выполнение, по крайней мере, двух требований. Прежде всего, первый член правой части уравнения должен быть положительным, т.е.

$$(fr - f_k) \gg 0 \quad (33)$$

и, кроме того, он должен быть больше суммы, составленной из остальных членов:

$$\frac{g}{\rho}(fr - f_k) \geq \frac{qSh_\vartheta}{m\rho}(fr + f_k + d_\vartheta) + \frac{M_n}{m\rho}. \quad (34)$$

Смысл этого выражения можно трактовать следующим образом. В его левой части заключен запас или, другими словами, потенциал углового ускорения, величина которого обусловлена степенью взаимодействия обода колеса с почвой, но зависит преимущественно от радиуса колеса. Члены правой части уравнения содержат ускорение, которое, образно говоря, расходуется на преодоление различного рода сопротивлений качению. Когда

расходуемое ускорение превышает его потенциал, тогда суммарное ускорение становится отрицательным, что и вызывает скачкообразное возрастание скольжения.

Следовательно, для того, чтобы колесо при перекатывании через лункоделатель не замедляло вращения, требуется выполнения условия:

$$\ddot{\varphi} > 0. \quad (35)$$

Уравнение (32) является динамической моделью колесно-лунковой сеялки. Она включает в себя кроме трех независимых переменных параметра лункоделателя, массы и радиуса колеса – ряд величин, принимаемых за константы, числовые характеристики которых имеют эмпирическую природу. В частности, в литературных источниках широко представлены опытные данные по коэффициентам трения и объемного смятия почвы. Таких, однако, сведений о коэффициентах качения колес по обработанной для посева почве в научной литературе либо не имеется, либо нам их не удалось обнаружить. Поэтому для определения коэффициентов качения с целью использования их числовых характеристик в анализе динамической модели колеса были поставлены специальные опыты.

В опытах использовались свободно вращающиеся на оси колеса с шириной обода 170 мм и диаметрами 524 и 712 мм. Перед каждым опытом почва в канале с помощью рыхления и выравнивания приводилась в исходное физическое состояние, близкое по свойствам почве, подготовленной к посеву. Измерение движущей силы производилось тензометрической аппаратурой на скорости движения колес 0,47 м/с. Осевая нагрузка на колеса, выражаемая массой, бралась на двух уровнях – 20 и 40 кг.

Расчеты опытных коэффициентов трения качения выполнялись по формулам:

$$f_k = \frac{Pr}{N} \Rightarrow \frac{Pr}{G} \Rightarrow \frac{Pr}{mg}, \quad (36)$$

где  $P$  – движущая сила;

$G$  – осевая нагрузка на колесо.

Результаты обработки опытов приведены в табл. 2.

С учетом опытных данных проводился анализ динамических моделей с коэффициентом трения качения 4 и 6 см. Расчеты функции (32), заданной в виде

$$\ddot{\varphi} = f(a, r, m) \quad (37)$$

проводились на ЭВМ. [4, с. 410].

Таблица 2 – Статистические характеристики коэффициентов трения качения

Показатель	Диаметр колеса, мм	
	524	712
Среднее значение коэффициентов $\bar{f}_k$ , см	3,44	5,17
Среднеквадратическое отклонение $\sigma$ см	0,567	0,768
Ошибка среднего значения $m$ , см	0,232	0,314
Коэффициент вариации $v$ , %	16,48	14,86

Членам расчетной формулы присваивались следующие формальные имена:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} &\Rightarrow y; g\rho^{-1}(fr - f_k) \Rightarrow y1; M \cdot (m\rho)^{-1} \Rightarrow y3; \\ qSh_{\vartheta}(fr + f_k + d_{\vartheta})(m\rho)^{-1} &\Rightarrow y2; \\ h_{\vartheta} &= \left(\sqrt{9r^2 + 8a(2r + a)} - 3r\right) \cdot 4^{-1} \Rightarrow HE; \\ d_{\vartheta} &= \sqrt{(a - h_{\vartheta})(2r + a + h_{\vartheta})} \Rightarrow DE. \end{aligned}$$

