

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**  
ЮРГИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

**А.Н. Капустин**

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА МАШИН  
ДЛЯ ОСНОВНОЙ И ПОВЕРХНОСТНОЙ  
ОБРАБОТКИ ПОЧВ, ПОСЕВНЫХ МАШИН  
И МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ**

*Рекомендовано в качестве курса лекций  
Научно-методическим советом  
Юргинского технологического института (филиала)  
Томского политехнического университета*

Издательство  
Томского политехнического университета  
2012

ББК 40.72 я73  
УДК 631.3 (075)  
К20

**Капустин А.Н.**

К29

Основы теории и расчета машин для основной и поверхностной обработки почв, посевных машин и машин для внесения удобрений: курс лекций / А.Н. Капустин; Юргинский технологический институт. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. – 134 с.

В пособии рассматриваются основы теории и расчета рабочих органов и технологических режимов работы почвообрабатывающих и посевных машин, а также машин для внесения удобрений и машин для защиты растений. Содержатся экзаменационные вопросы по данной части курса «Машины и оборудование в растениеводстве».

Курс лекций разработан на основе рабочей программы и предназначен для студентов направления 110300 специальности 110304 «Технология обслуживания и ремонта машин и оборудования в АПК».

**УДК 631.3 (075)**  
**ББК 40.72 я73**

### *Рецензенты*

Кандидат технических наук, доцент КемГСХИ  
*А.В. Васильченко*

Кандидат технических наук, доцент КемГСХИ  
*А.П. Сырбаков*

© Юргинский технологический институт, 2013  
© Капустин А.Н., 2013  
© Оформление. Издательство Томского политехнического университета, 2013

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
Лекция 1. Почва как объект механической обработки	7
1.1. Технологические свойства почвы	7
1.2. Технологические процессы и операции при механизированной обработке почвы	13
1.3. Взаимодействие клина с почвой	14
Лекция 2. Основы теории и расчет плугов	17
2.1. Развитие трехгранного клина в рабочую поверхность плуга	17
2.2. Теоретические основы построения лемешно-отвальных поверхностей	20
2.3. Рабочие поверхности плужных корпусов для работы на повышенных скоростях	23
2.4. Построение поперечного профиля борозды	24
2.5. Определение основных параметров рабочих поверхностей	27
2.6. Размещение рабочих органов и колес плуга	30
2.7. Силы, действующие на корпус плуга	31
2.8. Сопротивление почвы совместному действию корпуса плуга и предплужника	32
2.9. Рациональная формула В.П. Горячкина	32
2.10. Равновесие плуга в горизонтальной плоскости	35
2.11. Равновесие плуга в вертикальной плоскости	36
Лекция 3. Основы теории и расчет плоскорезов и глубокихрыхлителей	39
3.1. Ветровая и водная эрозии почвы. Условия их возникновения и развития	39
3.2. Машины для обработки почв, подверженных ветровой эрозии	40
3.3. Машины для обработки почв, подверженных одновременно водной и ветровой эрозии	46
3.4. Требования к качеству обработки и энергоемкость процессов	54
Лекция 4. Основы теории и расчет культиваторов и зубовых борон	56
4.1. Работа культиваторных лап	56

4.2. Размещение культиваторных лап на раме	59
4.3. Работа зубьев борон	61
Лекция 5. Основы теории и расчет дисковых орудий	65
Лекция 6. Основы теории и расчет катков и колес	69
Лекция 7. Основы теории и расчет машин с активными рабочими органами	72
7.1. Особенности машин с активными рабочими органами	72
7.2. Кинематика рабочих органов фрез	73
7.3. Основные параметры фрезы	74
7.4. Затраты мощности на работу фрез	75
Лекция 8. Основы теории и расчет посевных машин	76
8.1. Технологические свойства семян	76
8.2. Закономерности движения семян	78
8.3. Теория катушечного высевающего аппарата	80
8.4. Основы теории сошников	85
8.5. Равновесие сошников	88
8.6. Характеристика процесса точного высева семян	92
8.7. Расчет аппарата для пунктирного посева	93
8.8. Теория работы пневматических высевающих аппаратов	97
Лекция 9. Основы теории и расчет посадочных машин	101
9.1. Характеристика рабочего процесса сажалки	101
9.2. Расчет картофелепосадочных аппаратов	102
9.3. Параметры сошников и заделывающих устройств	107
9.4. Кинематические режимы работы рассадопосадочных машин	108
Лекция 10. Основы теории и расчет машин для внесения твердых органических удобрений	110
Лекция 11. Основы теории и расчет машин для внесения крупночастичных минеральных удобрений	115
11.1. Виды машин и дозирующих устройств	115

11.2. Распределительные устройства	118
Лекция 12. Основы теории и расчет машин для защиты растений	121
12.1. Методы, способы и агротехнические требования защиты растений	121
12.2. Принципиальная схема и рабочий процесс	123
12.3. Настройка на заданные условия работы	125
12.4. Структура рабочего потока опрыскивателя	128
12.5. Качество работы опрыскивателей	130
Список литературы	132
Приложение	133

## ВВЕДЕНИЕ

Подготовка специалистов для сельскохозяйственного производства имеет высокую актуальность и социальную значимость. Качественная подготовка кадров по специальности 110304 «Технология обслуживания и ремонта машин и оборудования в АПК» в ЮТИ ТПУ вносит существенный вклад в развитии АПК Кузбасса и Сибирского региона и позволяет поднять на новый уровень организацию всех процессов в данной отрасли. Важным направлением в подготовке указанных специалистов является изучение дисциплины «Машины и оборудование в растениеводстве», которая связана с комплексной механизацией производственных процессов и применением новых высокоэффективных машин в растениеводстве.

Основными задачами дисциплины «Машины и оборудование в растениеводстве» являются:

- изучение классификации и назначения основных групп сельскохозяйственных машин;
- изучение порядка подготовки машин к работе;
- усвоение информации по основным видам возможных неисправностей в работе машин, их причин и способов устранения
- наиболее широко используемых принципов их настройки на конкретные условия работы.
- ознакомление с инновационной техникой отечественного и зарубежного производства;
- изучение материала необходимого для математического обоснования процессов в основных видах сельскохозяйственных работ.

Данный курс лекций содержит основные материалы, необходимые для расчета параметров основных рабочих узлов машин для основной и поверхностной обработки почвы, а также посевных машин и машин, предназначенных для ухода за растениями.

Автор стремился излагать учебный материал с привлечением фундаментальных положений современной науки, широко использовал труды русских ученых В.П. Горячкина, Б.Г. Турбина, А.Б. Лурье, С.М. Григорьева, Э.М. Ивановича, С.В. Мельникова, Н.И. Кленина, В.А. Сакуна и др.

При подготовке учебного пособия лекций использовались современные обозначения физических и технических величин, применяемых в других технических дисциплинах, согласно ГОС. Условные обозначения формул для удобства изучения материала книги приведены сразу же после написания формул.

# ЛЕКЦИЯ 1. ПОЧВА КАК ОБЪЕКТ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

## 1.1. Технологические свойства почвы

**Почва** является многофазной дисперсной средой, состоящей из твердых частиц, воды, воздуха и живых организмов, перемешанных между собой в различных соотношениях. Свойства почвы имеют решающее значение для качественных и энергетических показателей работы почвообрабатывающих машин.

**Механический состав.** В зависимости от размеров твердые частицы почвы подразделяются на каменистые включения (размер частиц более 1мм) и мелкозем. При определении типа почвы по механическому составу анализируется только мелкозем, который делится на две фракции: физический песок (частицы более 0,01 мм) и физическую глину (частицы менее 0,01 мм). По количеству физической глины различают почвы глинистые (более 50 % физической глины), суглинистые (50...20 % физической глины), супесчаные (20...10 % физической глины) и песчаные (менее 10 % физической глины). Чем больше в почве физической глины, тем труднее она в обработке.

**Структура почвы.** Со временем в почве первичные частицы коагулируют и слипаются, в результате чего создаются новые, более крупные агрегаты различного размера. Структурные образования размером 0,25 мм называются микроагрегатами, а более крупные – макроагрегатами почвы. При механической обработке почвы нельзя допускать разрушение ее до частиц меньше 0,25 мм, так как это приводит к разрушению структурных агрегатов.

**Коэффициент структурности** почвы служит ее оценкой после обработки. Он вычисляется по формуле (1.1)

$$K = m_1/m_2, \quad (1.1)$$

где  $m_1, m_2$  – массы агрегатов с размером 0,25...7 мм и остальной части почвы.

**Плотность почвы.** Плотность минералов, образующих почву, равна 2,4...2,8 г/см<sup>3</sup>, твердой фазы почвы – 2,4...2,7 г/см<sup>3</sup>, перегноя – 1,2...1,4г/см<sup>3</sup>.

Плотность  $\rho$  представляет собой отношение массы  $m$  абсолютно сухой почвы с ненарушенным сложением (включая поры) к ее объему  $V$ , то есть  $\rho = m/V$ .

У культурной пашни  $\rho = 1,0...1,1$  г/см<sup>3</sup>, при  $\rho = 1,2$  г/см<sup>3</sup> она уплотнена, а при  $\rho = 1,3...1,4$  г/см<sup>3</sup> сильно уплотнена.

Подпахотные горизонты имеют плотность 1,4... 1,6 г/см .

**Влажность почвы.** Объем почвы, не занятый твердыми частицами, заполнен водой и воздухом.

Влажность почвы считается оптимальной, когда вода заполняет три четверти имеющихся в ней капиллярных скважин.

О количестве воды в почве судят по ее абсолютной влажности  $W_A$ , которую вычисляют по формуле (1.2)[4]

$$W_A = 100(m_B - m_C)/m_C, \quad (1.2)$$

где  $m_B, m_C$  – соответственно масса влажной и сухой почвы.

Влажность почвы существенно влияет на ее обработку. Время перехода от полутвердой к твердой консистенции соответствует физической спелости почвы и является оптимальным для обработки. При этом большим рабочим скоростям соответствует большая влажность почвы, при которой сопротивление обработке наименьшее. При обработке подзолистой песчаной почвы оптимальной можно считать абсолютную влажность, равную 12 %, дерново-подзолистых суглинистых почв – 12...22 %, черноземов – 17...30 %.

**Коэффициент пористости  $\varepsilon$**  служит для характеристики сложения почв. Он равен отношению объема пустот  $V_{II}$  к объему твердых частиц  $V_T$  и вычисляется по формуле (1.3)[2]

$$\varepsilon = V_{II}/V_T = (\rho_T - \rho)/\rho, \quad (1.3)$$

где  $\rho_T$  – плотность твердых частиц.

При  $0,5 < \varepsilon < 1,5$  почва уплотнена, а при  $\varepsilon > 1,5$  считается рыхлой.

**Каменистость почвы.** Камнями в почвоведении называются первичные частицы размером 1 мм и более. Почвы делятся на некаменистые (менее 0,5 % камней), слабокаменистые (0,5...5 % камней), среднекаменистые (5...10 % камней) и сильнокаменистые (более 10 % камней).

**Способность почвы к крошению** выражается отношением массы комков размером меньше 50 мм к массе почвы в пробе, выраженным в процентах.

Пределом нецелесообразности обработки почвы считается количество пылеватых частиц, близкое к 30 % по объему.

Идеальной считается такая обработка почвы, когда на глубине заделки семян ее составные части достигают размеров 0,25...7 мм, а ниже этого слоя объемная масса составляет  $1,1 \pm 0,1$  г/см<sup>3</sup> в зависимости от типа почв и возделываемой культуры.

Минимальный размер частиц для почв, подверженных эрозии, не должен быть менее 1 мм.

**Твердость почвы** – способность сопротивляться внедрению в нее под давлением какого-либо тела в виде конуса, цилиндра или шара. Твердость – сравнительный показатель механических свойств почвы. Однако корреляционная связь между твердостью и сопротивлением почвы, наблюдаемая лишь при работе плугов, различна для песчаных и глинистых почв.

Для измерения твердости почвы служат приборы – твердомеры (рис. 1.1).

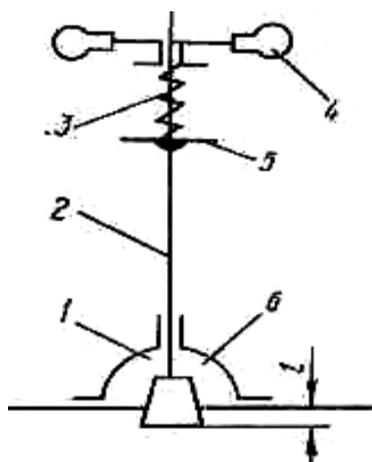


Рис. 1.1. Схема твердомера: 1 – деформатор (наконечник); 2 – шток; 3 – пружина; 4 – рукоятка; 5 – упор; 6 – основание

Для твердомеров стандартом предусматривается применение наконечников конической формы двух размеров: с площадью основания  $1\text{ см}^2$  и углом при вершине  $2\alpha = 22^\circ 30'$  – для твердых почв, с площадью основания  $2\text{ см}^2$  и углом при вершине  $2\alpha = 30^\circ$  – для рыхлых почв.

Твердомеры снабжают самописцами. При внедрении в почву наконечника вычерчивается диаграмма, характер которой показан на рис. 1.2.

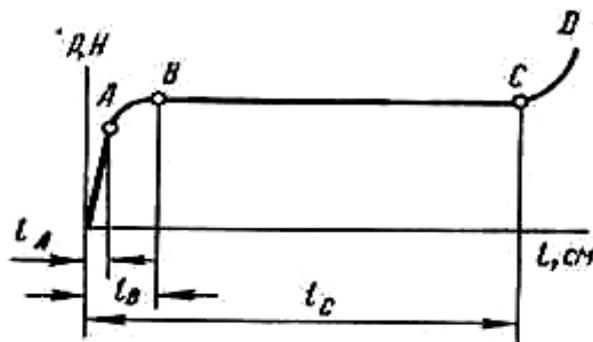


Рис. 1.2. Диаграмма твердомера

По данным этой диаграммы определяют стандартную твердость  $P$  почвы по формуле (1.4)[2]

$$P = hk/S, \quad (1.4)$$

где  $h$  – средняя ордината диаграммы твердомера, определяемая методом планиметрирования, см;

$k$  – жесткость пружины, определяемая тарировкой, Н/см;

$S$  – площадь основания конуса, см<sup>2</sup>.

По диаграмме твердомера, кроме твердости почвы, можно определить предельное значение удельного давления или несущую способность почвы по формуле (1.5)[2], а также коэффициент объемного смятия по формуле (1.6)[2]

$$q_0 = P_B/S; \quad (1.5)$$

$$q = P_A/(Sl_A), \quad (1.6)$$

где  $P_A$  и  $P_B$  – силы, отвечающие соответственно пределу пропорциональности (точка  $A$ ) и пределу текучести (точка  $B$  на диаграмме), Н;

$l_A$  – погружение плунжера в пределах пропорциональности, см.

Для жнивья, паров и лугов  $q = 5...10$  Н/см<sup>3</sup>, для грунтовой дороги  $q = 50...90$  Н/см<sup>3</sup>.

**Коэффициент внешнего трения.** На трение рабочих органов машин о почву бесполезно расходуется много энергии и, кроме того, изнашиваются рабочие органы машин.

Под трением понимается сопротивление скольжению одной поверхности по другой. Сила трения вычисляется по формуле (1.7)[2]

$$F = fN = Ntg\varphi, \quad (1.7)$$

где  $N$  – нормальная сила, Н;

$f$  и  $\varphi$  – соответственно коэффициент и угол трения.

Сила трения является пассивной силой (реакцией). Поэтому она не может быть больше  $fN$ , но может быть как угодно мала, если мала сила, стремящаяся вызвать относительное перемещение двух тел. Следовательно, сила трения, определяемая выражением (1.7), предельна.

Изменение коэффициента трения  $f$  почвы о сталь в зависимости от влажности и содержания в почве «физической глины» показано на рис. 1.3 и 1.4.

