

ния. Учитывая зависимость  $\varphi$  от  $\Delta_p$ , для качения пневмоколеса получим:

$$f_a \approx P_{\text{л}} b R (2\Delta_p / R)^{0,5} / Q.$$

Опытные значения  $P_{\text{л}} \approx (1 \dots 100) 10^2 \text{ Н/м}^2$ ; при  $P_{\text{л}} < 10 \text{ Н/м}^2$   $f_a$  можно пренебречь.

Таким образом, уравнение для расчета общего коэффициента трения качения для рассматриваемой задачи примет вид:

$$f_p = \frac{x_0(1+f_3)}{R-y_0+v_0(0,5\Delta_p/y)^{0,5}} - \frac{(y_0\Delta_p-0,5\Delta_p^2)^{0,5}}{(R-0,5\Delta_p)+v_0(0,5\Delta_p/g)^{0,5}} + \frac{(\lambda v_0)^2(2\Delta_p R-\Delta_p^2)}{gR^3} + f_a.$$

Для упругоэластичных колес следует учесть деформацию их кручения. Это дополнительное слагаемое  $f_p$ , рассчитанное на основе линейной зависимости угла закрутки от крутящего момента [3] и составляющее около 1 % потерь энергии на перекатывание. При учете проскальзывания  $\alpha$  скорость определяется зависимостью  $v = v_0(1 - \alpha)$ . С повышением проходимости и реального тягового усилия за счет различного вида почвозацепов, изменяющих конфигурацию движителей, предельные сопротивление скольжению и трение качения возрастают. Это происходит вследствие перераспределения контактных давлений и соответствующих деформаций с повышением работы смятия контактной зоны.

Задача о влиянии конфигурации ободов колес на коэффициенты трения качения и полезного использова-

ния движущей силы требует отдельного рассмотрения и может быть приближенно решена на основе формул (10)–(13) с учетом замечаний о роли формы движителей в работе [6]. Коэффициенты трения качения, рассчитанные по этим формулам, хорошо отражают качественные изменения слагаемых общего коэффициента трения в реальных условиях (особенно при качении по поверхностям с.-х. угодий) и удовлетворительно согласуются с опытными данными автора и других исследователей [1–6].

Частное решение по почвозацепам тракторных колесных движителей дано в работе [3].

#### Список литературы

1. **Заднепровский Р. П.** О коэффициенте трения скольжения тел различного физического состояния // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2006, № 6.
2. **Ишлинский А. Ю.** Механика. Идеи, задачи, приложения. — М.: Наука, 1985.
3. **Кузнецов Н. Г.** Теория тягового баланса энергонасыщенных колесных тракторов при работе на тяжелых почвах засушливых зон. — Волгоград: ВГСХА, 2004.
4. **Строков В. Л.** Влияние сцепного веса и давления в шинах колесных движителей на их энергетический баланс // В сб. тр. "Земледельческая механика". Т. 9. — М.: Машиностроение, 1966.
5. **Золотаревская Д. И.** Контактные напряжения и деформации шин при качении эластичных колес // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 1989, № 3.
6. **Заднепровский Р. П.** О коэффициенте трения качения тел различного физического состояния применительно к системе "колесо—дорожная поверхность" // Транспорт. Наука, техника, управление. — 2010, № 1.

УДК 631.316.22

## Сравнительная оценка работы глубоких рыхлителей

Канд. техн. наук **В. М. ЛАБУХ** (Брянская ГСХА), член-корр. РАСХН, д-р с.-х. наук **И. В. ГОРБАЧЁВ** (Россельхозакадемия, тел. 8 (499) 1248065)

**Аннотация.** Рассмотрена зависимость тягового сопротивления рабочих органов различных глубоких рыхлителей от площади взрыхленной почвы и проанализирована их работа.

**Ключевые слова:** глубокий рыхлитель, почва, сопротивление, критическая глубина, площадь.

Обработка почвы — самый энергоемкий и дорогостоящий прием земледелия, на который приходится до 40 % энергозатрат. Поэтому наметились тенденции применения агротехнологий, основанных на минимизации обработок, способствующих сохранению плодородия и обеспечивающих значительное снижение энергетических и трудовых затрат.

Для оценки приемов минимизации обработки почвы наиболее приемлем показателем энергоемкости процессов воздействия рабочих органов на почву, которая находится в прямо пропорциональной зависимости от их тягового сопротивления. В связи с этим возникает потребность в поисках способов уменьшения энергозатрат путем оптимизации элементов конструкции с.-х. агрегатов.