При этом применялись следующие символы и числовые значения констант:

$$\begin{aligned} f &\Rightarrow F = 0,5; f_k \Rightarrow FK = 4..6^{-4}; \\ q &\Rightarrow Q = 3Hcm^{-3}; S \Rightarrow S = 8cm^2 \\ \rho &\Rightarrow RO = 20cm; M_n \Rightarrow MP = 600Hcm. \end{aligned}$$

Значения переменных:

$$\begin{aligned} a &\Rightarrow x = 1..10cm; \Delta x = 2cm; r \Rightarrow z = 20..50cm; \Delta z = 2cm. \\ m &\Rightarrow M = 20..75kg; \Delta m = 5kg. \end{aligned}$$

В блок-схеме программы (рис. 6) кроме углового ускорения колеса предусматривались величины его элементарных составляющих – потенциала и расхода ускорений на преодоление сопротивления качению колеса.

Систематизация результатов расчета представлена в виде графиков на рис. 7, 8, 9. Они отражают соответственно влияние радиуса колеса, вылета лункоделателя и массы колеса на равномерность вращения в зависимости от того, положительным или отрицательным потенциалом ускорения обладает исследуемая динамическая модель.

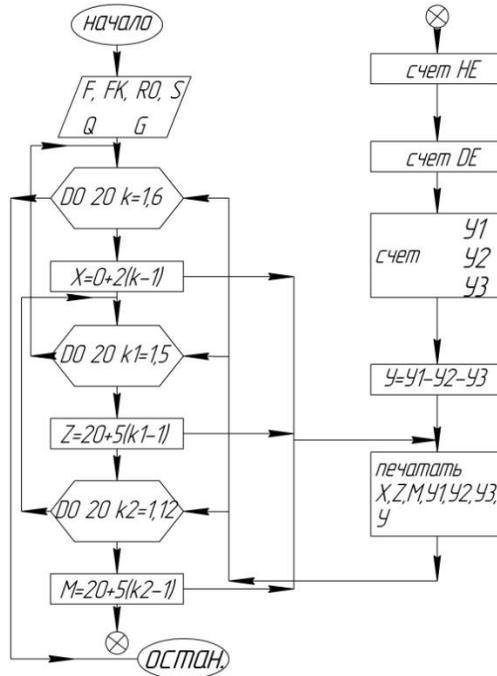


Рисунок 6 – Блок-схема программы вычисления угловых ускорений колеса лунковой сеялки

При увеличении массы колеса граница области оптимизации радиусов смещается по оси абсцисс к началу координат. Так, для колеса массой 55 кг и с вылетом лункоделателей 4 см эта граница смещается до 15 см, а при длине лункоделателей 8 см радиус колеса должен быть не менее 25 см. В целом данные графики наглядно отражают тенденцию, заключающуюся в том, что относительно большие радиусы колеса снижают степень общего скольжения и, в частности, его пиковые составляющие при всех прочих равных условиях.

Импульсное или пиковое проскальзывание колеса является в основном следствием сопротивления его движению лункоделателей. Оно проявляется в тот момент, когда положительная часть углового ускорения полностью затрачивается на компенсацию ускорения, вызываемого тормозным эффектом лункоделателей.

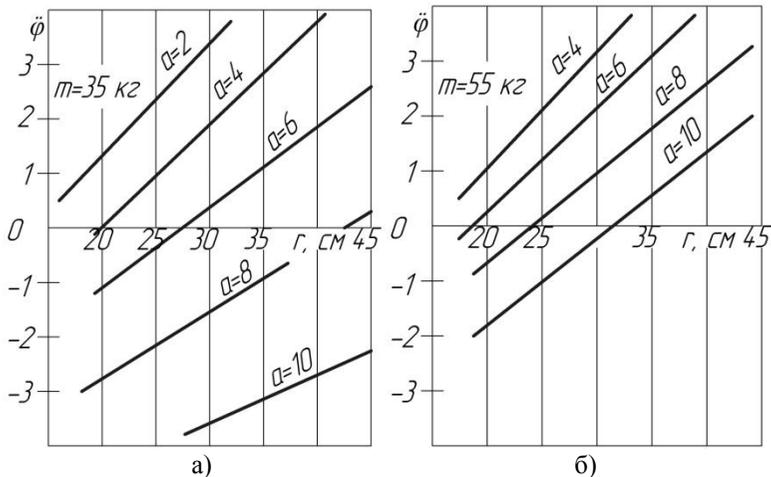


Рисунок 7 – Влияние радиуса на угловые ускорения колес  
а) – с массой 35 кг; б) – с массой 55 кг