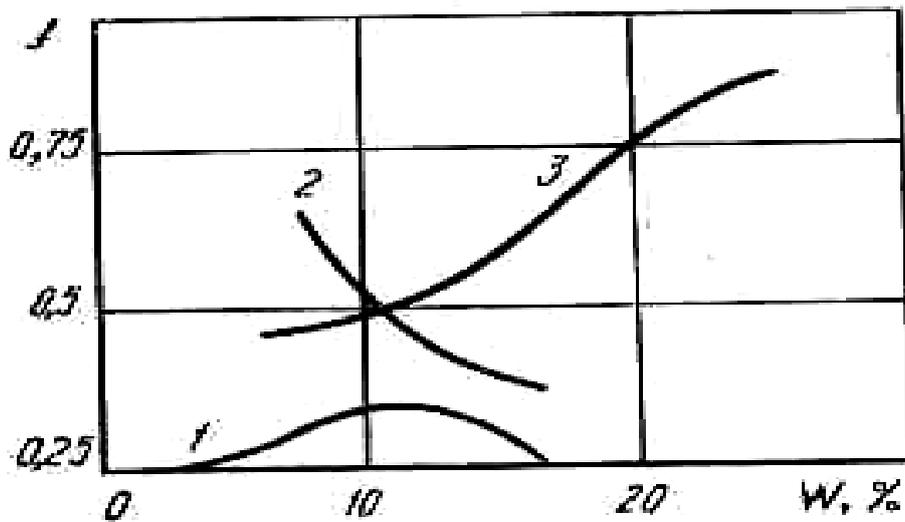


Рис. 1.3. Зависимость коэффициента трения почвы о сталь от влажности:  
1 – песчаная; 2 – супесчаная; 3 – тяжелые суглинки и глины

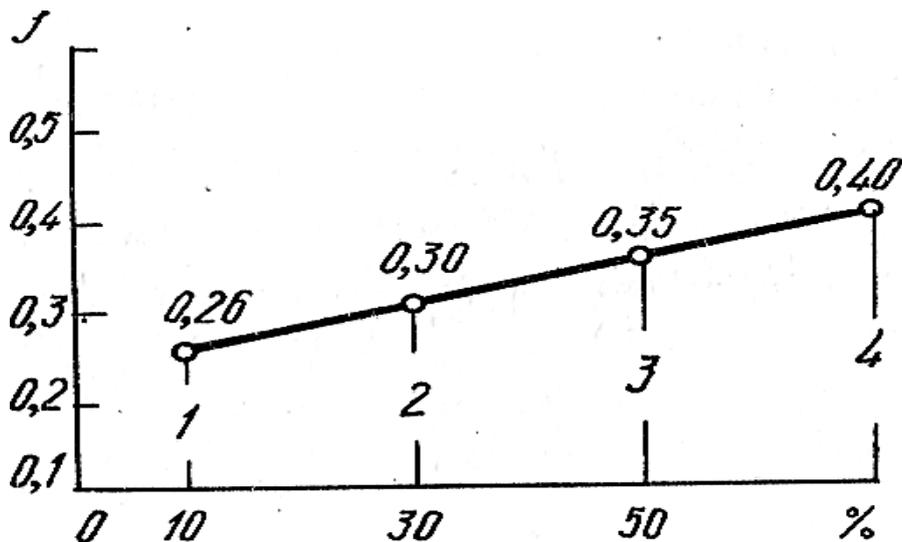


Рис. 1.4. Зависимость коэффициента трения почвы о сталь от содержания в почве «физической глины»: 1 – супесь; 2 – суглинок; 3 – суглинистый чернозем; 4 – глинистый чернозем

Для каждой почвы имеется свое значение влажности, при которой коэффициент трения достигает максимума.

Для обыкновенного чернозема  $W_A \approx 30\%$ .

Коэффициент трения  $f$  для разных почв колеблется от 0,25 до 0,90, угол трения  $\varphi$  колеблется от  $14^\circ$  до  $42^\circ$ . Для ориентировочных расчетов принимают  $f = 0,5$ , что соответствует углу трения  $\varphi = 26^\circ 30'$ .

Коэффициент трения для чисто шлифованной стали ниже, чем для нешлифованной. В то же время полировка поверхности почти не изменяет его значения.

Наиболее низкий коэффициент трения о почву имеют некоторые новые материалы (например, тефлон, фторопласт).

**Сопротивление почвы деформациям** (прочностные свойства) до сих пор изучено слабо. Например, опытные данные прочностных свойств для глинистого чернозема при абсолютной влажности 20 % следующие: значение временного сопротивления на растяжение  $\sigma_p = 0,5$  кПа; значение сопротивления сдвигу  $\tau = 1$  кПа и сжатию  $\sigma_{сж} = 10$  кПа.

Сопротивление почв различным деформациям уменьшается с увеличением их влажности (до определенного предела) и с улучшением структуры.

Сопротивление сдвигу и растяжению в сильной степени зависит от наличия в почве корней растений.

**Удельное сопротивление почв при пахоте.** В качестве показателя для классификации почв по трудности обработки принято удельное сопротивление почвы при вспашке  $k$  (кН/м<sup>2</sup>), которое определяется по формуле (1.8)[3]

$$k = P/(abh), \quad (1.8)$$

где  $P$  – общее сопротивление плуга, измеренное динамометром, Н;

$a$  – глубина пахоты, м;

$b$  – ширина захвата корпуса, м;

$n$  – число корпусов плуга.

Удельное сопротивление почвы зависит от ее механического состава, структуры, степени уплотненности, задернелости, влажности и т.п.

Почвы с удельным сопротивлением до 30 кН/м<sup>2</sup> считаются легкими, от 30 до 50 кН/м<sup>2</sup> – средними, от 50 до 70 кН/м<sup>2</sup> – среднетяжелыми и от 70 до 120 кН/м<sup>2</sup> – тяжелыми.

**Абразивные свойства.** Под абразивными понимаются свойства почвы, способствующие соскребаению и уносу поверхностного слоя металла рабочих органов почвообрабатывающих машин движущимися почвенными частицами. Из минералов, образующих почву, наибольшую твердость имеет кварц, который составляет основу песчаных почв. Наибольшая изнашивающая способность у мелких песчинок размером от 0,01 до 0,25 мм. С увеличением влажности песчаных почв износ рабочих органов машин увеличивается, на глинистых и суглинистых почвах наблюдается обратное явление.

**Липкость почвы.** Способность частиц почвы в сыром состоянии склеиваться и прилипать к различным поверхностям называется липкостью. Липкость характеризуется усилием, отнесенным к 1 см<sup>2</sup> соприкасающейся с почвой стальной поверхности, необходимым для ее отрыва.

Липкость почвы зависит от следующих основных факторов: влажности, дисперсности, свойств материала рабочего органа, чистоты его поверхности и удельного давления. С увеличением дисперсности липкость почв увеличивается. Поэтому глинистые почвы наиболее липкие. Зависимость липкости от удельного давления сложная: в одних случаях почва прилипает к выступам на рабочей поверхности, в других – к впадинам.

## **1.2. Технологические процессы и операции при механизированной обработке почвы**

Различают производственные, рабочие и технологические процессы и операции при механизированной обработке почвы

**Производственный процесс** – наиболее широкое понятие. Он включает технологические, вспомогательные и подготовительные процессы и операции. Например, производственный процесс вспашки помимо технологического процесса – собственно вспашки – включает подготовительные и вспомогательные процессы: разбивку поля на загонки, установку вешек для первого прохода и т.п.

**Рабочий процесс** машины содержит описание действия не только рабочих органов, но и вспомогательных узлов и механизмов, т.е. включает не только технологические, но и вспомогательные процессы и операции. Например, при описании рабочего процесса фрезы помимо рассмотрения взаимодействия ножей с почвой указывается, как, через какие узлы и механизмы к рабочим органам подводится энергия от трактора, как, благодаря чему ножи предохраняются от поломок при встрече с камнями, древесиной и т.п.

**Технологический процесс**, в свою очередь, складывается из технологических операций. Например, технологический процесс вспашки включает в себя отрезание пласта от стенки борозды, отрезание пласта от дна борозды, оборот пласта и его рыхление или перемешивание.

Технологический процесс или операцию рассматривают как процесс взаимодействия рабочего органа с обрабатываемым материалом, в результате которого происходят целенаправленные качественные изменения свойств или состояния последнего.

Рабочий орган почвообрабатывающей машины может выполнять одну или несколько операций, наиболее распространенные из которых –

резание, оборачивание, рыхление (крошение), уплотнение, выравнивание поверхности, подрезание сорняков, поделка гребней, гряд, борозд, лунок и т.п.

Некоторые операции, например резание, рыхление, оборачивание, входят в разные технологические процессы, осуществляемые различными рабочими органами почвообрабатывающих и мелиоративных машин, носят обобщенный характер и заслуживают отдельного рассмотрения.

### 1.3. Взаимодействие клина с почвой

Рабочие органы почвообрабатывающих машин имеют форму клина. Это объясняется тем, что в пространстве трех измерений клин – наиболее простая геометрическая фигура. Так, всякую поверхность можно разделить на ряд бесконечно малых плоских элементов  $abc$  (рис. 1.5, *а*), составляющих клин.

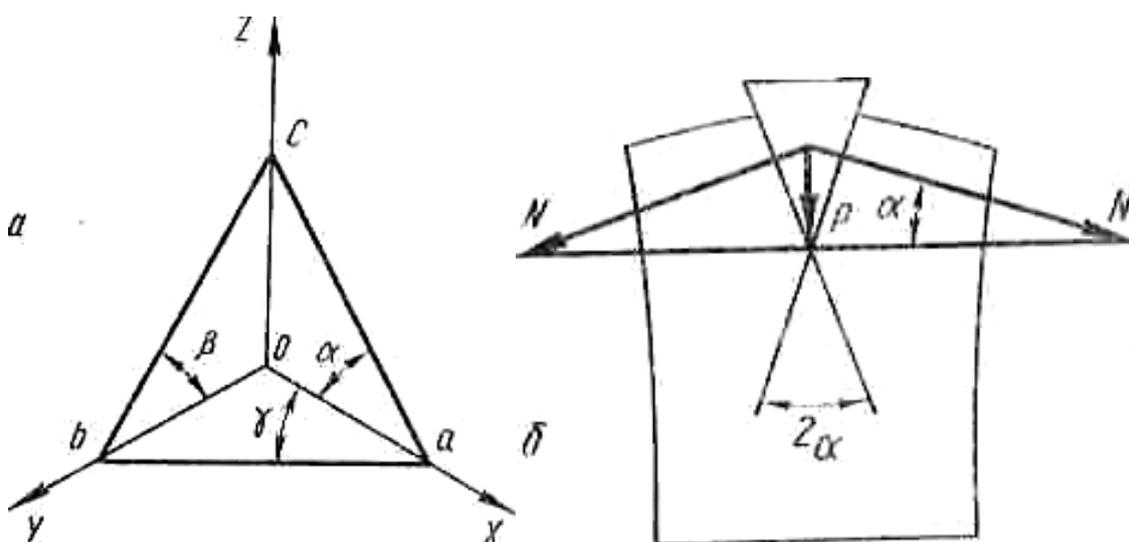


Рис. 1.5. Элементарный трехгранный клин (*а*) и схема расклинивания (*б*) материала

Ребра клина  $ab$ ,  $bc$  и  $ac$  представляют собой прямые линии – кратчайшее расстояние между двумя точками на плоскости. Поэтому клин – самая общая элементарная форма орудия.

При разрушении материала клином с помощью сравнительно небольшого усилия  $P$ , направленного вдоль клина (рис. 1.5, *б*), можно получить разрывающие материал на части большие нормальные силы  $N$ , определяемые по формуле (1.8) [1]

$$N = P/\sin\alpha, \quad (1.8)$$

где  $\alpha$  – угол клина, град.

При расклинивании материал изгибается, одни его слои сжимаются, а другие растягиваются. В результате материал разрушается от того вида напряжения, которому он податливее.

Для разрушения почвы растяжением требуется сила, примерно в 10 раз меньшая, чем для разрушения сжатием. Клином деформирует почву растяжением, а потому считается экономически выгодным орудием. Однако деформация растяжения наблюдается не в чистом виде, а в зависимости от свойств почвы протекает с отрывом, изгибом или изломом.

Грани (плоскости) клина, которые соприкасаются с разрушаемым материалом, называются рабочими.

По числу рабочих граней клинья бывают одно-, двух- и трехгранные. Примером одногранных клиньев могут служить острые диски борон и луцильников, двухгранных клиньев – зубья борон и рыхлительные лапы культиваторов, косых трехгранных клиньев – корпуса лемешных плугов, прямых трехгранных клиньев – стрелчатые лапы культиваторов.

Одногранный плоский клин имеет только рабочую плоскость без подошвы, и в идеальном случае реакция дна борозды отсутствует. Но так как всякое острие быстро притупляется в процессе работы, то образуется опорная поверхность. Поэтому одногранный клин – понятие теоретическое. Им пользуются для теоретических исследований, когда требуется исключить влияние опорной реакции.

Работа клина протекает неравномерно во времени – чередующимися циклами. Каждый цикл состоит из нескольких фаз (рис. 1.6). В начале цикла клин уплотняет почву (рис. 1.6, а), перемещая ее частицы перпендикулярно рабочей поверхности (например, точка  $n$  перемещается в  $n'$ ). При достаточном уплотнении пласт начинает изгибаться (рис. 1.6, б). При этом пласт связных (задернелых) почв изгибается дольше, чем менее связных, которые быстрее разрушаются. Характер этого разрушения зависит от физико-механических свойств почвы, ее влажности, а также от угла  $\alpha$  клина. При обработке структурной старопашотной почвы оптимальной влажности происходит ее скалывание под некоторым углом  $\psi$  ко дну борозды (рис. 1.6, в).

Пересохшие глинистые и суглинистые почвы скалываются глыбами (рис. 1.6, г), в результате чего дно борозды становится изрытым.

Каждая из фаз, составляющих один цикл работы клина, который продолжается на пути от одного (пересохшие почвы) до нескольких сантиметров (задернелые почвы), протекает по-разному.

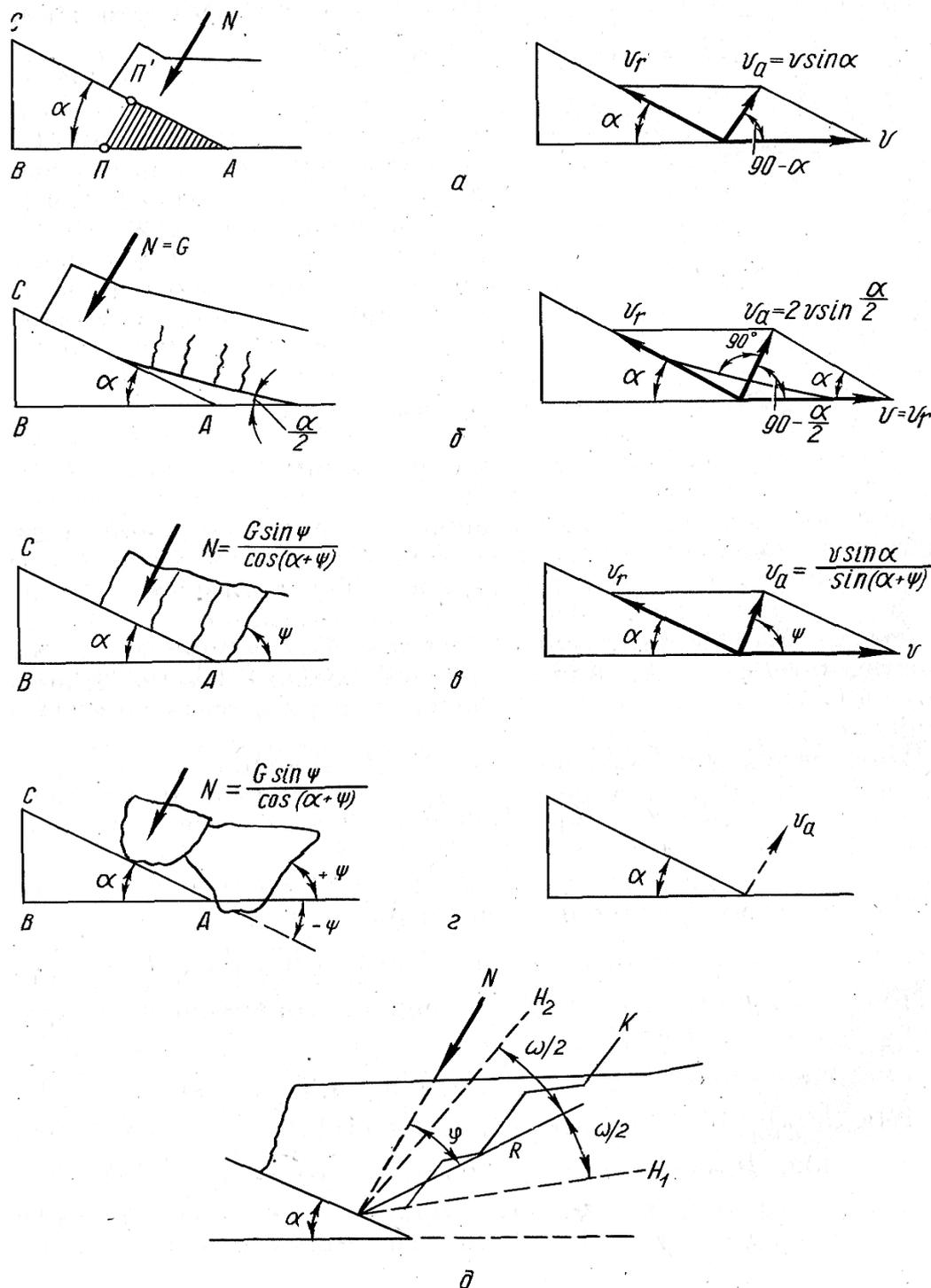


Рис. 1.6. Фазы рабочего процесса клина: а – уплотнение (сжатие); б – изгиб; в – скалывание (срез); г – излом (отрыв); д – типичная схема скалывания почвы клином

Формулы для вычисления абсолютной скорости  $v_a$  частиц почвы, с которыми встречается точка  $A$  клина, и нормальных сил  $N$  приведены на рис. 1.6. Однако ряд величин в этих формулах определить трудно.

Так, сила тяжести  $G$  сколотого куска почвы воспринимается как клином с углом  $\alpha$ , так и впереди лежащей почвой с опорной плоскостью под углом  $\psi$  к горизонту. При обработке твердых сухих почв после сжатия (рис. 1.6,  $z$ ) следует излом (отрыв) куска почвы, в процессе которого трудно определить значение и направление его абсолютной скорости.

Из сказанного следует, что при работе клина в разные промежутки времени частицы почвы имеют разную по значению абсолютную  $v_a$  и относительную  $v_r$  скорости, а также оказывают на поверхность клина различное нормальное давление. Все эти величины динамичны. Продолжительность цикла (от начала сжатия до скалывания или образования трещины) исчисляется долями секунды. В этом одна из трудностей теоретических исследований напряжения, деформации и сопротивления, возникающих при работе клина.