В зависимости от типа рабочих органов форма и площадь поперечного сечения обрабатываемого пласта могут быть различными (рис. 1). Форма сечения пласта

характеризуется профилем дна обрабатываемого слоя, который может быть: ровным (лемешные плуги, плоскорезные орудия); гребнистым (чизельные орудия, зубовые бороны); волнообразным (дисковые орудия, игольчатые бороны, фрезы); ступенчатым (плуги с почвоуглубителями, плоскорезы-шелкватели).

Известно, что плуги с лемешно-отвальными корпусами перемешивают слои почвы и нижний неплодородный слой может оказаться на поверхности, а ровный профиль дна борозды приводит к уплотнению подошвы, которое отрицательно сказывается на росте и развитии растений. В связи с этим применять лемешные плуги для глубокого рыхления почвы с целью разрушения плужной подошвы нецелесообразно.

Исходя из требований почвозащитного земледелия, наиболее эффективными представляются такие приемы глубокой обработки, как замена сплошной глубокой об-

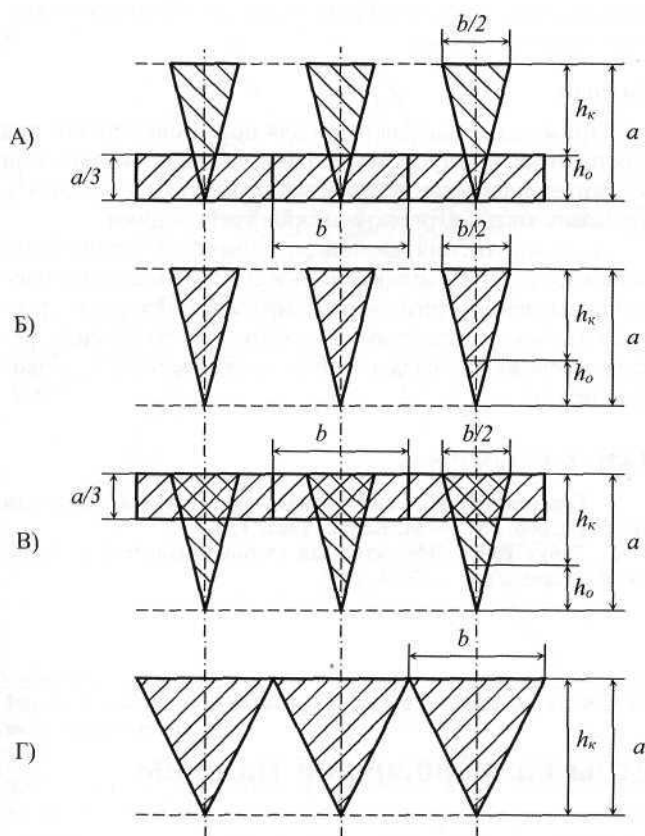


Рис. 1. Схема профилей для обрабатываемого пласта почвы:

А — плоскорезом; Б — шелевателем; В — плоскорезом-шелевателем; Г — экспериментальным ярусным глубокорыхлителем;  $a$  и  $b$  — соответственно глубина и ширина рыхления;  $h_k$  — критическая глубина рыхления;  $h_o$  — глубина рыхления более критической

работки ступенчатой или ярусной, полосная и шелевая обработки. Целесообразность их использования должна определяться агротехнической и почвозащитной эффективностью, которая может быть установлена только опытным путем. Однако прежде всего необходимо оценить возможность реализации этих приемов при подготовке почвы под пропашные культуры и ожидаемый эффект.

Тяговое сопротивление, а следовательно, и удельная энергоёмкость рыхления почвы в значительной степени зависят от площади обрабатываемого сечения пласта и особенно от формы его нижнего периметра, расположенного в более плотном горизонте.

Для суждения о тяговом сопротивлении глубокорыхлителей в основу положена рациональная формула тягового сопротивления плуга, предложенная В. П. Горячкиным [1]:

$$P_{пл} = fG + Kab + \epsilon abv^2,$$

где  $P_{пл}$  — тяговое сопротивление плуга, Н;  $f$  — коэффициент сопротивления передвижению плуга в борозде;  $K$  — коэффициент удельного сопротивления почвы, характеризующий способность почвенного пласта сопротивляться деформации, Н/м<sup>2</sup>;  $G$  — вес плуга, Н;  $a$  — глубина вспашки, м;  $b$  — ширина захвата плуга, м;  $\epsilon$  — коэффициент, зависящий от свойств почвы и размеров

почвенного пласта, Н · с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $v$  — рабочая скорость агрегата, м/с.