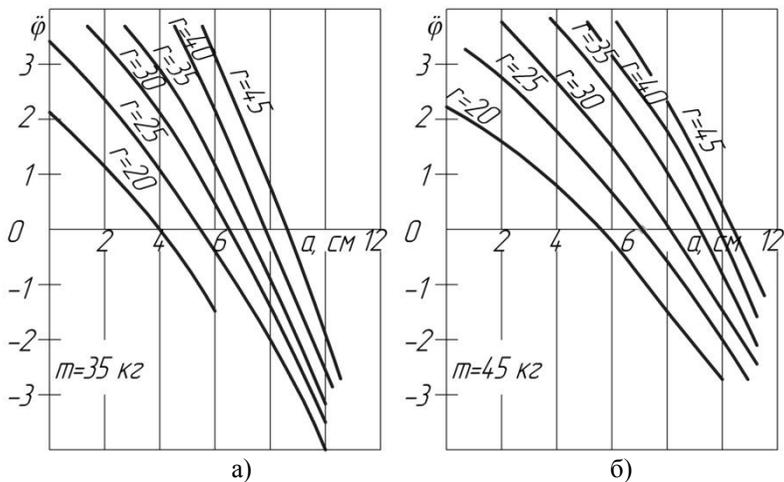


Рисунок 8 – Графики угловых скоростей колес в зависимости  
от вылета лункоделателей  
а) – с массой 35 кг; б) – с массой 45 кг

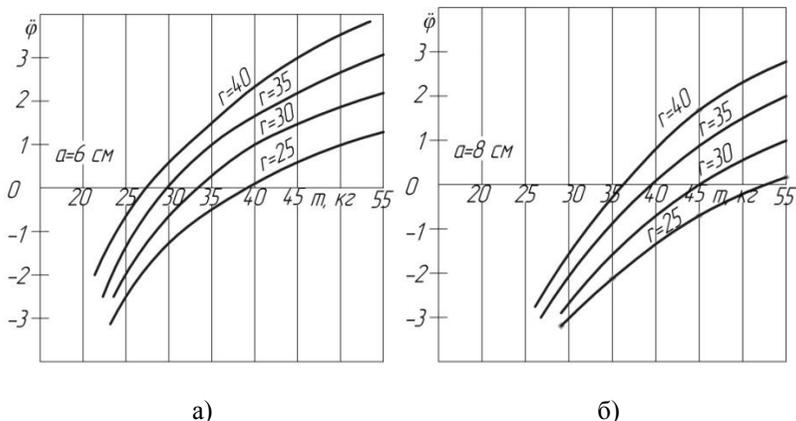


Рисунок 9 – Графики угловых скоростей колес в зависимости от массы при длине лункоделателей а) – 6 см.; б) – 8 см.

Как видно из графиков (рис. 8), с увеличением длины лункообразователей отрицательные угловые ускорения возрастают со все увеличивающимся темпом. Уже при длине лункообразователя 4 см для колеса массой 35 кг и радиусом 20 см баланс угловых ускорений становится равным нулю. При таких параметрах не исключена возможность импульсного проскальзывания колеса.

Чтобы избавиться от этого явления, необходимо либо увеличить радиус колеса до 25 см, либо увеличить осевую нагрузку, эквивалентную массе 45 кг.

При посеве семян на глубину 8 см работу сеялки без импульсного проскальзывания колеса обеспечивают согласно расчетам, следующие параметры: радиус колеса – 45 см, масса секции – 35 кг либо радиус колеса – 35 см и масса секции – 45 кг.