Для решения ряда практических задач, например размещения рабочих органов на рамах машин, принимают упрощенную схему деформации почвы клином (рис. 1.6,  $d$ ).

Усилие  $R$ , с которым плоский клин действует на пласт, отклоняется от нормали  $N$  на угол трения  $\varphi$  (обычно равный  $40...50^\circ$ ), то есть определяется по формуле (1.9) [2]

$$R = N / \cos \varphi . \quad (1.9)$$

Сечения  $H_1$  и  $H_2$ , между которыми может произойти разрушение пласта, если допустить применимость к нему теории наибольших касательных напряжений, будут располагаться одно к другому под углом внутреннего трения почвы  $\omega$  симметрично к силе  $R$ .

Разрушение почвы происходит вблизи действия силы по ломаной кривой  $K$ , отрезки которой поочередно параллельны плоскостям  $H_1$  и  $H_2$ .

## Лекция 2. Основы теории и расчет плугов

### 2.1. Развитие трехгранного клина в рабочую поверхность плуга

Простой трехгранный клин, положенный в основу создания плужного корпуса, способен отрывать пласт почвы от дна и стенки борозды, но не может оборачивать его. Работа плуга характеризуется главным

образом тем, что он переворачивает пласт нижней стороной вверх. Пласт может быть перевернут вращением его около некоторой оси  $OA$ , наклоненной к направлению движения плуга (рис. 2.1).

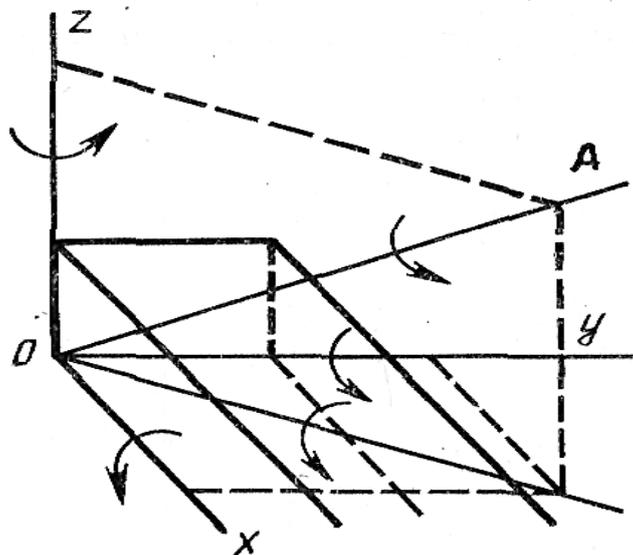


Рис. 2.1. Схема вращения пласта при вспашке

Вращение пласта можно разложить на три слагающих: около горизонтальной оси  $X$ , параллельной направлению движения плуга; около горизонтальной оси  $Y$ , перпендикулярной стенке борозды; около вертикальной оси  $Z$ , перпендикулярной дну борозды.

Вращательным движением вокруг оси  $X$  пласт оборачивается нижней стороной вверх, вращением относительно горизонтальной оси  $Y$  он перегибается вперед и при этом разрыхляется, вращением же вокруг вертикальной оси  $Z$  частицы почвы сдвигаются в сторону без оборачивания пласта. В зависимости от свойств почвы пласту сообщается различный поворот по каждому из этих направлений.

Рабочую поверхность плужного корпуса проектируют таким образом, чтобы поворот пласта происходил вокруг некоторой оси  $OA$ , расположенной под углом к осям координат. При этом для работы на разных почвах меняют либо углы оси  $OA$  с осями координат, либо непрерывно изменяют направление этой оси.

На практике встречаются отвалы того и другого типа. Все их можно рассматривать как развитие простого трехгранного клина с углами  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  (рис. 2.2, а).

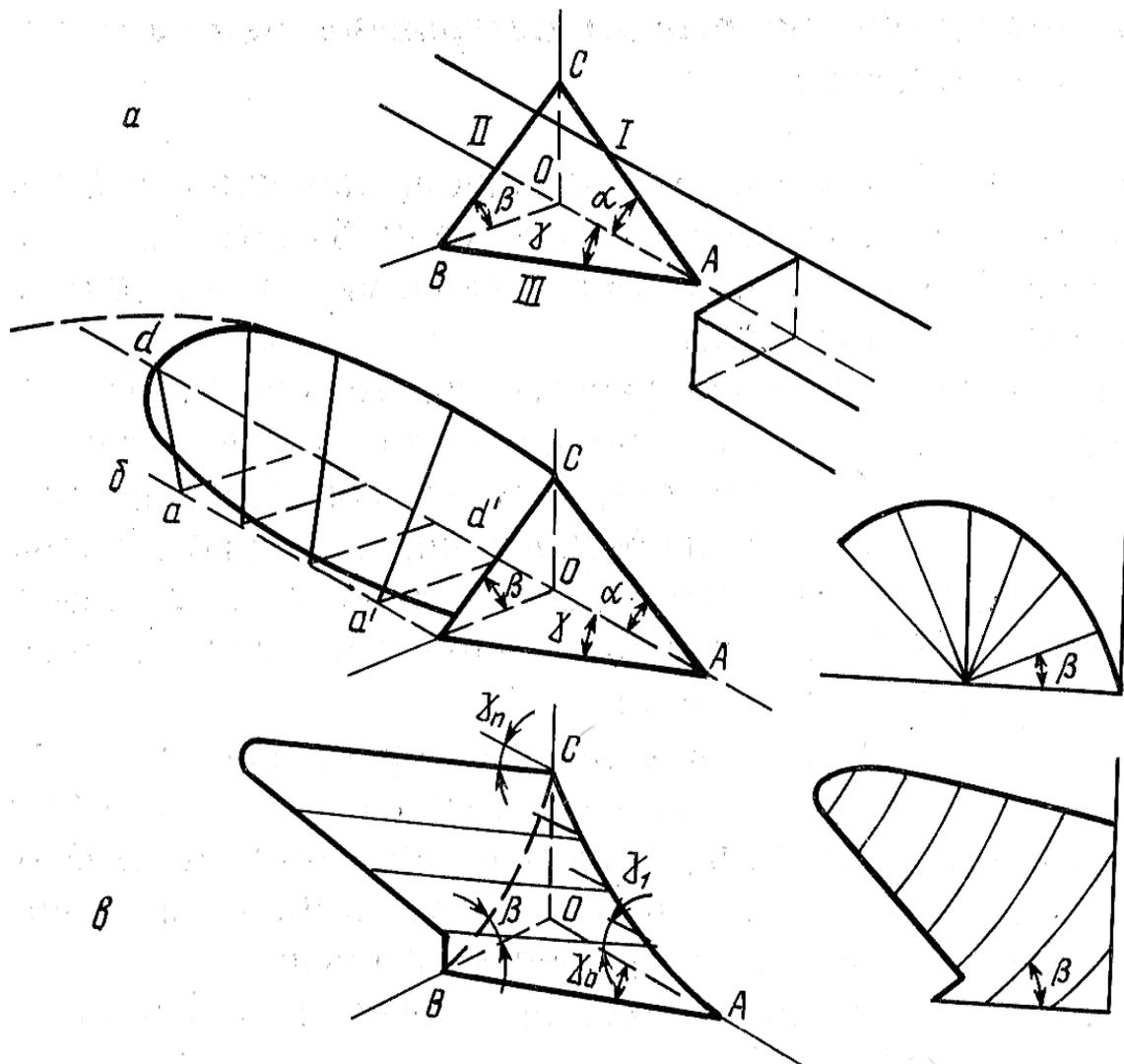


Рис. 2.2. Развитие клина в рабочую поверхность плуга:  
 а – простой трехгранный клин  $ABC$ ; б – развитие клина в винтовую поверхность;  
 в – развитие клина в цилиндрическую поверхность

Если такой клин разложить на три простых клина  $I$ ,  $II$  и  $III$ , а затем постепенно каждый из них наращивать, можно получить ту или иную поверхность. Так, если наращивать клин с углом  $\beta$ , получается винтовая поверхность геликоид (рис. 2.2, б). Если же сзади клина с углом  $\alpha$  поставить ряд таких же клиньев, но с постепенно возрастающим углом  $\alpha$ , получится цилиндрическая поверхность с параллельными образующими. Изменяя же при этом постановку клиньев  $\gamma$ , получим поверхность цилиндрикоида (рис. 2.2, в).

Однако надо иметь в виду, что у трехгранного клина можно менять произвольно только два угла из трех.

## 2.2. Теоретические основы построения лемешно-отвальных поверхностей

Под построением (проектированием) лемешно-отвальной поверхности понимается вычерчивание ее на бумаге в двух или трех проекциях с дополнительными сечениями, необходимыми для изготовления отвала плуга.

Для выполнения этой работы, кроме проектного задания, необходимо знать исходные теоретические предпосылки, которые составляют основу теории разрабатываемой поверхности.

Теоретически задача проектирования лемешно-отвальной поверхности может быть решена двояко: либо задается деформация и по ней определяется поверхность, либо задается поверхность и по ней определяется деформация.

Ни та, ни другая задача до сих пор полностью не решены. Поэтому поверхности для плугов выбираются из числа известных уже поверхностей путем их теоретического анализа. В результате анализа строится новая поверхность, выбранные параметры которой затем проверяются экспериментально.

На основании анализа известных поверхностей были сделаны следующие выводы.

1. Поверхность плужного корпуса должна быть линейчатой, то есть образованной движением прямой линии в пространстве.

К линейчатым поверхностям меньше прилипает почва, и их легче изготавливать.

2. Из всего разнообразия линейчатых поверхностей наиболее подходящей для плугов общего назначения считается поверхность цилиндриды, а для винтовых поверхностей, предназначенных для вспашки связных почв, – близкая к коноиду, гиперболическому параболоиду или геликоиду.

**КонOID** (рис. 2.3, б) характеризуется тем, что у него одно из сечений вертикальными плоскостями будет прямая линия – направляющая  $BD$ , а все другие – кривые:  $EF$ ,  $MN$ ,  $GL$ ,  $AC$ ; образующая  $KL$  – прямая, а направляющая  $AC$  – кривая.

**Параболоид**. Если за направляющие взять две непараллельные прямые, лежащие в параллельных плоскостях, и перемещать по ним образующую  $KL$  (рис. 2.3, в), то поверхность будет гиперболическим параболоидом, характерная особенность которой заключается в том, что образующую можно поменять местами с направляющей.

**Геликоид**. В отличие от параболоида у геликоида одной из направляющих служит винтовая линия  $CC$  (рис. 2.3, б).

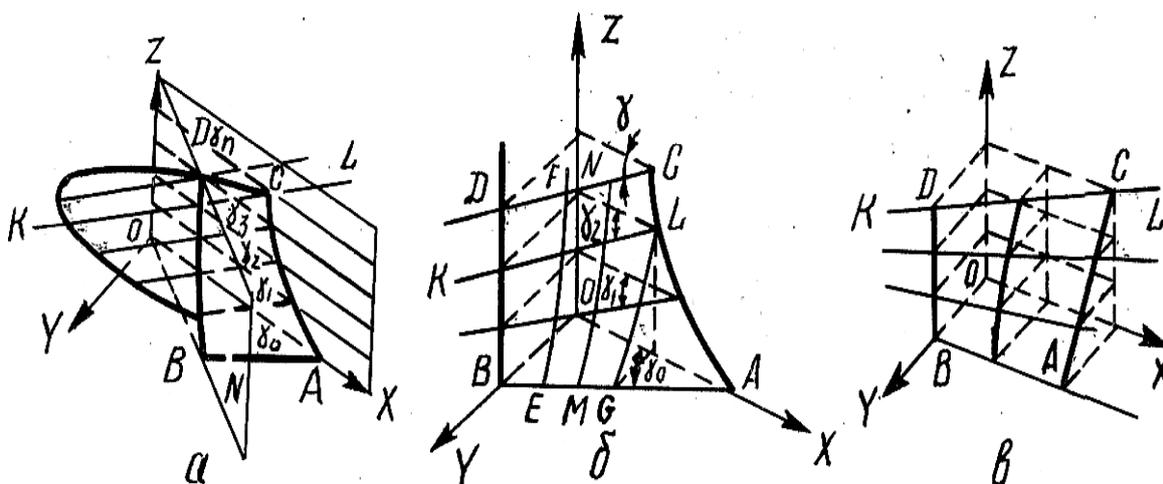


Рис. 2.3. Схемы образования поверхностей отвалов разного типа:  
 а – цилиндриод; б – коноид; в – гиперболический параболоид

Наша промышленность выпускает серийно плуги с культурными и полувинтовыми отвалами, рабочая поверхность которых представляет собой цилиндриод.

**Цилиндрод** (рис. 2.3, а) – поверхность, образованная движением образующей  $KL$  параллельно горизонтальной плоскости  $XOY$  так, что угол  $\gamma$  образующей с вертикальной плоскостью  $XOZ$  изменяется по мере ее подъема.

При проектировании поверхности плужного корпуса теоретически можно обосновать только радиус и длину дуги окружности, на основании которой строится направляющая кривая – парабола  $BD$ .

Парабола принимается за направляющую кривую потому, что ей можно придать любую вогнутость, с тем, чтобы пласт лучше приспособивался к поверхности при переходе с лемеха на отвал и нормально оборачивался верхней частью (крылом) отвала.

Радиус  $R$  окружности, на основании которого строится парабола, может изменяться в пределах  $R_{max} \geq R \geq R_{min}$ .

Максимальный радиус кривизны направляющей кривой определяется из условия, что бороздной обреш отвала не задирает отваленного пласта. Этого явления не будет, если линейный угол  $i$  (рис. 2.4, а) между касательной плоскостью к отвалу на уровне ребра пласта и поверхностью отваленного пласта будет меньше  $90^\circ$ .

Минимальный радиус направляющей окружности  $R_{min}$  определяется из условия, когда пласт, поднимаемый отвалом, целиком помещается



$$B'''C'' = R_{min}(\pi/2 - \varepsilon_0) = BC, \quad (2.1)$$

$$BC = b/\cos\gamma_0, \quad (2.2)$$

$$R_{min}(\pi/2 - \varepsilon_0) = b/\cos\gamma_0, \quad (2.3)$$

$$R_{min} = b/(\pi/2 - \varepsilon_0)\cos\gamma_0. \quad (2.4)$$

Угол  $\gamma_0$  постановки лезвия лемеха к стенке борозды находят опытным путем, и в нашей стране он утвержден стандартом – для плугов с культурной поверхностью отвала  $\gamma_0 = 42^\circ$ , с полувинтовой  $\gamma_0 = 38^\circ$ .

### 2.3. Рабочие поверхности плужных корпусов для работы на повышенных скоростях

При повышении скорости вспашки до 7 км/ч улучшается крошение пласта, заделка растительных остатков и выравненность поверхности пашни, увеличивается ширина борозды.

Для дальнейшего повышения скорости требуются скоростные плуги. Они характеризуются меньшими углами  $\alpha$ ,  $\gamma$  и другими отличиями. Уменьшение углов  $\gamma$  приводит к тому, что корпус получается длинным, а носок его лемеха – копьевидным. Поэтому угол  $\gamma_0$  скоростного плуга принимают таким же, как и у обычного.

Кроме угла  $\gamma_0$  постановка лемеха характеризуется углом  $\varepsilon_0$ . Для снижения сопротивления скоростного плуга этот угол берут меньше, чем для корпуса с культурной поверхностью. Чтобы переход от лемеха к отвалу был плавным, и давление пласта на грудь отвала было меньшим, всю поверхность в плоскости направляющей кривой располагают ко дну борозды положе (рис. 2.5).

С уменьшением угла  $\varepsilon_0$  постановки лемеха ко дну борозды увеличивается высота  $Z_1$  (рис. 2.5), где пласт оказывает наибольшее давление на корпус. Под влиянием скорости величина  $Z_1$  возрастает еще больше (от 50...75 до 150 мм). Угол  $\gamma_{min}$  образующей, отвечающий высоте  $Z_1$ , у скоростного корпуса меньше, чем у культурного и полувинтового ( $35^\circ$  вместо  $42...38^\circ$ ). Разность углов  $\Delta\gamma_1 = \gamma_0 - \gamma_{min}$  для культурных и полувинтовых отвалов составляет  $2...4^\circ$ , а для скоростных отвалов  $7^\circ$ . Разность углов  $\Delta\gamma_2 = \gamma_{max} - \gamma_0$  для названных корпусов также различная.