Однако отличие условий работы лемешно-отвальной плуга по принципу косо сплошного резания на полную глубину хода рабочих органов с оборотом пласта не позволяет применить эту формулу для непосредственных расчетов тягового сопротивления глубокорыхлителей. Объясняется это тем, что для рабочих органов глубокорыхлителей характерны как несплошное резание почвы по ширине захвата, так и рыхление без оборота пласта. Кроме того, при глубокой обработке резание почвы с отделением стружки с боковых сторон рабочих органов может осуществляться только до определенной критической глубины  $h_k$  в верхнем слое, а на некоторой большей глубине  $h_o$ , начиная от критической, резание происходит без отделения стружки.

С целью упрощения теоретических изысканий рассмотрим устройство с одним почвообрабатывающим рабочим органом. В этом случае, исключая из формулы В. П. Горячкина первое слагаемое, представляющее собой сопротивление передвижению колес по почве, получим формулу для расчета тягового сопротивления  $P_r$  рабочих органов глубокорыхлителей:

$$P_r = (K + \epsilon v^2)S,$$

где  $S$  — площадь сечения взрыхленной части пласта, м<sup>2</sup>.

Так как глубина обработки почвы больше критической глубины резания ( $a > h_k$ ), то на глубине  $h_o$  происходит блокированное резание почвы без отделения почвенной стружки (рис. 1, А, Б, В). В результате тяговое сопротивление будет резко возрастать. В этом случае общее сопротивление рабочего органа будет складываться из двух видов сопротивления:  $P_r = P_k + P_o$ , где  $P_k$  — тяговое сопротивление до критической глубины резания  $h_k$ , Н;  $P_o$  — приращение тягового сопротивления при блокированном резании почвы рабочими органами на глубине хода более критической  $h_o$ , Н.

Эти сопротивления находятся в следующей зависимости от скорости и площади сечений прорезей по глубине  $h_o$ :

$$P_k = (K + \epsilon v^2)S_k;$$

$$P_o = (K' + \epsilon' v^2)S_o,$$

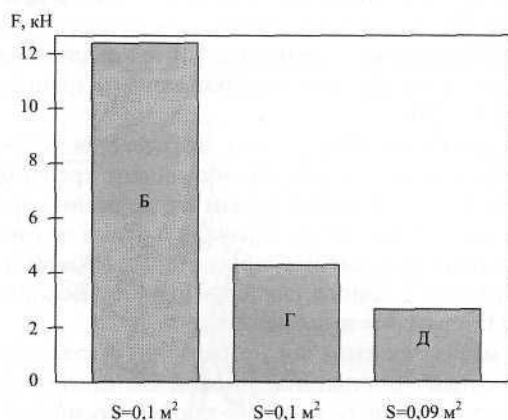


Рис. 2. Зависимость тягового сопротивления рабочих органов глубокорыхлителей от площади рыхления:

Б — плоскорезом; Г — плоскорезом-шелевателем; Д — экспериментальным ярусным глубокорыхлителем

где  $K'$  — коэффициент удельного сопротивления почвы,  $H/m^2$ ;  $S_K$  и  $S_0$  — площади сечений прорезей в слоях  $h_K$  и  $h_0$ ,  $m^2$ ;  $\varepsilon'$  — коэффициент, зависящий от параметров рабочих органов и свойств почвы,  $H \cdot c^2/m^4$  ( $\varepsilon'$  численно отличается от  $\varepsilon$ ).

Пользуясь этими формулами, можно определить и сравнить тяговые сопротивления рабочих органов глубоких рыхлителей, отличающихся по конструкции при различных способах обработки почвы. Для упрощения расчетов воспользуемся геометрическими соотношениями поперечных профилей, указанных на рис. 1. Сравнительный анализ  $P_T$  производился по трем типам орудий:  $A$ ,  $B$  и  $C$  с одинаковой шириной захвата и глубиной обработки  $a$ .