Масса колеса, как и его радиус, способствует увеличению положительного потенциала углового ускорения (рис. 9). Поэтому с увеличением радиуса колеса потребность его в массе уменьшается, и наоборот, с увеличением массы допускается соответственно уменьшение его радиуса. Полученные графики показывают также, что импульсное скольжение с увеличением глубины заделки семян имеет тенденцию резко возрастать. Оно может быть отчасти компенсировано или устранено большими массой и радиусом.

Сопротивление колес качению по почве обычно принято определять по формуле Грандвуане – Горячкина [1, с. 220; 5, с. 688]:

$$P = 0,863 \sqrt{\frac{G^4}{qbD^2}} \quad (38)$$

где  $G$  – нагрузка на колесо;  
 $q$  – коэффициент объемного смятия почвы;  
 $b$  – ширина обода колеса;  
 $D$  – диаметр колеса.

Она справедлива для всех случаев, когда качение колеса с гладким ободом сопровождается образованием колеи. В конечном итоге можно было бы использовать указанную формулу или те идеи, на основе которых она получена, и для решения задачи относительно сопротивления качению колеса лунковой сеялки [5, с. 688]. Однако представляется возможным решение этой задачи более простым способом, основанным на предположении, что в связи с относительно малой массой колеса и его нагрузкой колея не образуется или она настолько мала по глубине, что ее влиянием на сопротивление можно пренебречь. И действительно, расчеты глубины колеи, произведенные по формуле [2, с. 456; 7, с. 688].

$$h_k = 1,313 \sqrt{\frac{G^2}{q^2 b^2 D}}, \quad (39)$$

подтверждают это предположение. Пусть нагрузка на колесо диаметром 0,60–0,80 м и шириной обода 0,12–0,15 м вызывается массой 45–60 кг. Для почвы с коэффициентом объемного смятия

$$q = 3,0 \dots 5,0 \text{ Н/см}^3$$

глубина образованной колесом колеи не превышает 1,2–2,0 см. Влияние небольшой глубины колеи на сопротивление качению может быть выражено через коэффициент трения качения.

Поэтому для решения задачи воспользуемся системой уравнений (9...11), из которых получим:

$$P = F_T; \quad (40)$$

$$N = G - Q; \quad (41)$$

$$F_T = (f_k N - Qd + M_n) r^{-1}. \quad (42)$$

Путем соответствующих подстановок находим, что:

$$P = \frac{((G - Q)f_k + Qd + M_n)}{r}. \quad (43)$$

Используя выражение (18), формулу сопротивления можно записать так:

$$P = \frac{(Gf_k + qSh(d - f_k) + M_n)}{r}. \quad (44)$$

Как уже было показано, плечо реакции почвы от лункоделателя (22) зависит от его длины и текущего заглубления в почву. В процессе качения колеса через лункоделатель текущее заглубление, естественно, последовательно изменяется в пределах:

$$0 \leq h \leq a.$$

В связи с этим на протяжении времени заглубления лункоделателя сопротивление качению не является величиной постоянной. Оно сначала возрастает относительно некоторого исходного значения, а затем, пройдя максимум, снова снижается до исходного уровня. Таким образом, выделяется два уровня сопротивлений: фоновое, соответствующее нулевому заглублению лункоделателя ( $h = 0$ ), и пиковое, когда заглубление достигает экстремального значения, выражаемого соотношением (26). Согласно выражению (44) фоновое сопротивление качению описывается сравнительно простым уравнением:

$$P_{\phi} = \frac{Gf_k + M_n}{r}. \quad (45)$$

Для пикового сопротивления из того же выражения получим такое уравнение:

$$P_{\max} = \frac{(Gf_k + qSh_{\Delta}(d_{\Delta} - f_k) + M)}{r}. \quad (46)$$

Текущее заглубление лункоделателя является функцией времени или угла поворота колеса. Определяя эту зависимость, из рис. 1 находим:

$$h = a - y; y = (r + a)(1 - \sin\varphi).$$

Отсюда имеем:

$$h = (r + a)\sin\varphi - r. \quad (47)$$

Заглубление осуществляется в фазе угла поворота

$$\varphi = \varphi_1 + \alpha. \quad (48)$$

Поэтому

$$h = (r + a)\sin(\varphi_1 + \alpha) - r. \quad (49)$$

Но так как:

$$\sin\varphi_1 = \frac{r}{r+a}; \cos\varphi_1 = \frac{\sqrt{2ra+a^2}}{r+a},$$

то после преобразования уравнения (49) получим искомую зависимость:

$$h = r\cos\alpha + \sqrt{a^2 + 2ar} \cdot \sin\alpha - r. \quad (50)$$

При этом фазовый угол изменяется в интервале

$$\alpha = 0 \dots \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right). \quad (51)$$