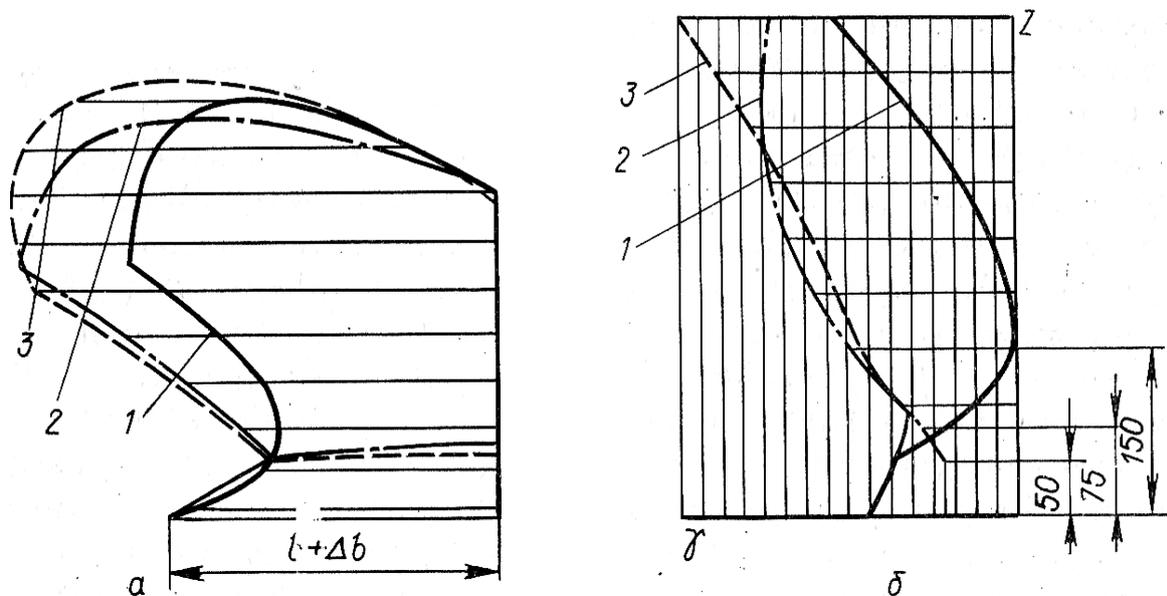


Рис. 2.5. Элементы поверхностей корпусов: *a* – вертикальные проекции рабочих поверхностей разного типа; *б* – графики углов  $\gamma$  образующих со стенкой борозды; 1 – скоростной корпус; 2 – корпус культурного типа; 3 – полувинтовой корпус

Рабочая поверхность окучника представляет собой спаренную (право- и левооборачивающую) поверхность плужного типа. Поэтому все вышеуказанные соображения учитываются при проектировании окучников для работы на повышенных скоростях.

#### 2.4. Построение поперечного профиля борозды

Под построением профиля борозды понимается вычерчивание на бумаге последовательных положений поперечного сечения пласта при обороте его плугом. Построенный профиль борозды позволяет вычислить площадь поверхности пашни, ее гребнистость и допустимую глубину пахоты данным плугом. Построение делается в предположении, что пласт почвы во время оборота не деформируется.

Пусть  $a$  – глубина пахоты,  $b$  – ширина захвата корпуса плуга. При построении схемы оборота пласта используются геометрические соотношения, показанные на рис. 2.6.

Ребра пластов  $D''$ ,  $D''$  и т.д. будут удалены одно от другого на расстояние, равное ширине пласта  $b$ .

Грань  $A'B'$  отваленного пласта, продолженная до пересечения с дном борозды, отсечет на ней линию  $BD_0$ , длина которой от стенки борозды равна глубине пахоты  $a$ .

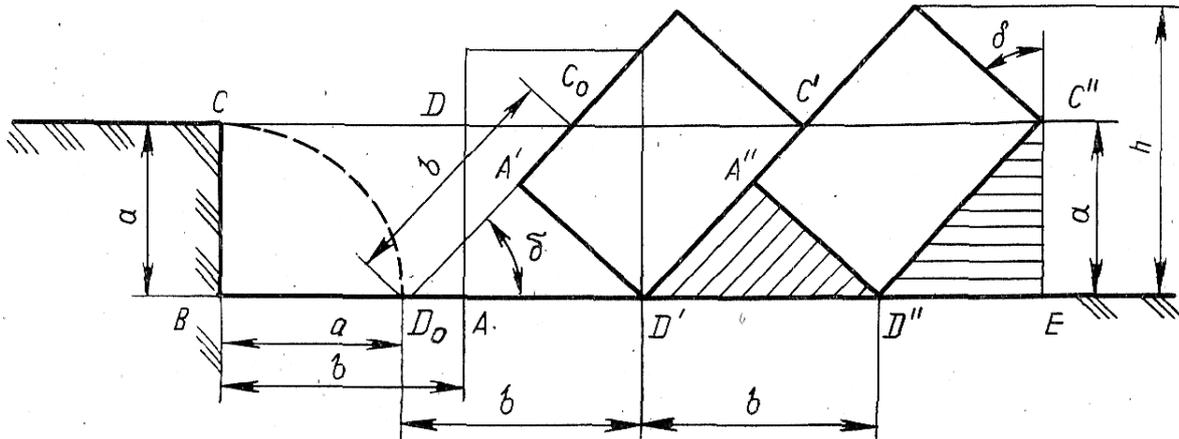


Рис. 2.6. Схема оборота пласта

Точки стыка отваленных пластов  $C'$ ,  $C''$  и т.д. лежат на уровне непаханого поля. Последнее вытекает из подобия треугольников  $D''C''E$  и  $A''D''D'$ , у которых две стороны и угол  $\delta$  равны.

Учитывая эти соображения, для построения профиля борозды нужно сделать следующее.

1. Отложить на линии дна борозды точку  $D_0$  (сделать засечку на дне борозды из точки  $B$  радиусом  $a$ );

2. Из точки  $D_0$ , как из центра, сделать засечку радиусом  $D_0C_0 = b$  на уровне непаханого поля.

3. Той же дугой, равной  $b$ , сделать засечки  $D'$ ,  $D''$ , а также  $C'$ ,  $C''$  и т.д. соответственно на линии дна борозды и на уровне непаханого поля.

4. Восстановить из этих точек перпендикуляры к соответствующим граням пластов, например,  $C'B'$ ,  $D'A'$  и т. д.

Угол  $\delta$  наклона отваленного пласта к горизонту определится из соотношения (2.5)[2]

$$\sin \delta = a/b. \quad (2.5)$$

Из подобия прямоугольных треугольников  $D'A''D''$  и  $D''EC''$  вытекает, что  $C''E = A''D'' = a$ . Из рис. 2.6 видно, что высота точек  $B'$ ,  $B''$  и т.д. от дна борозды составляет  $h = a(1 + \cos \delta)$ . Откуда теоретическая вспушенность пашни определяется по формуле (2.6)[1]

$$h/a = a(1 + \cos \delta)/a = 1 + \cos \delta. \quad (2.6)$$

Длина  $S$  ломаной линии  $B'C'B''$  поверхности пашни, пропорциональная увеличению площади поверхности, определяется по формуле (2.7) [2]

$$S = B'C' + C'B'' = b[\cos(90^\circ - \delta) + \cos \delta]. \quad (2.7)$$

Очевидно, что  $S$  достигает максимума при  $\delta = 45^\circ$ .

Учитывая, что  $a = b \sin \delta$ , имеем соотношение (2.8)[1]

$$b/a = l/\sin 45^\circ = 1,41 \approx 1,5. \quad (2.8)$$

Следовательно, максимальная площадь поверхности пашни будет в том случае, если ширина борозды примерно в 1,5 раза больше ее глубины. При этом выветривание пашни максимальное. Для борьбы с ним необходимо присоединять к плугу борону или устанавливать предплужники. В последнем случае пласт обернется полнее.

Угол  $\delta_1$  наклона пластов почвы при работе плуга с предплужниками можно определить из равенства (2.9)[2]

$$\sin \delta_1 = (a - a_1)/b, \quad (2.9)$$

где  $a_1$  – глубина хода предплужника

Для того чтобы после прохода корпуса плуга пласт не опрокидывался обратно в открытую борозду, центр тяжести площади поперечного сечения пласта должен лежать правее точки опоры  $D'$  пласта о дно борозды. Положение диагонали, при котором пласт еще может сохранить свое положение, хотя и неустойчивое (рис. 2.7), будет предельным.

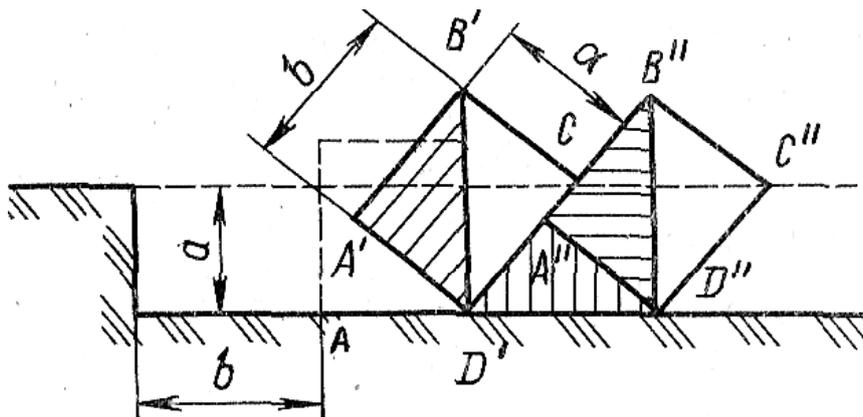


Рис. 2.7. Определение максимальной глубины вспашки

Из подобия прямоугольных треугольников  $A'B'D'$  и  $A''D'D''$  имеем равенства (2.10) – (2.13):

$$B'D'/D'D'' = A'B'/A''D'', \quad (2.10)$$

$$(\sqrt{a^2 + b^2})/b = b/a, \quad (2.11)$$

$$b^4 = a^4 + a^2 b^2, \quad (2.12)$$

$$b^4/a^4 = b^2/a^2 + 1. \quad (2.13)$$

Решив биквадратное уравнение (2.13), имеем  $b/a = 1,27$  или  $a = 0,8b$ . При вспашке с предплужником угол наклона отвального пласта меньше, чем при работе плуга без предплужника. Поэтому при работе с предплужником отношение  $b/a = 1$ . В реальных условиях нормальный оборот пласта плугом без предплужника получается при  $b/a = 1,5$ , а на рыхлых почвах при  $b/a = 1,3$ .

Винтовые и полувинтовые отвалы на плугах специального назначения хорошо работают при отношении  $b/a = 2$  и более.

## 2.5. Определение основных параметров рабочих поверхностей

Под определением основных параметров рабочей поверхности плужного корпуса понимают ее исследование для выявления области применения и ожидаемого качества работы плуга. Одновременно выясняют значение каждой характерной точки рабочей поверхности и способ ее построения.

**Приборы для определения параметров.** При определении основных параметров рабочей поверхности корпуса плуга его вычерчивают на бумаге в двух или трех проекциях. Эту работу проводят с помощью специальных приборов: профилографов, позволяющих непосредственно по плужному корпусу построить различные профильные кривые и контур его рабочей поверхности; профиломеров или координаторов, позволяющих замерить на корпусе плуга координаты точек в трех взаимно перпендикулярных плоскостях.

**Замер параметров и построение плужных поверхностей.** Корпус плуга устанавливают на плите координатора и на поверхности лемеха и отвала намечают точки, координаты которых следует замерить (точки должны располагаться на горизонтальных линиях – образующих, нанесенных через 50...100 мм по высоте), и, кроме того, намечают характерные точки поверхности, не попавшие в сечение образующими (к ним относятся: крайние точки носка лемеха и линии стыка лемеха с отвалом, точки перехода полевого обреза к верхнему, высшая точка отвала, точки обреза крыла и т.д.).

На образующих одновременно замеряют все три координаты  $X$ ,  $Y$  и  $Z$  трех точек и более, в зависимости от сложности поверхности. По данным этих замеров строят следующие проекции: вид спереди – лобовая проекция (рис. 2.8, *a*), вид сверху – горизонтальная проекция (рис. 2.8, *б*), вид сбоку – профильная проекция (рис. 2.8, *в*).

Для этого на листе бумаги вначале наносят образующие в трех проекциях по известным их координатам  $XYZ$ , а затем обводят контур рабочей поверхности с учетом координат характерных точек.

Одновременно с построением поверхности в горизонтальной проекции замеряют углы  $\gamma$  каждой из образующих со стенкой борозды и по этим данным в произвольном масштабе вычерчивают график изменения угла  $\gamma$  по высоте. График может быть вычерчен отдельно от проекций или наложен на лобовую проекцию, как это сделано на рис. 2.8, *a* (линия *abc*).

**Анализ рабочей поверхности.** По закономерности изменения угла  $\gamma$  можно определить тип лемешно-отвальной поверхности.

Для того чтобы проследить за изменениями углов  $\alpha$  и  $\beta$ , поверхность плужного корпуса рассекают вертикальными плоскостями, параллельными *V* и перпендикулярными *U* плоскости полевого обреза отвала (стенке борозды). Следы этих плоскостей на горизонтальной проекции будут иметь вид прямых линий. Поэтому нанесение следов секущих плоскостей *V* и *U* на чертеж начинают с горизонтальной проекции.

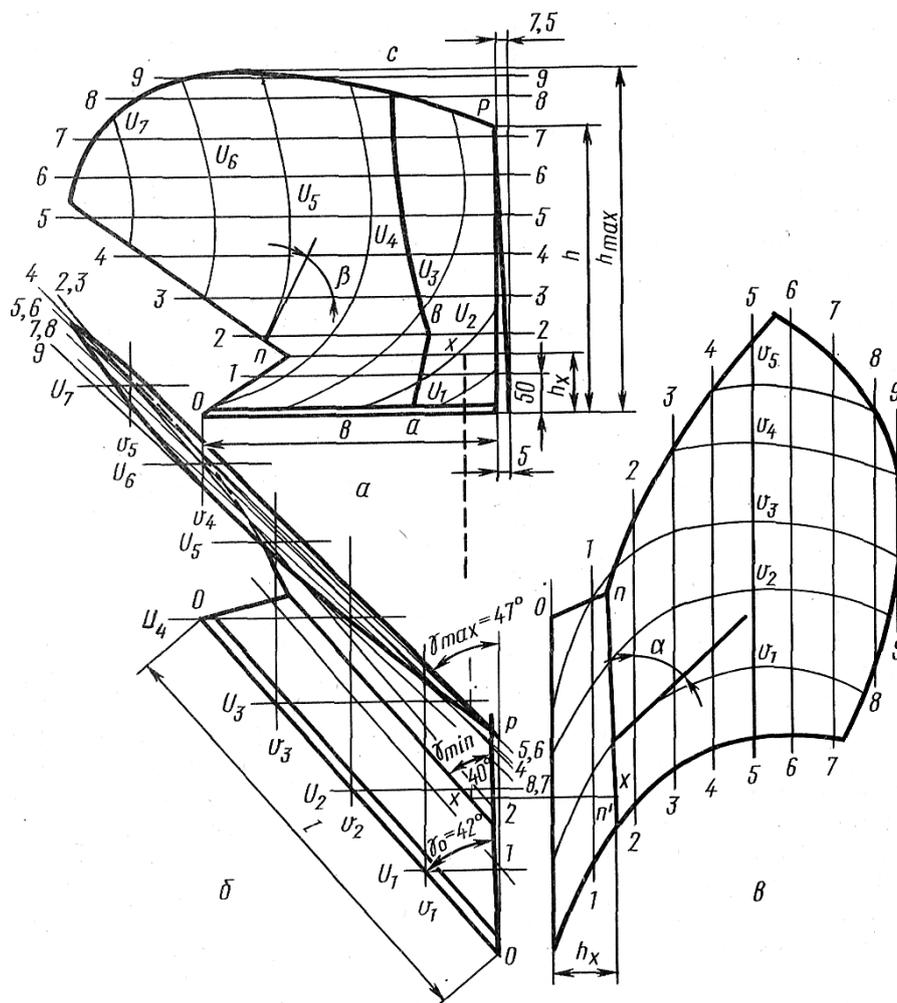


Рис. 2.8. Рабочая поверхность корпуса: *a* – вид спереди (лобовая проекция); *б* – вид сверху (горизонтальная проекция); *в* – вид сбоку (профильная проекция)

Точки пересечения образующих со следами секущих плоскостей  $V_1, V_2, V_3$  и т.д. по правилам проекционного черчения с горизонтальной проекции сносят на профильную проекцию и соединяют их плавными кривыми линиями  $v_1, v_2, v_3$  и т.д. (рис. 2.8, в). Эти линии характеризуют изменения угла крошения  $\alpha$  в каждом из сечений.

Точки пересечения следов плоскостей  $U_1, U_2, U_3$  и т.д. с образующими в горизонтальной проекции сносят аналогичным образом на лобовую проекцию и получают кривые  $u_1, u_2, u_3$  и т.д. Эти кривые характеризуют собой изменение угла  $\beta$  по высоте в каждом сечении. Они определяют оборачивающую способность рабочей поверхности плужного корпуса.

Кроме оценки развития углов  $\alpha, \beta$  и  $\gamma$ , при анализе рабочей поверхности плужного корпуса необходимо дать обоснование расположению характерных точек на рабочей поверхности.

Проекция лезвия лемеха на лобовой проекции может оказаться больше или меньше расчетной ширины захвата плуга. Длину лемеха по лезвию берут с запасом  $\Delta b = 2...3$  см для лемешных плугов и луцильников с культурными отвалами (чтобы избежать огрехов) и несколько меньше ширины захвата для плугов с полувинтовым и винтовым отвалом. Недорез пласта лемехами этих плугов необходим для того, чтобы придерживать пласт во время его оборота от перемещений по ходу плуга.

Верхняя точка  $p$  полевого обреза может быть вынесена на 5...10 мм в сторону пашни. Это делается для того, чтобы облегчить постановку дискового ножа, то есть, чтобы полевой обрез плуга не задирает стенки борозды после прохода ножа.

Высоту точки  $p$  принимают несколько большей, чем ширину захвата корпуса, а верхний обрез – выше, чем диагональ пласта (на 1...2 см). Эта разница тем больше, чем меньше глубина пахоты.

При анализе работы отвала иногда возникает необходимость найти на одной из проекций плужной поверхности положение произвольно взятой точки, координаты которой не были измерены на корпусе.

Допустим, что точка задана на лобовом контуре или боковой проекции, например, точка  $x$  на линии стыка лемеха с отвалом. Тогда через нее проводят дополнительную образующую  $nn'$  и измеряют высоту  $h_x$  расположения этой точки от дна борозды. Проведя на этой же высоте образующую на лобовом контуре, по графику  $abc$  находят угол  $\gamma_x$ , который ей отвечает.

