

- Украины. Сер. «Техника и энергетика в АПК». – К.: НУБиП, 2013. – Вып. 184. – С. 246–251.
4. Мельник, Б.Е. Активное вентилирование зерна / Б.Е. Мельник. – М.: Агропромиздат, 1986. – 159 с.
  5. Луцкы, И.Б. Решение проблемы энергосбережения в задачах хранения зерна / И.Б. Луцкы // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-техн. конф.: в 3 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2012. – Т. 3. – С. 98–103.
  6. Панкратов, В.В. Тенденции развития общепромышленных электроприводов переменного тока на основе современных устройств силовой электроники / В.В. Панкратов // Силовая интеллектуальная электроника. – Новосибирск, 2005. – № 2. – С. 7–11.
  7. Федорейко, В.С. Адаптивное частотное управление асинхронным электроприводом вентиляционных установок / В.С. Федорейко, И.Б. Луцкы, М.И. Рутыло // Научный вестник Национального университета биоресурсов и природопользования Украины. Сер. «Техника и энергетика в АПК». – К.: НУБиП, 2011. – Вып. 166. – С. 89–94.

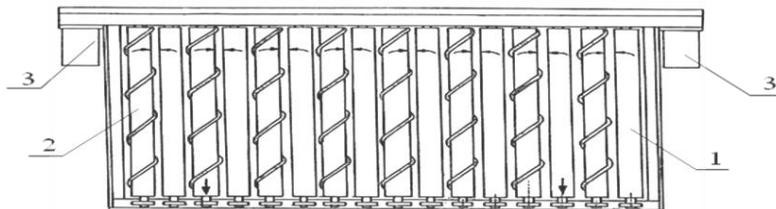
УДК 631.356.46

**Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан**  
*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»),  
 г. Минск, Республика Беларусь)*

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ДИАМЕТРА ВАЛЬЦОВ РОТАЦИОННОГО ВОРОХООЧИСТИТЕЛЯ

### Введение

С целью повышения эффективности очистки картофельного вороха от свободной и связанной с клубнями ботвы и иных растительных примесей нами предлагается ротационный ворохоочиститель (рисунок 78), состоящий из гладких вальцов 2 и вальцов со спиральными выступами 1, составленными попеременно [1].



1 – гладкий валец; 2 – валец с навивкой; 3 – привод

*Рисунок 78 – Вальцовый ворохоочиститель*

Выкопанная масса, состоящая из земли, камней, клубней, ботвы и сорняков, прошедшая предварительную очистку на элеваторе, попадает

на вальцы 1 и 2 ворохоочистителя. Вальцы, в свою очередь, расположенные попарно и приводимые в движение гидромотором 2, вращаясь, обеспечивают хорошее защемление ботвы и других растительных примесей, а также способствуют крошению комков почвы. Благодаря спиральным выступам на вальцах, клубни протаскиваются по очистителю и поступают на транспортер, по которому выносятся за пределы машины.

Для обеспечения работоспособности ворохоочистителя без повреждения клубней необходимо обосновать его основные конструктивные и кинематические параметры.

### Теоретические исследования

Диаметр вальцов ротационного ворохоочистителя оказывает существенное влияние как на величину повреждения клубней, так и на качество их очистки от растительных примесей.

Условие отсутствия травмирования клубня при гарантированном захвате ботвы может быть получено, с небольшими изменениями, из теории початкоотрывающих аппаратов кукурузоуборочных машин и теории калибровки овощей роликowymi сортировками [2; 3, с. 451; 4 с. 296].

Если положить клубень картофеля с ботвой и другими растительными примесями на два вальца равного диаметра  $d_e = 2 \cdot r_e$ , вращающихся навстречу друг другу и наклоненных под некоторым углом к горизонту, то вследствие вращения валов и собственного веса  $G = m_{кл} \cdot g$  клубень будет двигаться по образующим вальцов, а на образующих возникают силы трения  $T$ , в результате действия которых примеси протягиваются между вальцами и отделяются от клубней (рисунок 79). Клубень, имеющий больший диаметр и плотность, чем ботва, не может быть затянут между вальцами и под действием силы тяжести и навивки на одном из вальцов перемещается к выгрузной части очистительного устройства.