Соответственно этому в пределах интервала угла поворота меняется параметр  $d$ . Вообще говоря, при детерминированных условиях сопротивление качению периодически меняется от фонового до пикового, и наоборот. С учетом скольжения колеса период колебаний сопротивления определится из соотношения:

$$2\pi(r + \Delta r) = zV\tau, \quad (52)$$

где  $z$  – число установленных на колесе лункоделателей;  
 $V$  – скорость центра колеса;  
 $\tau$  – период колебания сопротивления.

Отсюда находим:

$$\tau = \frac{2\pi(r + \Delta r)}{zV}. \quad (53)$$

Выражая приращение радиуса через коэффициент скольжения, получим:

$$\tau = \frac{2\pi r}{zV(1 - \varepsilon)}. \quad (54)$$

Определим участки пути перемещения колеса, на которых будут проявляться фоновое и общее сопротивление. Перемещение колеса в промежутке между уколами лункоделателей можно выразить уравнением:

$$x_z = V\tau \Rightarrow \frac{2\pi r}{z(1 - \varepsilon)}. \quad (55)$$

Общее сопротивление при этом будет проявляться лишь на некоторой части этого пути, а именно:

$$x_h = \frac{r\alpha_0}{1 - \varepsilon} \Rightarrow r \cdot \text{arcCos} \frac{r}{r + a} (1 - \varepsilon)^{-1}. \quad (56)$$

Тогда участок пути с фоновым сопротивлением будет таким:

$$x_\phi = x_z - x_h \quad (57)$$

Для конкретных условий, используя полученные соотношения, покажем графическое изображение сопротивления лункового колеса в функции перемещения. Примем, однако, к сведению то обстоятельство, что перемещение колеса в фазе заглупления связано с углом поворота колеса следующей зависимостью:

$$x = \frac{r\alpha}{1 - \varepsilon}. \quad (58)$$

Расчеты данных для построения графика (рис. 10) производились для колеса с параметрами:  $r = 30$  см,  $\alpha = 6$  см,  $z = 8$  шт. Расчетами определены участки перемещения, отмечающие фоновое и составное сопротивления колеса:

$$x_z = 26,2 \text{ см.}; x_h = 19,5 \text{ см.}; x_\phi = 6,7 \text{ см.}$$

Исходные данные для построения:

$$r = 30 \text{ см, } a = 6 \text{ см, } z = 8 \text{ шт, } G = 50 \text{ кг, } f_k = 5 \text{ см,}$$

$$q = 4 \text{ Н см}^{-3}, S = 8 \text{ см}^2, \varepsilon = 0.1, M_{II} = 600 \text{ Нсм.}$$

$$\text{Получено: } P_\phi = 103.3 \text{ Н; } P_{\max} = 134.3 \text{ Н.}$$

Анализируя график сопротивления колеса, необходимо, прежде всего указать на то, что числовые соотношения между пиковым и фоновым сопротивлениями практически не представляются значимыми. В данном случае пиковое сопротивление лишь в 1,3 раза больше фонового. Если брать вызываемое лункоделателем приращение сопротивления по среднему значению, то оно будет примерно в два раза меньшим, чем пиковое.