Для этого на лобовом контуре надо замерить расстояние от стенки борозды до точки пересечения данной образующей с кривой  $abc$  и умножить это расстояние на масштаб кривой.

## 2.6. Размещение рабочих органов и колес плуга

Схема размещения корпусов и колес на раме плуга представлена на рис. 2.9, *а*.

Носки (точки  $A_1, A_2, A_3$ ) лемехов, установленные под углом  $\gamma_0$  к направлению движения, должны лежать на пересечении продольных линий (условно изображающих грядилы рамы и расположенных один от другого на расстоянии ширины захвата  $b$  корпуса) и линии  $A_1A_3$ , отклоненной от нормали к лезвию лемеха на угол  $\varphi$  трения почвы о сталь.

Рабочие органы на раме плуга размещают таким образом, чтобы устранить бесполезные потери энергии на трение о стенку борозды рабочих органов, расположенных сзади. При выборе смещения переднего рабочего органа в сторону непаханого поля, например ножа или предплужника, учитывают возможность перекоса плуга в работе. Поэтому их смещают больше (до 2 см), чем это требуется, с учетом только допустимых отклонений на неточность сборки плуга.

**Расстояние между носками корпусов** по длине плуга должно быть таким, чтобы впереди расположенный корпус не препятствовал скалыванию и отваливанию пласта задним корпусом. Из этого условия, согласно рис. 2.9, *б* расстояние между носками корпусов определяется по формуле (2.14)[1]

$$L = l_0 + l_1 - l_2, \quad (2.14)$$

где  $l_1 = l_3 / \sin \gamma_0$ ;

$l_3$  – проекция линии  $OC$  скалывания на горизонтальную плоскость.

Из рис. 2.9 имеем соотношения (2.15) – (2.17)

$$l_3 = atg(\varepsilon_0 + \psi), \quad (2.15)$$

$$l_1 = atg(\varepsilon_0 + \psi) / \sin \gamma_0, \quad (2.16)$$

$$L = l_0 + atg(\varepsilon_0 + \psi) / \sin \gamma_0 - bctg \gamma_0. \quad (2.19)$$

При подсчете по этой формуле при  $\psi = 20...25^\circ$  расстояние  $L = 600$  мм следует рассматривать как минимально допустимое.

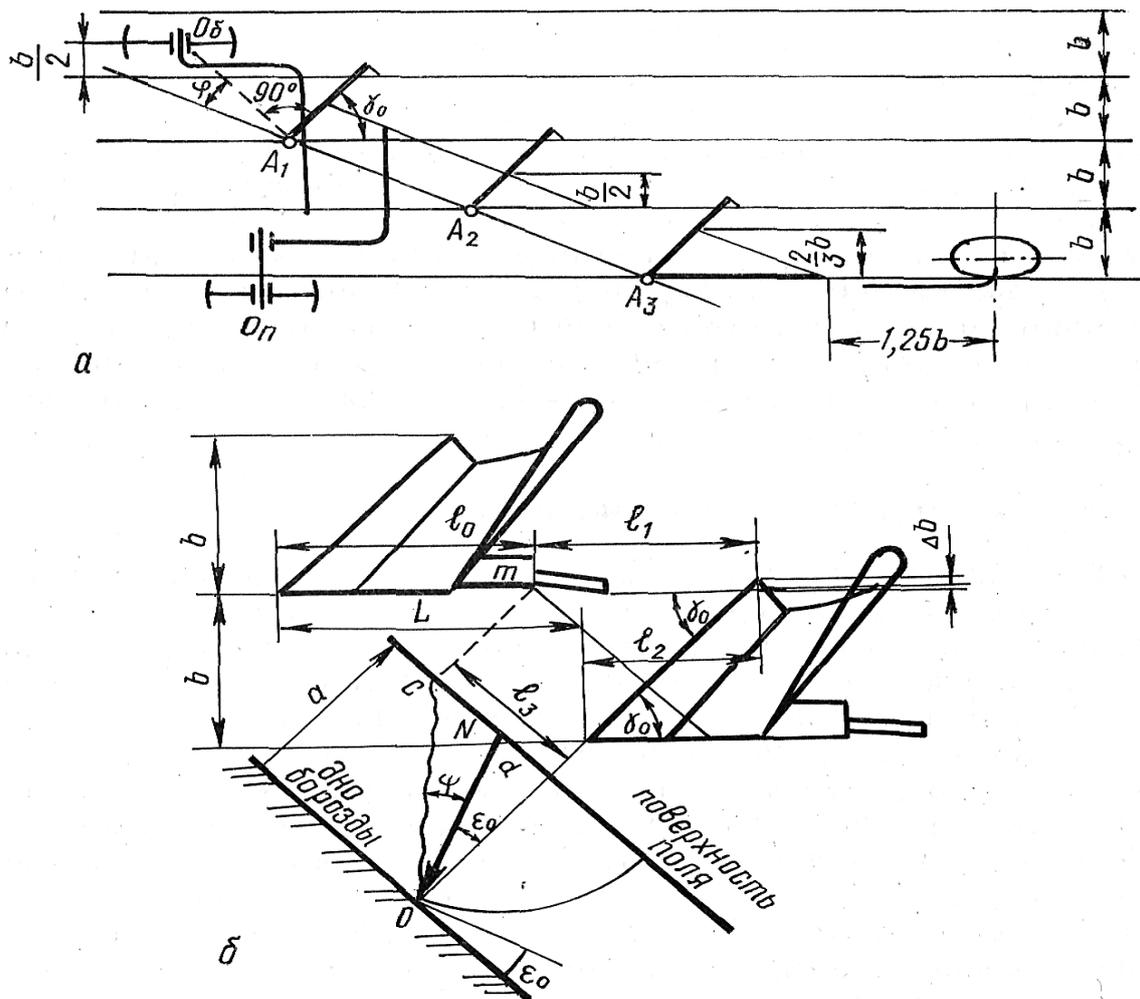


Рис. 2.9. Размещение корпусов и колес плуга и определение расстояния между корпусами по ходу плуга: а – размещение; б – определение расстояния

Окончательно расстояние  $L$  выбирают из условий, когда плуг не забивается растительными и пожнивными остатками. Для плугов общего назначения  $L = 700...800$  мм, для кустарниково-болотных  $L = 1000...1500$  мм.

### 2.7. Силы, действующие на корпус плуга

На каждый участок плужного корпуса действуют нормальные и касательные силы, которые в разных точках его криволинейной поверхности различны по значению и направлению. Они не приводятся к одной равнодействующей.

Однако для решения ряда практических задач, таких, как определение давлений на полевые доски, устойчивости движения плуга по глубине и ширине захвата и других, требуется знать силы в трех плоскостях проекций, их значение, направление и точку приложения. Эти дан-

ные получают путем пространственного динамометрирования плужных корпусов на специальных установках, позволяющих одновременно замерять сопротивление в направлении перемещения корпуса плуга –  $R_x$ , в горизонтальной плоскости, перпендикулярной перемещению плуга, –  $R_y$  и в вертикальной плоскости –  $R_z$ . Эти силы принимают за проекции главного вектора элементарных сопротивлений почвы.

Силы  $R_x$ ,  $R_y$  и  $R_z$  зависят от свойств почвы, глубины вспашки, скорости движения, геометрической формы поверхности корпуса, остроты лезвия лемеха, наличия ножа и предплужника. Эти зависимости сложны и пока что не все изучены. В большинстве случаев боковая сила  $R_y$  составляет примерно  $1/3$  от силы  $R_x$ , а вертикальная  $R_z$  переменна: она бывает как положительной, так и отрицательной. Среднее ее значение принимают равным  $\pm 0,2R_x$ .

На рис. 2.10 показаны проекции равнодействующих элементарных сопротивлений почвы на плоскости проекции  $XOZ$  (рис. 2.10, а),  $XOY$  (рис. 2.10, б) и  $YOZ$  (рис. 2.10, в).

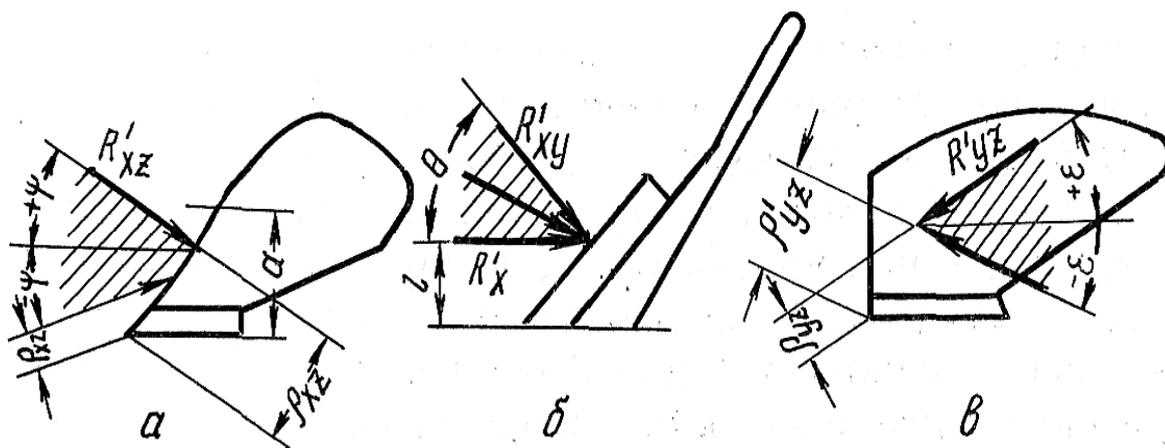


Рис. 2.10. Силы, действующие на корпус плуга: а – в продольно-вертикальной плоскости; б – в горизонтальной плоскости; в – в поперечно-вертикальной плоскости

Из рисунка видно, что сила  $R'_{xz}$ , действующая в продольно-вертикальной плоскости проекции, меняет направление и точку приложения в зависимости от глубины вспашки и остроты лезвия лемеха.

При затуплении лемеха угол  $\psi$  может достигать  $20^\circ$  и более. В большинстве случаев  $\psi = \pm 12^\circ$ , а  $\rho_{xz} = 0,5a$  при положительных значениях угла  $\psi$  и  $\rho'_{xz} = 0,3a$  при отрицательных его значениях.

В горизонтальной плоскости к корпусу приложена сила  $R'_{xy}$ , направленная под углом  $\theta$  к оси  $X$ . Угол  $\theta = 15...25^\circ$ , а расстояние  $l = 0,3...0,5b$ ;

В поперечной плоскости на корпус действует сила  $R'_{yz}$ , линия действия которой образует с осью  $Y$  угол  $\xi$ , изменяющийся в пределах  $\pm 45^\circ$ . Расстояние  $\rho'_{yz}$  приблизительно равно  $0,5a$  при положительных значениях угла  $\xi$  и  $\rho_{yz} = 0,7a$  при отрицательных значениях угла  $\xi$ .

## 2.8. Сопротивление почвы совместному действию корпуса плуга и предплужника

Составляющая  $R_x$  может быть замерена не только при пространственном, но и при плоскостном динамометрировании корпуса или всего плуга. Поэтому через нее выражают все другие составляющие сопротивления.

Между тяговым сопротивлением корпуса  $R_x$  и сопротивлением плуга  $P_x$  существует зависимость (2.20)[2]

$$R_x = \eta P_x / n, \quad (2.20)$$

где  $\eta$  – к.п.д. плуга, равный  $0,6... 0,8$ ;

$n$  – число корпусов плуга.

Боковое сопротивление определяется по формуле (2.21)[2]

$$R_y = R_x \operatorname{tg}(\gamma_0 + \varphi), \quad (2.21)$$

где  $\gamma_0$  – угол, образуемый лезвием лемеха со стенкой борозды (осью  $X$ );  
 $\varphi$  – угол трения.

Установка предплужников может оказывать различное влияние на сопротивление плуга и изменять его значение на  $\pm 10\%$ . При вспашке связной задернутой почвы предплужник снижает сопротивление тем, что уменьшается сопротивление изгибу основного пласта. На супесчаных почвах сопротивление корпуса с предплужником возрастает, так как при малой связности пласта сопротивление отвала невелико и основное усилие приходится на лемех. Однако чаще всего сопротивление плуга возрастает из-за малой глубины хода предплужника.

## 2.9. Рациональная формула В.П. Горячкина

Для определения силы, необходимой для тяги плуга, основоположник земледельческой механики академик Василий Прохорович Горячкин предложил формулу, раскрывающую закономерности и физическую связь между основными факторами рабочего процесса плуга и общим сопротивлением, возникающим при его работе. Эти зависимости

записаны в рациональном виде, отсюда сама формула, названная рациональной, имеет вид (2.22) [2]

$$P = P_1 + P_2 + P_3 = fG + kab + \varepsilon\rho abv^2, \quad (2.22)$$

где  $f$  – коэффициент, аналогичный коэффициенту трения;

$G$  – сила тяжести плуга, Н;

$k$  – коэффициент удельного сопротивления, Па;

$a, b$  – размеры сечения пласта, м;

$\varepsilon$  – безразмерный коэффициент, зависящий от формы отвала и свойств почвы;

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – скорость плуга, м/с.

Первое слагаемое формулы  $P_1$  представляет собой неизбежное и всегда сопутствующее работе плуга сопротивление: сопротивление передвижению и трению колес о почву, корпусов о дно борозды и т.п. Этот вид сопротивлений пропорционален нагрузке и не зависит от скорости.

Слагаемое  $P_2$  обусловлено деформацией пласта и в пределах принимаемых скоростей также не зависит от скорости.

Третье слагаемое  $P_3$  представляет собой сопротивление, которое возникает при сообщении кинетической энергии пласту почвы. В течение каждой секунды через отвал проходит объем почвы, равный  $abv'$ , что при плотности  $\rho$  соответствует секундной массе  $\rho abv'$ . Скорость  $v'$  частиц отбрасываемой почвы пропорциональна скорости плуга, то есть  $v' = \varepsilon v$ . Следовательно, сила  $P_3 = \varepsilon\rho abv^2$ .

Коэффициент полезного действия плуга (к.п.д.) определяется по формулам (2.23)[2] и (2.24)[2]

$$n_{\text{пл}} = P - P_1 / P = 1 - \varphi\Gamma/P, \quad (2.23)$$

$$n_{\text{пл}} = \frac{(k + \varepsilon\rho v^2)ab}{fG + (k + \varepsilon\rho v^2)ab} \quad (2.24)$$

Подсчитанный по этой формуле к.п.д. плуга будет несколько завышенным, так как формула не учитывает влияние на тяговое сопротивление плуга трения полевых досок и затупления лезвий лемехов. С учетом этих факторов принято считать, что среднее значение к.п.д. плуга равно 0,7.

## 2.10. Равновесие плуга в горизонтальной плоскости

Направление линии тяги в горизонтальной плоскости оказывает большое влияние на сопротивление плуга и устойчивость его хода. Однако выбрать оптимальное направление линии тяги в этой плоскости не всегда представляется возможным из-за несоответствия ширины захвата плуга колее трактора.

При работе с гусеничным трактором (рис. 2.11) идеальным считается случай, когда продольная тяга прицепа плуга параллельна стенке борозды, присоединена к середине прицепной скобы трактора и при этом гусеница отстоит от стенки борозды на расстояние  $a$ , равное глубине пахоты.

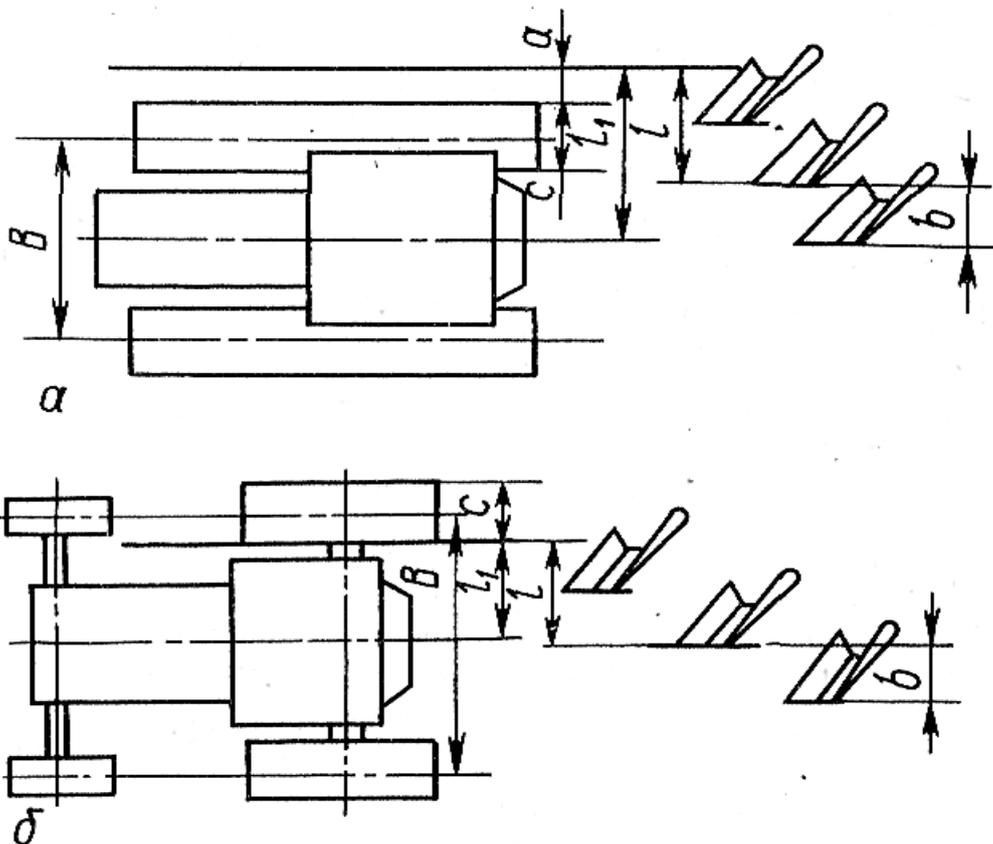


Рис. 2.11. Согласование ширины захвата плуга и колеи тракторов:  
 $a$  – гусеничного;  $b$  – колесного

При работе с колесным трактором тягового класса 1,4 его правое колесо должно размещаться в борозде при таком же, как и для гусеничного трактора, положении продольной тяги прицепа (рис. 2.11, б).