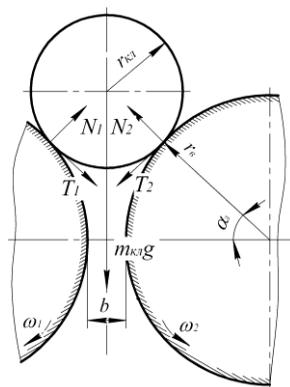


Рисунок 79 – Поперечно-вертикальная проекция клубня и вальцов

Если  $N$  – сила нормального давления, возникающая в зоне контакта и созданная весом  $m \cdot g$  клубня на вальцы, то сила трения  $T = f \cdot N$ , где  $f = \text{tg} \varphi$  – коэффициент трения клубня по прорезиненным вальцам,  $\varphi$  – угол внешнего трения клубня.

Для того чтобы клубень не защемлялся между вальцами, необходимо выполнение условия:

$$N \cdot \sin \alpha_3 > f \cdot N \cdot \cos \alpha_3, \text{ или } \text{tg} \alpha_3 > f,$$

где  $\alpha_3$  – угол захвата клубня вальцами.

Согласно экспериментальным данным, значения коэффициента трения клубней картофеля по резине колеблются в пределах  $f = 0,23 \div 0,48$  [5, с. 156].

Для расчета оптимального диаметра вальцов, при котором не будет происходить защемление клубней, определим угол  $\alpha_3$ :

$$\cos \alpha_3 = \frac{d_6 + b}{d_6 + d_{кл}},$$

где  $b$  – зазор между вальцами,  $m$ .

Таким образом, с увеличением диаметра клубня  $\cos \alpha_3$  уменьшается, а следовательно, угол  $\alpha_3$  увеличивается. Отсюда следует, что при определении радиуса вальцов необходимо принимать величину угла  $\alpha_3$ , соответствующую минимальному диаметру клубня  $d_{кл}$ .

Диаметр вальцов определится как

$$d_6 \leq \frac{d_{кл} \cdot \cos \alpha_3 - b}{1 - \cos \alpha_3}. \quad (1)$$

В расчетах принимали  $d_{кл} = 28 \text{ мм}$ , так как клубни меньших размеров при испытаниях картофелеуборочных машин не учитываются и, согласно ТКП 277–2010, к потерям не относятся.

Так как  $\cos \alpha_3 = \frac{1}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha_3}}$ , а угол  $\alpha_3$  имеет малые значения, порядка  $12 - 25^\circ$ , или  $\text{tg} \alpha_3 \approx 0,23 - 0,48$ , то, разложив в ряд радикал, можно записать  $\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha_3} \approx 1 + \frac{1}{2} \text{tg}^2 \alpha_3$ , а отсюда выражение (1) примет вид:

$$d_6 \leq \left( \frac{2 \cdot d_{кл}}{2 + f^2} - b \right) \cdot \left( 1 + \frac{2}{f^2} \right).$$

Рассуждая аналогично, получим условие захвата и протаскивания слоя ботвы и растительных примесей вальцами:

$$f' = \text{tg} \varphi' > \text{tg} \alpha_3,$$

где  $f'$  – коэффициент трения ботвы картофеля по материалу вальцов.

Принимают  $f' = 0,71 - 0,93$  [6, с. 258];

$\varphi'$  – угол внешнего трения ботвы.