Расчеты показали (рис. 2), что орудия с ярусным расположением рабочих органов [2] по сравнению с плоскорезами и плоскорезами-щелевателями имеют меньшее тяговое сопротивление при примерно одинаковой площади рыхления. Следовательно, глубокое рыхление

плоскорезом нецелесообразно ввиду его большого тягового сопротивления.

## Выводы

Применение щелевателей для подготовки почвы под пропашные культуры малоэффективно, поскольку они имеют незначительную площадь рыхления ( $S = 0,04 m^2$ ), не отвечающую агротехническим требованиям.

Для выполнения данной операции больше подходят плоскорезы-щелеватели, но они по соотношению площади рыхления—тяговое сопротивление уступают ярусным глубоких рыхлителям. Поэтому с точки зрения ресурсосбережения следует применять ярусные глубоких рыхлители.

## Список литературы

1. Горячкин В. П. Рациональная формула для силы тяги плугов. Собр. соч. — М: Колос, 1965. Т. 2.
2. Лабух В. М. Эффективный глубоких рыхлитель // Сельский механизатор. — 2008, № 2.

УДК 634.11:631.362.001.573

## Конструкционно-кинематические параметры калибровочной машины для плодов

Д-р техн. наук А. В. ЧЕТВЕРТАКОВ (ВНИИ садоводства, тел.: 8 (47545) 20095)

**Аннотация.** Проанализирован переходный процесс в транспортирующих устройствах линий товарной обработки плодов. Обоснованы конструкционные и кинематические параметры калибрующих транспортеров, обеспечивающие движение плодов без повреждений и заторов.

**Ключевые слова:** плод, барабан, транспортер, скатная доска.

Калибровочные машины транспортерно-ячеистого типа используют для товарной обработки плодов в отечественных линиях ЛТО-3, ЛТО-3А, ЛТО-6, а также в линиях фирм Tourangelle и Barbette (Франция), Roda (Италия) и др. [1].

В процессе испытаний установлено, что находящиеся в ячейках калибрующего транспортера плоды при встрече с барабаном иногда значительно повреждаются, вплоть до раздавливания. Чтобы исключить подобные явления были проанализированы вызывающие их условия, обоснованы параметры [2] и предложена оригинальная конструкция выталкивающего транспортера (а.с. № 249830).

В положении, когда плод оказывается полностью вытолкнутым из ячейки калибрующего транспортера, возможны три дальнейшие фазы его движения: вместе с барабаном, относительно барабана и отрыв от барабана. Проанализируем условия, при которых происходит переход плодов с одного калибрующего транспортера на другой без заторов и повреждений.

До начала скатывания по барабану плод вращается вместе с ним с постоянной угловой частотой под действием сил: тяжести  $G$ , центробежной  $F$ , трения по барабану  $F_{тр} = f_1 N$  (здесь  $f_1 = \operatorname{tg} \gamma_1$  — коэффициент трения) и реакции барабана  $N$  (рис. 1). Относительное движение плода по барабану начнется в тот момент, когда проекция силы тяжести на ось  $\tau$  превысит силу трения. Сле-

довательно, угол  $\varphi_c$ , при котором начинается относительное движение плода по барабану, должен удовлетворять условию

$$\varphi_c \geq \gamma_1 - \arcsin[\omega^2(R+r)/g] \sin \gamma_1. \quad (1)$$

Причем в начале этого движения его скорость очень мала, но он уже освобождается от "подпирающего" действия калибрующей ленты. При встрече со скатной доской происходит торможение, скорость плода изменяется. Как результат этого возникает сила инерции, приложенная к центру плода и стремящаяся повернуть его около т. В. После этого положение плода относительно скатной доски определяется радиусом  $r$  и углом  $\theta$ .

Воспользовавшись дифференциальным уравнением вращения твердого тела около неподвижной оси, найдем угловую скорость вращения плода

$$\dot{\theta} = \{\dot{\theta}_0^2 - g[\sin(\theta + \varphi) - \sin \varphi]/(1,4r)\}^{0,5}. \quad (2)$$

Плод движется до тех пор, пока подкоренное выражение положительно (в момент его остановки  $\dot{\theta} = 0$ ). Угол, на который поднимется плод, определяется выражением

$$\theta = \arcsin(1,4\theta_0^2 r/g + \sin \varphi) - \varphi. \quad (3)$$

Дальнейшее движение по скатной доске будет продолжено, если центр плода поднимется на высоту