Для гусеничного трактора при условии  $l_1 = l$  будем иметь зависимости (2.25) – (2.27)[1]

$$l = 0,5(n + 1), \quad (2.25)$$

$$l_1 = 0,5(B + c) + a, \quad (2.26)$$

$$B = b(n + 1) - (2a + c), \quad (2.27)$$

где  $l_1$  – расстояние от стенки борозды до оси симметрии трактора;

$l$  – расстояние от стенки борозды до линии тяги плуга;

$B$  – колея трактора;

$b$  – ширина захвата корпуса плуга;

$n$  – число корпусов;

$c$  – ширина гусеницы или баллона колеса.

Для колесного трактора при условии  $l_1 = l$  будем иметь зависимости (2.28) – (2.30)[1]:

$$l = 0,5b(n + 1), \quad (2.28)$$

$$l_1 = 0,5(B - c), \quad (2.29)$$

$$B = b(n + 1) + c. \quad (2.30)$$

В случае несоответствия ширины захвата плуга колею трактора прибегают к перестановке колес трактора, прицепа, плуга и навески трактора.

### 2.11. Равновесие плуга в вертикальной плоскости

Устойчивость движения тела с малой силой тяжести  $G$  будет наилучшей в том случае, если направление линии тяги проходит через след центра тяжести. При этом должно соблюдаться соотношение (2.31)[1]

$$G \leq P \sin \delta, \quad (2.31)$$

где  $\delta$  – угол наклона линии силы тяги  $P$  к горизонту.

Для прицепных тракторных плугов с большой массой, то есть когда  $G > P \sin \delta$ , устойчивость хода не нарушится, если направление силы тяги проходит за следом центра тяжести или впереди него, но не дальше определенного расстояния  $x$  (рис. 2.12).

Предполагается, что сила тяги  $P$  при перемещении простого клина проходит через произвольную точку  $K$  за следом центра тяжести  $O_1$  на расстоянии  $x$ . Значение силы  $P$  выбирается так, чтобы равнодействующая  $P+G$  проходила через точку  $A$  носка клина.

При этом равновесие возможно для любого положения силы  $N$  на рабочей поверхности в интервале  $I-II$  и реакции почвы  $R$  на опорной поверхности – в интервале  $A-B$ .

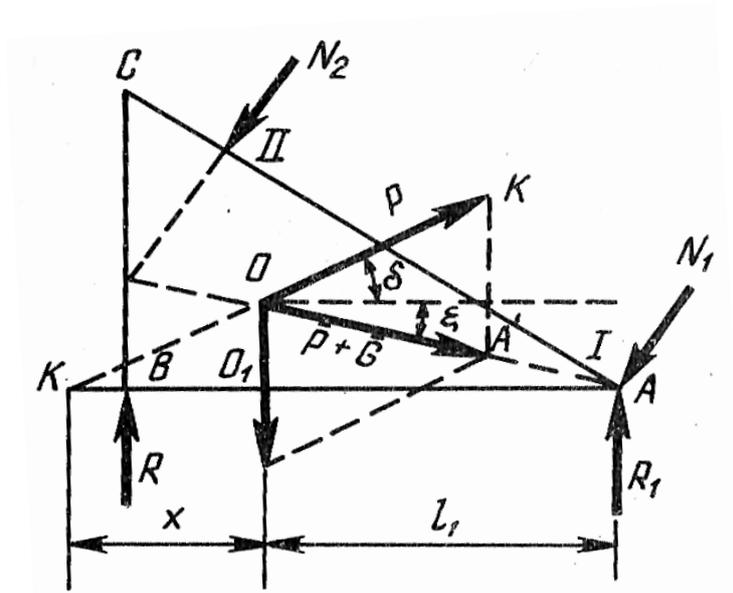


Рис. 2.12. Определение равновесия плуга в вертикальной плоскости

Расстояние  $x$  определяем из треугольников  $OKO_1$ ,  $OAO_1$  и  $A'OК$  по формулам (2.32)[1] – (2.35)[1]

$$x = OO_1 / \operatorname{tg} \delta, \quad (2.32)$$

$$OO_1 = l_1 \operatorname{tg} \xi, \quad (2.33)$$

$$\operatorname{tg} \xi = (G - P \sin \delta) / P \cos \delta, \quad (2.34)$$

$$x = l_1 \frac{G - P \sin \delta}{P \sin \delta} = l_1 \left( \frac{G}{P \sin \delta} - 1 \right). \quad (2.35)$$

Для плугов разных марок среднее значение угла  $\delta = 12^\circ$ . Таким образом, вертикальная составляющая силы тяги  $P_Z$ , выглубляющая плуг, определяется по формуле (2.36)[1]

$$P_Z = P_X \operatorname{tg} 12^\circ \approx 0,21 P_X. \quad (2.36)$$

При работе с затупленными в допустимых пределах лемехами плуга реакция почвы  $R_Z$ , направленная вверх, равна  $0,2 P_X$ .

Если реакция  $R_X$  равномерно распределена между всеми корпусами пятикорпусного плуга, то на долю двух передних корпусов придется  $0,08P_X$ . Тогда сила, выглубляющая передние корпуса плуга из почвы, будет определяться по формуле (2.37)[1]

$$P_Z = 0,1P_X + 0,08P_X \approx 0,3P_X. \quad (2.37)$$

На переднюю часть плуга приходится примерно 0,6 его силы тяжести. Следовательно, для выглубления плуга силой тяги необходимо условие (2.38)[1]

$$P_X \geq 2G. \quad (2.38)$$

Сила тяжести прицепного тракторного плуга в 1,4 раза меньше среднего значения силы тяги. Следовательно, причиной неустойчивого хода плуга по глубине может быть только повышенное затупление лемехов, и устранить его регулировкой прицепа невозможно.

Направление линии тяги прицепного плуга в продольно-вертикальной плоскости с учетом изложенного необходимо выбирать из условия снижения затрат энергии на пахоту.

Рассмотрим движение тела по плоскости с трением (рис. 2.13).

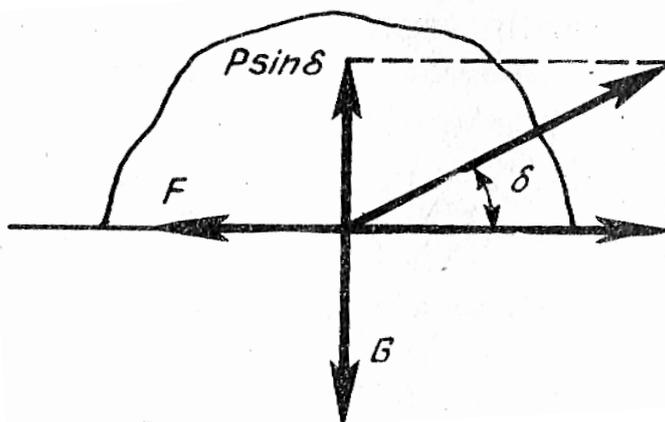


Рис. 2.13. Определение силы тяги на перемещение тела

Тело с силой тяжести  $G$  будет двигаться по плоскости под действием силы тяги  $P$  при условии (3.39)

$$f(G - P \sin \delta) \leq P \cos \delta. \quad (2.39)$$

После анализа этого соотношения на минимум получаем соотношения (3.40) – (3.42):

$$fP \cos \delta \leq P \sin \delta, \quad (2.40)$$

$$tg\varphi < tg\delta, \quad (2.41)$$

$$\varphi < \delta. \quad (2.42)$$

Отсюда следует, что для перемещения тела по плоскости с трением минимальная сила тяги  $P$  потребуется в том случае, когда она направлена к горизонту под углом  $\delta$ , равным или большим угла трения  $\varphi$ .

Угол трения стали о почву находится в пределах  $14...42^\circ$ , а среднее его значение  $26^\circ30'$ . Конструкция прицепа тракторного плуга не позволяет обеспечить оптимальное направление линии тяги (под углом  $\delta = 26^\circ30'$ ). Поэтому необходимо добиваться максимально возможного угла  $\delta$  наклона продольной тяги прицепа к горизонту. При этом нет оснований опасаться давления на заднее колесо части массы плуга (она не превысит 0,01 массы плуга при подъеме передней его части на 5 см) и неравномерности глубины вспашки корпусами.

Причиной различной глубины вспашки первым и последним корпусами плуга является только неправильная установка заднего колеса по высоте. Никакой регулировкой прицепа плуга нельзя устранить этот недостаток.

Переходить на установку прицепа плуга под меньшим углом к горизонту надо лишь тогда, когда плуг не заглубляется в начале борозды или идет неустойчиво по глубине в результате затупления лемехов.

## **ЛЕКЦИЯ 3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕЗОВ И ГЛУБОКОРЫХЛИТЕЛЕЙ**

### **3.1. Ветровая и водная эрозии почвы. Условия их возникновения и развития**

Эрозия почвы – это ее разрушение и снос под действием потоков воздуха или воды. В зависимости от главного действующего фактора эрозию почвы подразделяют на ветровую и водную. Одной из главных причин эрозии почв является ее интенсивная обработка почвообрабатывающими машинами.

С целью уменьшения эрозии применяют новые системы и технологии, известные под названием минимальной обработки почвы. Минимизация числа операций достигается за счет выполнения нескольких операций за один проход, а также путем замены механических операций по уничтожению сорняков химическими операциями. Наряду с минимальной встречаются почвозащитная и энергосберегающая обработки поч-

вы. Минимальная обработка является одним из наиболее эффективных способов борьбы с эрозией почвы и поэтому является почвозащитной, в то же время она предусматривает уменьшение числа операций и глубины обработки почвы и, следовательно, является энергосберегающей. Минимальную обработку экономически целесообразно применять лишь на хорошо окультуренных, чистых от сорняков структурных почвах. На плотных, малогумусных и засоренных почвах она приводит к значительному снижению урожайности.

Ветровая эрозия возникает на почвах легкого механического состава (песок, супесь, легкий суглинок) при сильном ветре, низкой влажности поверхностного слоя почвы, большом количестве мелких почвенных агрегатов (менее 1 мм) в почве, значительной протяженности поля в направлении ветра и отсутствии стерни или растительности на поверхности поля.

Водная эрозия возникает только на местности с уклоном. Основной принцип борьбы – перевод воды поверхностного стока в состояние внутрпочвенной влаги и снижение скорости стока.

Систему обработки почвы и соответствующие машины выбирают с учетом почвенно-климатических условий. Наиболее распространенной является безотвальная обработка почвы культиваторами-плоскорезами и плоскорезами-глубококорыхлителями. Однако при обработке плоскорезами затрудняется внесение органических удобрений, не обеспечивается эффективная борьба с сорняками, в результате многократных проходов колес и гусениц ухудшается структура поверхностного слоя почвы, он постепенно превращается в пылеватую массу.

Плуги целесообразно применять для обработки почв в зонах достаточного увлажнения и переувлажнения. Их не следует использовать в засушливых районах, для обработки бесструктурных, сухих, слабо защищенных растительностью почв, в условиях частых ветров.

Таким образом, в районах, где почвы подвержены ветровой эрозии, необходимо отказаться от зяблевой вспашки и обрабатывать почву без оборота пласта с сохранением стерни (плоскорезами).

### **3.2. Машины для обработки почв, подверженных ветровой эрозии**

Установлено, что объем почвенной эрозии в значительно большей степени зависит от способа обработки почвы и в меньшей степени от свойств самой почвы. Наиболее распространенными рабочими органами противоэрозионных почвообрабатывающих орудий являются плоскорежущие лапы, штанги и игольчатые диски. Все они различаются технологическим воздействием на почву.

Технологический процесс лапы культиватора-плоскореза и плоскореза-глубококорыхлителя включает подрезание почвенного пласта и корневищ сорняков лезвиями лемехов, подъем и рыхление подрезанного пласта лемешными рабочими поверхностями и укладку его по возможности на прежнее место и без повреждения стерни (рис. 3.1, *а*).

В результате действия сил растяжения и сжатия, возникающих при изгибе пласта во время его вхождения на лемешную поверхность, пласт в определенной мере рыхлится, в нем образуются вертикальные щели, сквозь которые мелкие фракции поверхностного слоя почвы просыпаются во внутренние слои пласта, повышая эрозионную устойчивость поверхностного слоя. В зонах прохода стоек лап плоскорезов элементы пласта более интенсивно разрушаются и перемешиваются, в результате чего некоторая часть стерни заделывается в почву. Кроме того, часть пласта, ударяясь о боковые поверхности стоек, отбрасывается в стороны. С увеличением рабочих скоростей (свыше 6...7 км/ч) разбрасывание почвы возрастает, в зоне прохода стоек образуется широкая борозда (более 20 см), часть стерни засыпается почвой, вынесенные на поверхность нижележащие влажные слои ее иссушаются, почва теряет влагу. Наилучшего качества обработки достигают при оптимальной влажности почвы 15...22 %. При низкой влажности образуются большие глыбы.

Штанга вращается в почве на глубине 5...10 см (рис. 3.1, *б*). При этом она разрывает или выдергивает и выносит на поверхность корни сорняков и часть заделанной в почву стерни, рыхлит почву и выравнивает поверхность поля, что особенно важно в местах прохода стоек лап плоскорезов и глубококорыхлителей. Одновременно происходит сепарация почвенных агрегатов: мелкие пылеватые частицы просеиваются внутрь пласта, крупные, эрозионно-устойчивые выносятся на поверхность. При низкой влажности и повышенной твердости почвы штанга может быть заглублена только после обработки почвы лапами плоскорезов или глубококорыхлителей. Штанга может быть приводной или бесприводной, на пути длиной 1 м она делает 0,9...1,2 оборота.

Игольчатые бороны применяют для поверхностного рыхления почвы при весеннем закрытии влаги и осенней обработке почвы по стерне (рис. 3.1, *в*). При качении диска под некоторым углом атаки иглы поочередно внедряются в почву на устанавливаемую глубину (4...10 см), деформируя ее торцевой и боковой поверхностями. При необходимости разрушения почвенной корки с сохранением стерни диски устанавливают так, чтобы они работали затылочной частью зубьев, т.е. во время погружения в почву были направлены вогнутостью вперед. При этом сохраняется до 75 % стерни.

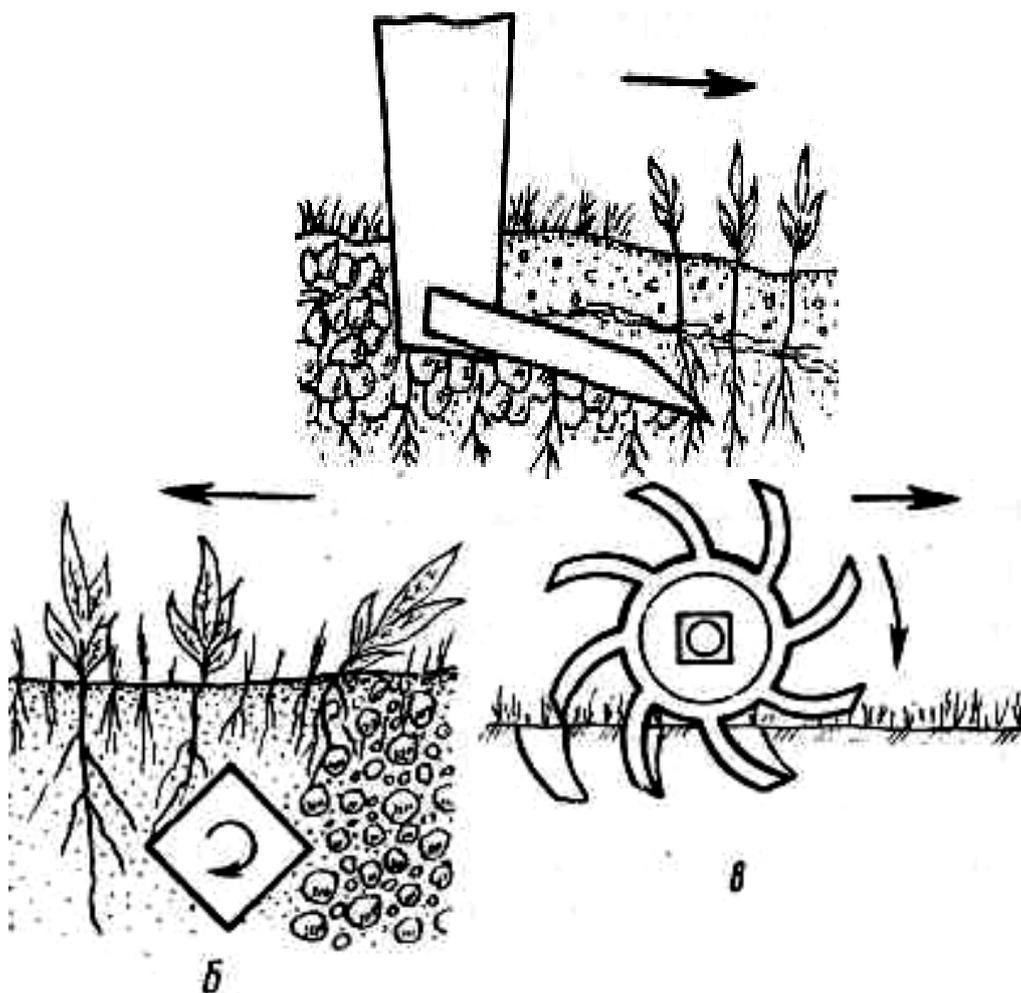


Рис. 3.1. Схемы воздействия на почву рабочих органов плоскорезов, глубокорыхлителей и культиваторов: а – лапа плоскореза-глубокорыхлителя; б – штанга; в – игольчатый диск

Замена обычной отвальной вспашки системой безотвальных обработок, при которых на поверхности поля сохраняется максимальное количество стерни зерновых культур, является наиболее эффективным средством борьбы с ветровой эрозией почвы. Для безотвальной обработки почвы с сохранением стерни разработаны специальные рабочие органы (рис. 3.2).