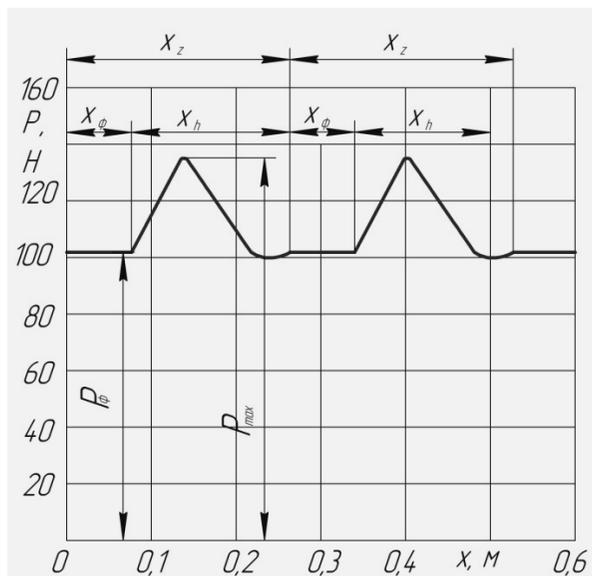


Рисунок 10 – Теоретический график сопротивления качению

Исходные данные для построения:

$r = 30 \text{ см}$ ,  $a = 6 \text{ см}$ ,  $z = 8 \text{ шт}$ ,  $G = 50 \text{ кг}$ ,  $f_k = 5 \text{ см}$ ,

$q = 4 \text{ Н см}^{-3}$ ,  $S = 8 \text{ см}^2$ ,  $\varepsilon = 0.1$ ,  $M_{\text{п}} = 600 \text{ Нсм}$ .

Получено:  $P_{\text{ф}} = 103.3 \text{ Н}$ ;  $P_{\text{max}} = 134.3 \text{ Н}$ .

Анализируя график сопротивления колеса, необходимо, прежде всего указать на то, что числовые соотношения между пиковым и фоновым сопротивлениями практически не представляются значимыми. В данном случае пиковое сопротивление лишь в 1,3 раза больше фонового. Если брать вызываемое лункоделателем приращение сопротивления по среднему значению, то оно будет примерно в два раза меньшим, чем пиковое.

Поэтому можно считать, что приращение сопротивления в фазе заглабления лункоделателя относительно фонового не превышает 15 %. С увеличением числа лункоделателей вызываемые ими сопротивления могут частично накладываться друг на друга за счет уменьшения периода между заглаблениями смежных лункоделателей. Это, естественно, должно вызывать некоторое повышение общего сопротивления. Увеличение же радиуса колеса и уменьшение длины лункоделателей снижают как пиковое, так и сопротивление колеса в целом. Не исключено, что относительное пиковое сопротивление должно в значительной мере зависеть от конструкции и формы наконечника.

Таким образом, показано, что фоновое сопротивление лунковой сеялки, предопределяемое осевой нагрузкой, коэффициентом трения качения и моментом привода механизмов, является преимущественным по сравнению с сопротивлением, вызываемым лункоделателями.

1. Возможны две качественно различные динамические схемы качения колесного лункоделателя: первая с почвой взаимодействует только один из всех установленных на колесе лункоделателей, и вторая, когда во взаимодействии состоит одновременно не менее двух лункоделателей. При этом прикладное преимущество принадлежит второй схеме.

2. Лункоделатели вызывают пропорциональные их длине динамические возмущения катящегося колеса, проявляющиеся в скачкообразности его угловой скорости и тягового сопротивления.

3. Изменение угловой скорости при отрицательных угловых ускорениях сопровождается возрастанием скольжения колеса в фазе заглабления лункоделателей в почву. Поэтому усредненный коэффициент скольжения можно рассматривать в качестве критерия, характеризующего динамическую устойчивость колесного лункоделателя.

4. Аналитическими методами получены математические модели, выражающие зависимость скольжения колеса от технологических и конструктивных факторов исследуемого объекта, включающих, в частности, осевую нагрузку, радиус колеса, параметры лункоделателей и скорость движения.

5. В зависимости от технологических допустимых значений коэффициентов скольжения определены области оптимизации осевой нагрузки или соответствующей ей массы и радиуса колесного лункоделателя. Доказано, что поиск оптимальных масс необходимо производить в интервале 35–55 кг, а выбор диаметров – в интервале 500–800 мм. При этих условиях скольжение колеса остается в допустимых технологическими требованиями пределах – 10–12 %.

6. Повышение скорости движения колесного лункоделателя до 3,4 м/с дает практически небольшую прибавку к коэффициенту скольжения: на рыхлой почве – не больше 4 %, на прикатанной – около 1,6 %.