Согласно рисунку 80:

$$d_6 \cdot \cos \alpha_3 \geq d_6 + b - h_n,$$

где  $h_n$  – ширина слоя материала,

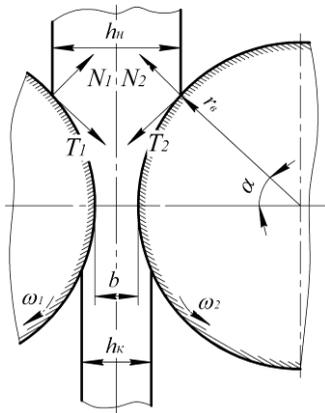


Рисунок 80 – Захват растительного слоя вальцами

$$\text{или } d_0 \geq \frac{h_n - b}{1 - \cos \alpha_3}.$$

Используя принятые ранее преобразования, можно записать:

$$d_0 \geq (h_n - b) \cdot (1 + 2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_3),$$

откуда хорошо видно возрастание  $d_0$  с убыванием угла  $\alpha_3$ . В случае равенства угла захвата коэффициенту трения  $f'$

$$d_0 \geq (h_n - b) \cdot \left(1 + \frac{2}{(f')^2}\right). \quad (2)$$

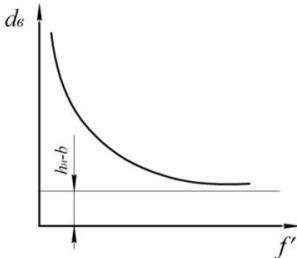


Рисунок 81 – Зависимость  $d_0 = F(f')$

График функции  $d_0 = F(f')$  представлен на рисунке 81. Эта зависимость выражается гиперболической кривой, приближающейся к оси абсцисс, асимптотой которой является величина  $(h_n - b)$ . Из графика видно, что диаметр вальца должен увеличиться при возрастании  $(h_n - b)$  (с увеличением  $h_n$  и уменьшением  $b$ ), то есть при увеличении давления.

Уменьшение угла захвата чрезвычайно быстро ведет к увеличению диаметра, примерно пропорционально квадрату тангенса. Величина угла захвата обуславливается уравнением, согласно которому тангенс угла захвата должен быть меньше коэффициента трения. Следовательно, изменение величины коэффициента трения соответственно изменяет диаметр вальца.

Таким образом,

$$(h_n - b) \cdot \left(1 + \frac{2}{(f')^2}\right) \leq d_0 \leq \left(\frac{2 \cdot d_{\text{кл}}}{2 + f^2} - b\right) \times \left(1 + \frac{2}{f^2}\right). \quad (3)$$

На рисунке 82 наглядно представлена зависимость  $d_0 = f(b)$ , построенная по выражению (2) для максимального значения коэффициента трения клубней по вальцам.

Если при разработке початкоотрывающих аппаратов кукурузоуборочных машин конструктивные расчеты диаметра вальцов на этом заканчиваются, то при создании машин для уборки и послеуборочной доработки корнеклубнеплодов из-за меньшей жесткости листостебельной массы, большей ее влажности (что способствует намоканию поверхности вальцов и налипанию на них растительных остатков) по сравнению со злаковыми культурами необходимо провести дополнительный расчет по условию отсутствия наматывания листостебельной массы:

$$d_0 \geq \frac{l_{\text{см}}^{\max}}{\pi}, \quad (4)$$

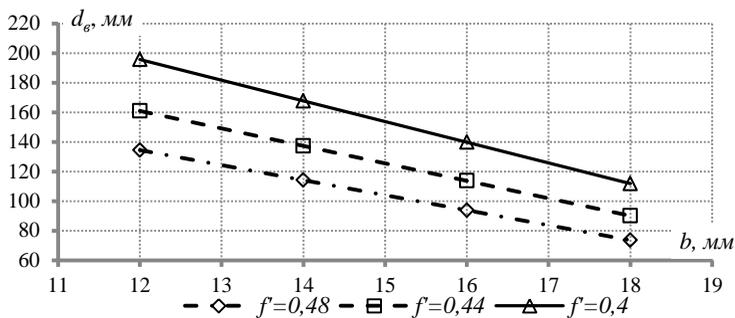


Рисунок 82 – Зависимость диаметра валцов от зазора между ними и коэффициента внешнего трения клубней картофеля

где  $l_{ст}^{max}$  – максимальная длина остатка листостебельной массы, м. Длина ботвы в среднем равна  $l_{ст}^{max} = 0,5 - 0,8$  м, а в некоторых случаях достигает 2 м [7, с. 188].