Лапа культиватора-плоскореза (рис. 3.2, а) предназначена для обработки почвы на глубину 7...18 см. Она имеет стреловидную форму с углом раствора  $2\gamma = 75...100^\circ$  и углом крошения  $\alpha = 25^\circ$ . Так как стерня разрушается стойками лап, то чем больше ширина захвата плоскорезных лап, тем меньше повреждение стерни. Лапы выпускают шириной захвата 110, 115, 150, 220 и 250 см. Одна лапа шириной захвата 220 см разрушает 15...20 %, а две лапы шириной захвата по 115 см разрушают

25...30 % стерни. Лапы шириной захвата 220 см с углом раствора  $100^\circ$  и лапы шириной захвата 115 см с углом раствора  $75^\circ$  применяют соответственно для обработки почв влажностью 25...30 % и 30...35 %.

Лапа плоскореза-глубококорыхлителя (рисунок 3.2, б) устроена аналогично лапе культиватора-плоскореза. Но глубина обработки первой (до 30 см) значительно больше, чем второй (до 18 см), поэтому ширина ее захвата во избежание поломок крыльев и стойки не более 150 см. Сохранение стерни такой лапой не превышает 75 %.

Лапа плоскореза-глубококорыхлителя-удобрителя (рис. 3.2, в) снабжена устройством для внутрпочвенного внесения удобрений. Они поступают по тукопроводу 5 в смеситель 10, куда подается вентилятором воздух по воздухопроводу 9. В смесителе воздух захватывает удобрения и переносит их к отражателю 12, расположенному в свободном пространстве, образованном между дном борозды и сходящим с башмака пластом. Отражатель-распределитель равномерно распределяет удобрения по всей ширине захвата лапы, которые сразу же заделываются почвой, сходящей с лемехов.

Лапа тяжелого культиватора (рис. 3.2, г) шириной захвата 41 см крепится к упругой стойке 16 с шарнирно-упругим креплением к раме. При работе в результате колебаний сопротивления почвы лапа вибрирует, что способствует ее самоочищению от растительных остатков и почвы, а значит, и снижению тягового сопротивления. Благодаря тому, что стойка в продольно-вертикальной плоскости изогнута по спирали, подрезанные сорняки скользят по ней вверх, исключая возможность забивания. При встрече с препятствием лапа со стойкой отклоняется назад, поворачиваясь относительно оси 14 и сжимая при этом пружины 21. После прохода препятствия под действием пружин она возвращается в исходное положение. Лапа способна обрабатывать почву на глубину 5...16 см. Лапы повреждают до 50 % стерни и создают гребнистую поверхность поля. Поэтому тяжелые культиваторы, как правило, снабжают штанговыми приспособлениями, которые выносят на поверхность часть заделанной стерни, корни подрезанных сорняков и выравнивают поверхность поля.

Лапа со штанговым приспособлением (рис. 3.2, д) используется для предпосевного рыхления почвы и уничтожения сорной растительности с максимальным сохранением стерни. К трубчатой стойке 2 с помощью болтов 24 крепят лапу 17 и бесприводное штанговое приспособление. Угол наклона регулируют гайкой 27. Стрельчатая лапа шириной захвата 33 см обрабатывает почву на глубину 6...12 см, обеспечивая крошение почвы и сохранение стерни до 65 %.

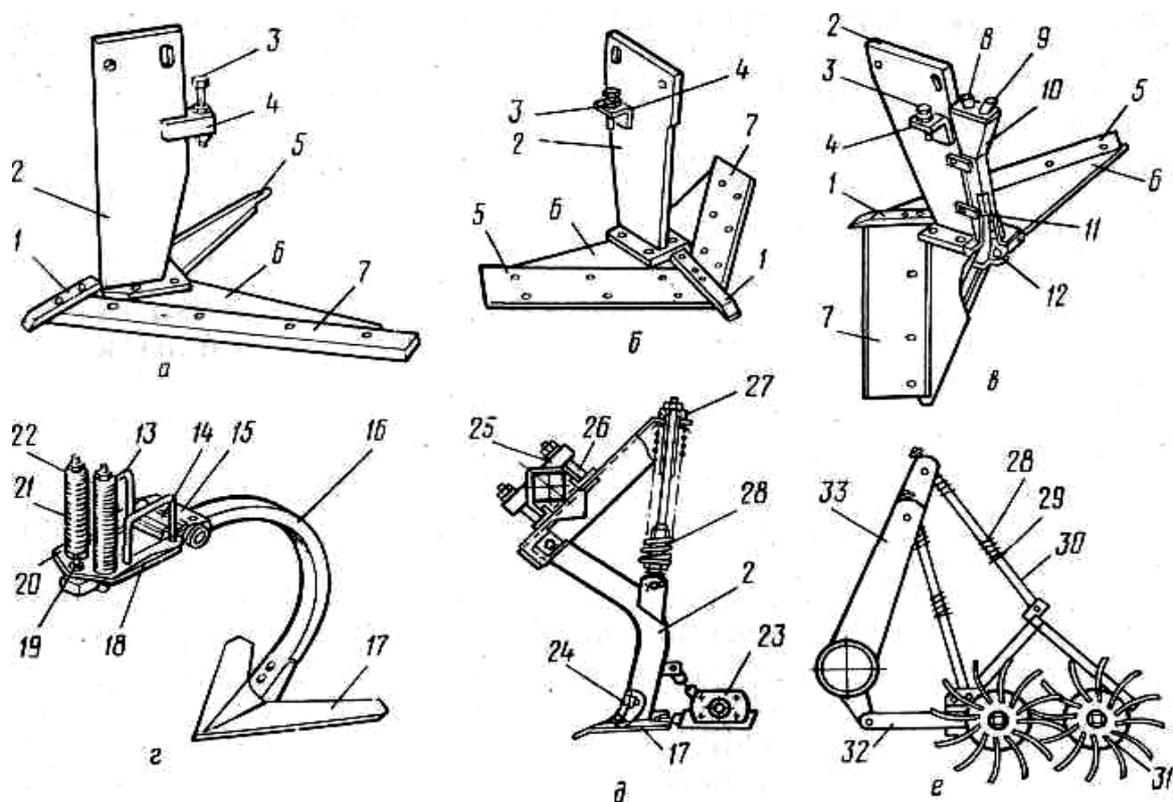


Рис. 3.2. Рабочие органы для обработки почв, подверженных ветровой эрозии: а – лапа культиватора-плоскореза; б – лапа плоскореза-глубокорыхлителя; в – лапа плоскореза-глубокорыхлителя-удобрителя; г – лапа тяжелого культиватора; д – лапа со штанговым приспособлением; е – секция игольчатой бороны; 1 – долото; 2, 16, 33 – стойки; 3 – регулировочный болт с гайками; 4, 18 – упоры; 5, 7 – правый и левый лемеха; 6 – башмак; 8 – тукопровод; 9 – воздухопровод; 10 – смеситель; 11 – заслонка; 12 – отражатель; 13 – скоба; 14 – ось; 15 – держатель; 17 – лапа; 19, 24, 26 – болты; 20 – кронштейн; 21, 28 – пружины; 22 – гайка с шайбой; 23 – штанговое приспособление; 25 – хомут; 27 – регулировочная гайка; 29 – шайба со шплинтом; 30 – штанга; 31 – игольчатый диск; 32 – брус

Игольчатые диски 31 (рис. 3.2, е) служат рабочими органами борон-мотыг, предназначенных для поверхностного рыхления почвы при весеннем закрытии влаги и осенней ее обработке. Игольчатый диск диаметром 550 мм снабжен 12 иглами круглого сечения, загнутыми по спирали. Диски собираются в секции, которые устанавливают под углом атаки от 0 до 20° к направлению движения. Глубину обработки 4... 10 см регулируют изменением сжатия пружины 28 путем перестановки шайбы со шплинтом 29 на штанге 30. Различают пассивную и активную установку борон: в первом случае погруженные в почву диски обращены выпуклостью назад, во втором – вперед. Пассивную установку ис-

пользуют для рыхления образовавшейся поверхностной корки, активную – на уплотненных почвах, когда пассивная не обеспечивает нужную глубину обработки.

Особое значение при обработке почвы имеет принципиальная схема культиватора. В степных районах преимущественно применяют широкозахватные бесцепочные культиваторы-плоскорезы (рис. 3.3, а). Основу таких плоскорезов полунавесной модификации составляет шарнирная рама, состоящая из трех секций: средней 5 и двух боковых 8 и 9. Благодаря шарнирному соединению секций рама приспособляется к рельефу поля. Рабочие органы расположены симметрично, относительно продольной оси. Первая лапа наиболее нагружена, так как работает в условиях заблокированного резания. Каждая последующая лапа смещена относительно предшествующей назад и в сторону и работает в условиях полублокированного резания. Перекрытие  $\Delta b = 70...90$  мм, расстояние между лапами в продольном направлении определяют из условия предотвращения забивания их растительными остатками и с учетом зоны распространения деформации почвы.

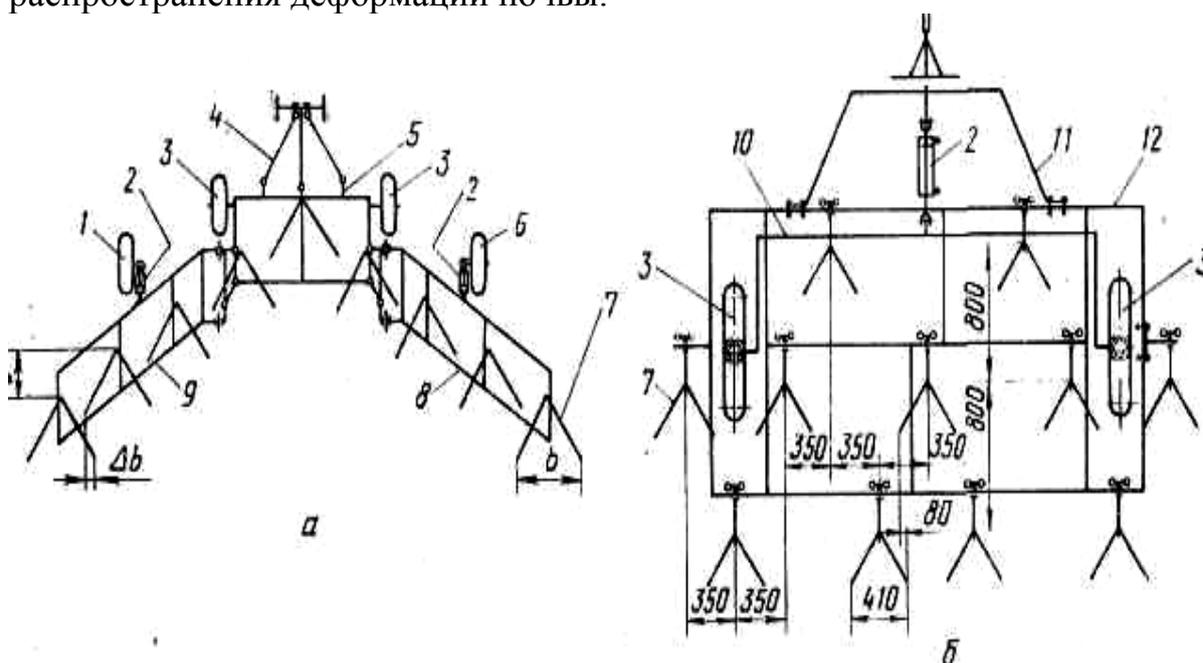


Рис. 3.3. Принципиальные схемы культиваторов:

- а – культиватор-плоскорез; б – тяжелый противоэрозионный культиватор;  
 1, 6 – самоустанавливающиеся колеса; 2 – гидроцилиндры; 3 – неповоротные колеса;  
 4 – подвеска; 5, 8, 9 – средняя, правая и левая секции; 7 – рабочие органы;  
 10 – коленчатая ось; 11 – прицеп; 12 – рама

Средняя секция опирается на два колеса 3 с пневматическими шинами и винтовыми механизмами для регулирования глубины обработки почвы. Секции 8, 9 одним концом шарнирно присоединены к секции 5 и

опираются на самоустанавливающиеся колеса 7 и 6, снабженные гидроцилиндрами 2 и механизмом для регулирования глубины обработки. В транспортном положении боковые секции заводят за среднюю. Принципиальные схемы плоскореза-глубокорыхлителя и культиватора-плоскореза аналогичны.

Тяжелые противоэрозионные культиваторы в зависимости от тягового класса трактора могут быть одно- и трехсекционными. Чтобы предупредить забивание, лапы в односекционном культиваторе (рис. 3.3, б) размещены в три ряда с расстоянием  $l = 800$  мм между ними. Для полного подрезания сорняков предусмотрено перекрытие  $\Delta b = 60$  мм. Коленчатая ось 10 и рама 12 связаны с гидроцилиндрами 2, предназначенными для регулирования глубины хода рабочих органов и их подъема на поворотных полосах. Чтобы подрезанные сорняки не приживались на влажных почвах, культиватор может быть оснащен штанговым приспособлением, состоящим из штанги сечением 25x25 мм, грядилей и приводного устройства в виде двух игольчатых дисков и цепной передачи.

### **3.3. Машины для обработки почв, подверженных одновременно водной и ветровой эрозии**

При обработке почв, подверженных одновременно ветровой и водной эрозии необходимо: сохранить стерню предшествующей сельскохозяйственной культуры (предотвратить ветровую эрозию), улучшить водопоглощающую способность почвы (предотвратить водную эрозию). Таким требованиям удовлетворяют орудия с чизельными, щелерезными и другими рыхлительными рабочими органами.

После обработки чизельным плугом на поверхности почвы сохраняется 60...75 % пожнивных остатков, что исключает ветровую эрозию почвы, а в результате глубокого рыхления почвы и перемешивания пожнивных остатков с поверхностным слоем почвы в 1,5...3 раза увеличивается ее водопоглощающая способность, что предотвращает водную эрозию. Этому способствует также гребнистое дно борозды, образуемое после рыхления почвы чизельным плугом, так как гребни препятствуют внутрипочвенному стоку воды в зоне, прилегающей к дну борозды. Чизельный плуг можно использовать также на почвах, не подверженных эрозии. В этих условиях он удовлетворяет принципам минимальной обработки почвы, разуплотняет подпахотный слой и разрушает плужную подошву.

Рабочий орган чизельного плуга – рыхлительная лапа (рис. 3.4, а) состоит из стойки 1, обтекателя 2, долота 3 и оси со штифтом 4.

Обтекатель, приваренный к стойке, защищает ее от изнашивания и способствует уменьшению сопротивления при движении в почве. Благодаря серповидному контуру обтекателя и стойки лапа легко заглубляется в почву и хорошо очищается от сорной растительности. На стойку вместо долота шириной захвата 70 мм можно установить стрельчатую лапу шириной захвата 270 мм.

При глубине обработки до 30 см используют стрельчатые лапы, а при рыхлении на глубину до 45 см устанавливают долота. Стрельчатые лапы более интенсивно рыхлят почву и при этом подрезают сорняки. Однако применять их для обработки почвы на глубину более 30 см нецелесообразно, так как возрастает расход энергии на обработку почвы и снижается производительность.

Более совершенны рыхлительные рабочие органы со стойками, наклоненными в поперечно-вертикальной плоскости под углом около  $45^\circ$  (рис. 3.4, б). Ширина долота 67 мм, угол заострения  $25^\circ$ , угол установки к дну борозды  $16^\circ$ , угол наклона стойки в продольно-вертикальной плоскости к дну борозды  $72^\circ$ . Регулируемая рыхлительная пластина 8 снабжена шестигранным эксцентриковым устройством, позволяющим устанавливать ее в четыре положения под углом от  $5^\circ$  до  $15^\circ$  относительно плоскости стойки. Рабочий орган крепится к раме двумя уголками, накладной пластиной и болтами, один из которых срезной. Перед стойкой размещается дисковый нож диаметром 430 или 520 мм.

В процессе работы долото сминает почву, а почвенный пласт, перемещаясь по рабочим поверхностям стойки и рыхлительной пластины, приподнимается и изгибается как в продольном, так и в поперечном направлении. В результате изгиба появляются многочисленные трещины по линиям наименьших связей – гравитационным промежуткам, порам, корнями растений. При сходе пласта с рыхлительной пластины под действием силы тяжести происходит удар пласта о дно борозды и дальнейшее его рыхление. Степень рыхления почвы зависит от положения рыхлительной пластины и рабочей скорости.