7. Для равных условий исследования установлены числовые значения коэффициентов скольжения колеса по рыхлой и прикатанной почве, которые для прикатанной почвы в среднем на 58 % ниже, чем для рыхлой.

8. Наличие лункоделателей на колесе формирует пиковый характер тягового сопротивления, максимальное приращение которого относительно фонового не превышает 15 %.

9. В равных условиях тяговое сопротивление колесного лункоделателя на прикатанной почве на 26–30 % меньше, чем на рыхлой.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Горячкин В. П. Собрание сочинений. М.: Колос. 1968. Т 1. 220 с.
2. Кленин Н. И. и др. Сельскохозяйственные машины. / Н. И. Кленин, Н. Ф. Попов, В. А. Сакун. М.: Колос. 1970. 456 с.
3. Радер, Джесси, Миллсап, Кэрн. Бейсик для персонального компьютера фирмы ИВМ. М.: Радио и связь. 1991. 410 с.
4. Сабликов М. В. Сельскохозяйственные машины. ч. вторая. М.: Колос. 1968. 296 с.
5. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. Под ред. акад. ВАСХНИЛ Г. Е. Листопада. М.: Агропромиздат. 1986. 688 с.
6. Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятностей и математической статистики. М.: Наука. 1969. 512 с.

## THE RESULTS OF THEORETICAL STUDIES OF THE DYNAMICS OF THE WHEEL CLOSING UP WORKER OF BODY OF SEEDS IN SOIL

**Keywords:** *wheel working body for заделки seeds in soil, the moment of reaction of soil, the dynamic scheme movements rotaries, axial loading on a wheel, the dynamic scheme, length working body, peak sliding, optimum loading, soil reaction, angular acceleration of a wheel, dynamic model of a seeder, peak resistance, uniformity of rotation of a wheel, background resistance to rotary movement, factor of sliding of a wheel.*

**Annotation.** *In article theoretical bases of dynamics of sowing section of wheel type are stated. Factors influencing uniformity of a course wheel лункообразователя are revealed, its traction resistance and their parameters are a priori defined. The graphic analysis of mathematical dependences of dynamic influences has allowed defining optimum values of parameters of sowing section and its weight. It is proved, that a resistance increment on average value twice below peak, that steady work of the closing up worker of body. Areas of optimisation of axial loading, technological and design data of sowing section are defined under conditions of its work on speeds to 3,4 m/s.*

---

**НАЗАР БОРИС ГЕОРГИЕВИЧИ** – аспирант кафедры «Механизация сельского хозяйства», Государственный Аграрный Университет Молдовы, Республика Молдова, Кишинев, ул. Мирчешть, 56, (nazarborea@rambler.ru).

**NAZAR BORIS GHEORGHE** – the graduate student of chair «Mechanization of agriculture» of Faculty of Agrarian Engineering and Motor Transport, The State Agrarian University of Moldova. MD-2049, Country Republic of Moldova, the city of Chisinau, street Mircesti, 56, (nazarborea@rambler.ru).

**НЕЧАЕВ ВЛАДИМИР НИКОЛАЕВИЧ** – кандидат технических наук, доцент кафедры основ сельского хозяйства, химии и экологии, Нижегородский государственный инженерно-экономический институт, Россия, Княгинино, (nechaev-v@list.ru).

**NECHAEV VLADIMIR NIKOLAEVICH** – candidate of technical sciences, the senior lecturer of chair of bases of agriculture, chemistry and ecology, the Nizhniy Novgorod state engineering-economic institute, Russia, Knyaginino, (nechaev-v@list.ru).

**СЕРБИН ВЛАДИМИР ИВАНОВИЧ** – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Механизация сельского хозяйства», Государственный Аграрный Университет Молдовы, Республика Молдова, Кишинев, ул. Мирчешть 56, (v.serbin@uasm.md).

**SERBIN VLADIMIR IVANOVICH** – the doctor engineering science, the senior lecturer, shif Department «Mechanization agriculture», the State Agrarian University of Moldova, Republic Moldova, Kishinev, str. Mirchesht 56, (v.serbin@uasm.md)

---