### Выводы

Для условий работы ротационного ворохоочистителя, соответствующих  $b = 14$  мм,  $d_{кл} = 28$  мм и  $h_n = 20$  мм, при значениях коэффициентов трения  $f' = 0,93$ ;  $f_{max} = 0,48$  и при  $l_{ст}^{max} = 2$  м диаметр валцов, рассчитанный по выражениям (3) и (4), составит  $19,8...63,7 \leq d_{в} \leq 107$  мм.

Учитывая, что применение валцов малого диаметра и с небольшим зазором между ними предполагает высокие требования к засоренности полей, принимаем  $d_{в} = 80$  мм.

05.06.2014

### Литература

1. Картофелекопатель: пат. 8109 Респ. Беларусь, МПК6 А 01D 17/00, А 01D 33/08 / Д.И. Комлач, В.Н. Полобок, К.Н. Мисников, В.В. Голдыбан; заявитель Респуб. унитар. предпр. «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – № 20110704; заявл. 19.09.2011; опубл. 30.03.2012. // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 2. – С. 194–195.
2. Анисимова, Л.И. Об особенностях процесса початкоотделения в кукурузоуборочных машинах / Л.И. Анисимова // Тракторы и с.-х. машины. – 1962. – № 8. – С. 25–27.
3. Долгов, И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины. Конструкция, теория, расчет / И.А. Долгов. – Ростов н/Д, 2003. – 707 с.
4. Кукурузоуборочные машины. Конструкции, результаты испытаний, проектирование и расчет / К.В. Шатилов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1967.
5. Мацепуро, М.Е. Технологические основы механизации уборки картофеля / М.Е. Мацепуро. – Минск, 1959. – С. 302.

6. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. Методы исследований, приборы, характеристики / Б.А. Воронюк [и др.]. – М.: Колос, 1970. – С. 423.
7. Физико-механические свойства сельскохозяйственных растений / М.Ф. Бурмистрова [и др.]. – Москва, 1956. – С. 343.

УДК 631.356.46

**Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан**  
 (РУП «НПЦ НАН Беларуси по  
 механизации сельского хозяйства»,  
 г. Минск, Республика Беларусь)

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ  
 ОБОСНОВАНИЕ  
 УГЛА НАКЛОНА И ЧАСТОТЫ  
 ВРАЩЕНИЯ РОТАЦИОННОГО  
 ВОРОХООЧИСТИТЕЛЯ<sup>1</sup>**

**Введение**

При обосновании основных конструктивных и кинематических параметров вальцового ворохоочистителя большое значение имеет угол наклона вальцов к горизонту. Угол должен быть выбран таким, чтобы, с одной стороны, ворох длительное время не задерживался на вальцах и как можно меньше подвергался механическому воздействию извне, с другой стороны, увеличение угла наклона может отрицательно сказаться на качестве отделения примесей вальцами.

Кроме того, режимные характеристики вальцов должны быть увязаны определенным образом с производительностью уборочной машины, урожайностью картофеля и размерно-весовыми характеристиками клубней.

**Теоретическое обоснование**

Предварительное значение угла наклона вальцов выбираем из предположения, что оптимальные показатели качества очистки будут при

$$\varphi < \alpha_g < \varphi',$$

где  $\alpha_g$  – угол наклона вальцов к горизонту, град.

При выполнении данного условия свободные клубни будут беспрепятственно скользить по рабочей поверхности вальцов, а ботва и растительные примеси – задерживаться в рабочей зоне и отделяться от основной массы вороха.

Согласно данным ряда исследователей, угол  $\varphi$  следует принимать из интервала  $7^\circ \div 27^\circ$  [1, с. 155], а угол  $\varphi' = 35^\circ \div 43^\circ$  [2, с. 258].

Таким образом,

$$12^\circ \div 25^\circ < \alpha_g < 35^\circ \div 43^\circ.$$

Принимаем угол наклона вальцов к горизонту равным  $\alpha_g = 15^\circ$ .

<sup>1</sup> Термины и обозначения, а также численные значения показателей, используемых в этой статье, даны в статье «Теоретическое обоснование диаметра вальцов ротационного ворохоочистителя» настоящего сборника.