Основными рабочими органами рыхлителя для обработки солонцовых почв служат рыхляще-подрезающие и рыхлительные лапы (рис. 3.4, в). При их работе разрушается монолитность солонцового слоя, который частично перемешивается с подсолонцовым. В образовавшиеся трещины и щели просыпаются почвенные комки верхнего гумусного слоя, препятствуя смыканию солонцового слоя, превращению его в монолит. Благодаря этому обеспечивается проникновение влаги и корней растений между столбцами солонцов, происходит постепенное окультуривание слоя.

Безотвальный плужный корпус (рис. 3.4, *з*) хорошо рыхлит почву без оборота пласта. Пласт, подрезанный и частично раскрошенный лемехом 9, поднимается по уширителю 13 на определенную высоту, после чего падает на дно борозды и от удара дополнительно крошится. Для защиты от истирания стойка корпуса прикрыта щитком 12. При этом сберегается почвенная влага, на поверхности поля в значительной мере сохраняется стерня, происходит мульчирование поверхностного слоя пожнивными остатками.

Одним из эффективных приемов разрушения плужной подошвы служит улучшение водопоглощающих свойств почвы и сохранение стерни на поверхности поля – щелевание. Рабочий орган щелереза (рис. 3.4, *д*) имеет отверстия для ступенчатого (через 5 см) регулирования глубины щелевания. Глубина нарезаемых щелей составляет до 40 см. Щелевание производят на лугах, посевах многолетних трав, а также по зяблевой вспашке.

Чизельные культиваторы – переходные орудия от чизельных плугов к обычным традиционным культиваторам. Их можно применять для дополнительной и основной обработки почв, как подверженных, так и не подверженных эрозии. Рабочие органы тяжелых чизельных культиваторов закрепляют, как правило, на упругих стойках 17 (рис. 3.4, *е*). Благодаря колебаниям таких стоек повышается качество крошения, снижается тяговое сопротивление и исключается забивание рабочих органов растительными остатками и почвой. Стойки предохраняют рабочие органы от повреждений при встрече с препятствиями. Долотообразные 18 и узкорыхлительные наральники 19 рыхлят почву и дно борозды, производят частичное мульчирование, создавая волнистую поверхность и гребни, способствующие поглощению влаги. Стрельчатый рыхлитель 20 обрабатывает почву более интенсивно, особенно при ее низкой влажности. Стрельчатая полольная лапа 21 хорошо работает на малой глубине, она подрезает сорняки и частично перемешивает их с почвой. Наральник 22 с винтовой рабочей поверхностью хорошо рыхлит почву и заделывает солому и другие растительные остатки, создавая мульчирующий слой, предотвращающий водную и ветровую эрозии.

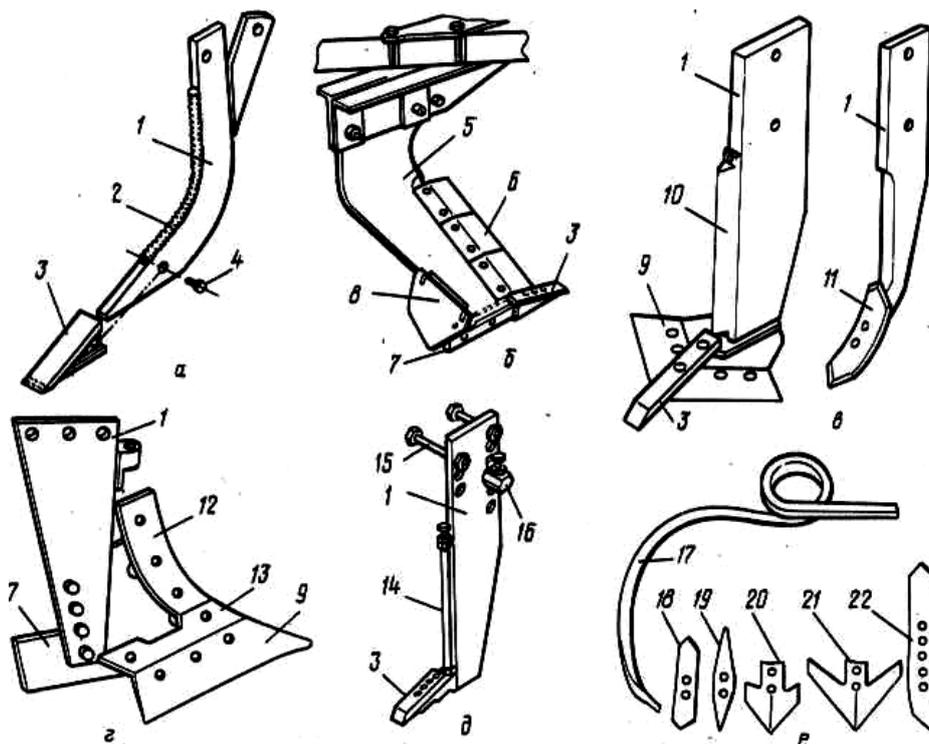


Рис. 3.4. Рабочие органы для обработки почв, подверженных одновременно водной и ветровой эрозии: а – лапа чизельного плуга; б – лапа рыхлителя с изогнутой стойкой; в – рыхляще-подрезающая (слева) и рыхлительная (справа) лапы рыхлителя; г – безотвальный плужный корпус; д – лапа щелереза; е – сменные рабочие органы чизельного культиватора; 1, 5, 17 – стойки; 2 – обтекатель; 3 – долото; 4 – ось со штифтом; 6 – нож-лемех; 7 – полевая доска; 8 – рыхлительная пластина; 9 – лемех; 10 – накладка; 11, 18, 19, 22 – наральники; 12 – щиток; 13 – уширитель; 14 – нож; 15 – болт; 16 – упор; 20 – стрельчатый рыхлитель; 21 – стрельчатая полая лапа

Чизельные плуги, щелерезы и почвоуглубители обрабатывают плотный слежавшийся подпахотный горизонт. Различия свойств обрабатываемого материала обуславливают и некоторые особенности технологического процесса, в основе которого лежит резание клином с плоской рабочей поверхностью, сводящееся к разрушению почвенного пласта путем раскалывания его на агрегаты трапецеидальной формы. При этом распространение деформации почвы в стороны, т.е. в поперечно-вертикальной плоскости, ограничивается некоторой предельной глубиной обработки, названной критической. Дальнейшее заглубление рабочего органа сопровождается смятием почвы в продольном направлении без увеличения зоны рыхления в поперечном направлении (рис. 3.5, а, б).

Таким образом, возможны два режима работы лапы чизельного плуга: при  $a < h_K$  и  $a > h_K$ , где  $h_K$  – критическая глубина обработки.

В первом случае глубина  $h$  прорези, от которой начинаются боковые расширения зоны деформации почвы, несколько меньше глубины  $a$  обработки почвы (рис. 3.5, в), так как скалывание почвы под углом  $\psi$  начинается несколько выше лезвия. В этом случае можно принять  $h_K = a$ .

Во втором случае зона бокового рыхления пласта распространяется до величины  $h_K$  (рис. 3.5, г) и ниже образуется щель глубиной  $h_0$  (3.1)[2]

$$h_0 = a - h_K, \quad (3.1)$$

где  $h_0$  – глубина заблокированного резания без отделения почвенной стружки с боковых сторон лапы.

В этой зоне, т.е. за пределами глубины  $h_K$ , в нижней части рабочей поверхности лапы, образуется уплотненное ядро толщиной  $e$  (рис. 3.5, г). Его образование связано с большим давлением в зоне заблокированного резания, под действием которого почва сминается, сильно уплотняется и задерживается на рабочей поверхности лапы в зоне  $h_0 = a - h_K$ . В некоторых условиях ядро становится настолько прочным, что дальнейшее резание почвы производится им, а не рабочей поверхностью, в других случаях ядро периодически разрушается.

Угол  $\psi$  скалывания почвы может быть определен по формуле (3.2)[2]

$$\psi = 90^\circ - (a + \varphi_1 + \varphi_2)/2, \quad (3.2)$$

где  $a$  – угол крошения;

$\varphi_1$  – угол трения почвы по материалу лапы;

$\varphi_2$  – угол внутреннего трения почвы.

Ширина деформированной полосы почвы  $b_{II}$  в поперечном сечении пласта при  $a > h_K$  зависит не от значений  $a$ , а от значений  $h_K$  (рис. 3.6) и определяется по формуле (3.3)[2]

$$b_{II} = b_0 + 2h_K tg(\theta_2/2). \quad (3.3)$$

Ширина полосы деформируемой почвы  $b'_{II}$  на ее поверхности на расстоянии  $l$  от ее носка определяется по формуле (3.4)[2]

$$b'_{II} = b_0 + 2h_K tg(\theta_2/2) / \cos(a + \varphi). \quad (3.4)$$

Из выражения (3.4) следует, что с увеличением углов  $a$  и  $\varphi$  ширина полосы деформированной почвы возрастает. Она возрастает также с увеличением значений  $h_K$  и  $\theta_2$ . Критическая глубина  $h_K$ , в свою очередь, зависит от перечисленных параметров, но в большей мере – от значения  $b_0$ . При глубокой обработке почвы ( $a > 38$  см) и  $b_0 \geq 50$  мм величина  $h_K = h_{Kmax} = \text{const}$ , т.е. достигает максимума и остается посто-

янной при увеличении значения  $b_0$ . При  $b_0 < 50$  мм с уменьшением  $b_0$  глубина  $h_K$  резко снижается.

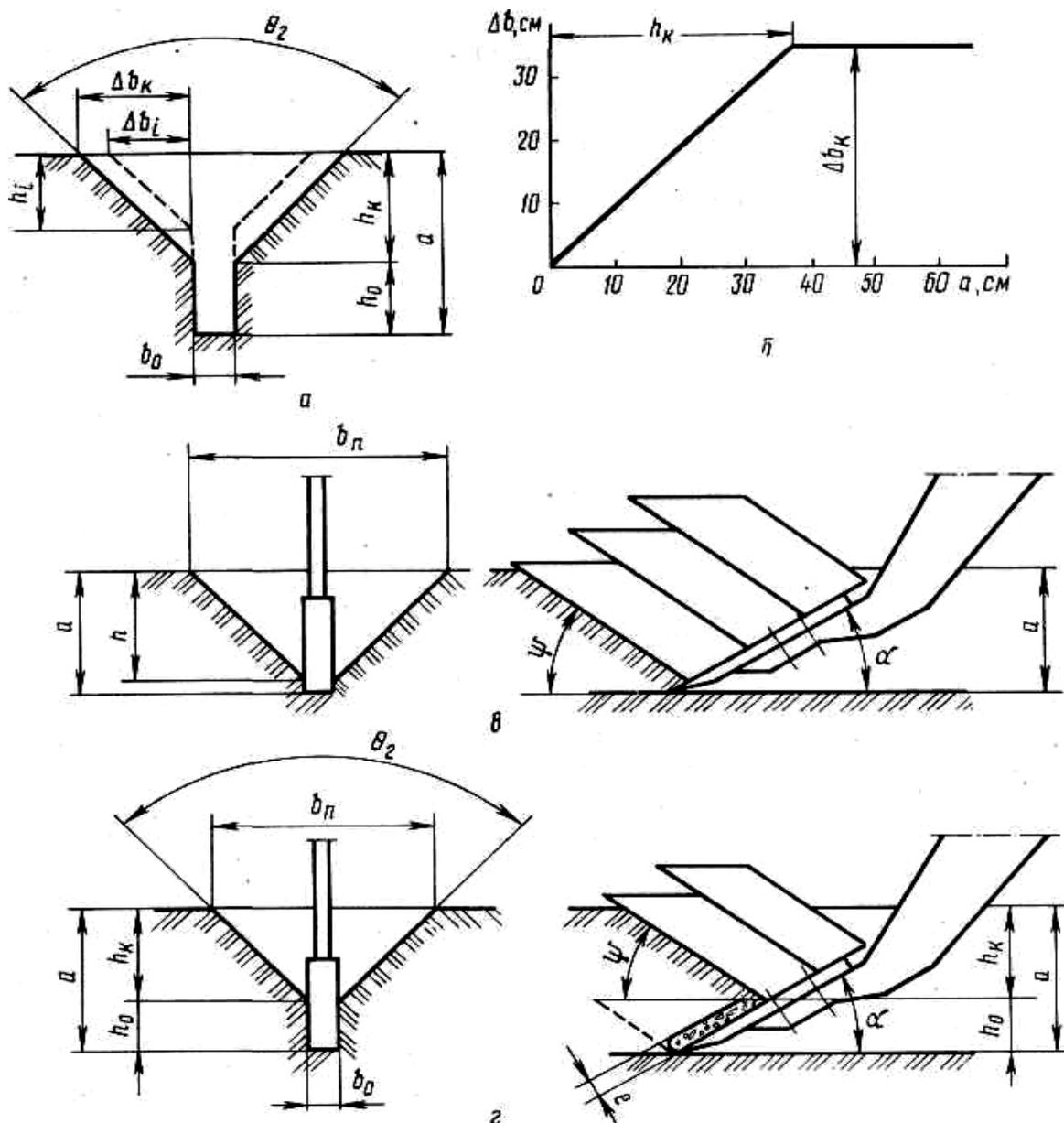


Рис. 3.5. Характеристики процесса деформации почвы лапой чизельного плуга: а – профиль поперечного сечения обработанной почвы; б – зависимость бокового скалывания почвы от глубины обработки; в – схема рыхления почвы при  $a < h_K$ ; г – схема рыхления почвы при  $a > h_K$

Следовательно, чтобы увеличить значение  $h_K$ , а вместе с ним и ширину  $b'_П$  при глубокой ее обработке, ширина захвата лапы  $b_0$  должна быть не менее 50 мм. Таким образом, рыхлить почву чизельным плугом целесообразно при  $a \approx h_K$ .

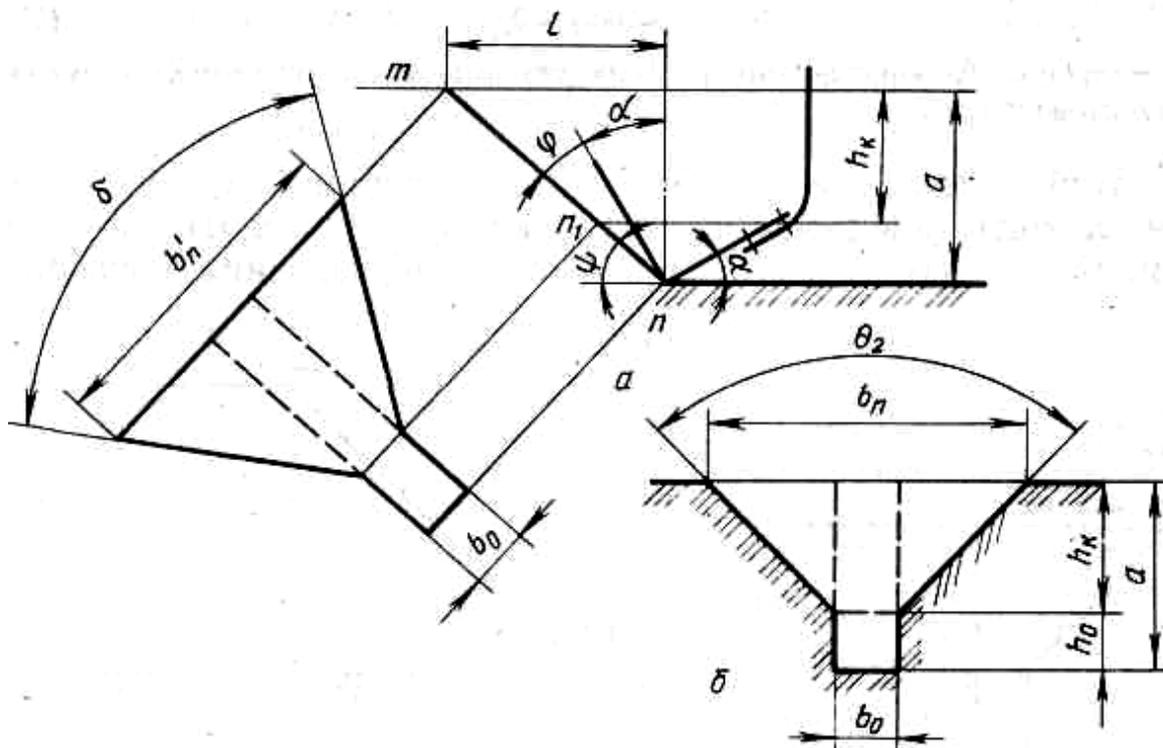


Рис. 3.6. Схема распространения деформации почвы при работе рыхлительной лапы в продольном (а) и поперечном (б) направлениях

Рабочие органы нужно расставлять так, чтобы исключалось заклинивание почвы между соседними рабочими органами и забивание их растительными остатками, что обеспечит высокую надежность и качество их работы; число рабочих органов, работающих в сплошной среде (в условиях заблокированного резания), должно быть как можно меньшим, чтобы сделать возможным минимальные затраты энергии на технологический процесс (рис. 3.7).

При расстановке рабочих органов на раме орудия в два или несколько рядов в шахматном порядке (рис. 3.7, а) необходимо, чтобы зона деформации почвы под воздействием лап последующего ряда не достигала стоек предшествующего ряда, т.е. соблюдалось условие  $L \geq l_0 + l$ , где величина  $l$  может быть определена по формуле (3.5)[2]

$$l = atg[(\alpha + \varphi_1 + \varphi_2)/2]. \quad (3.5)$$

Уменьшение вылета  $L$  может привести к заклиниванию почвы между лапами, а увеличение – к неоправданному удлинению конструкции.

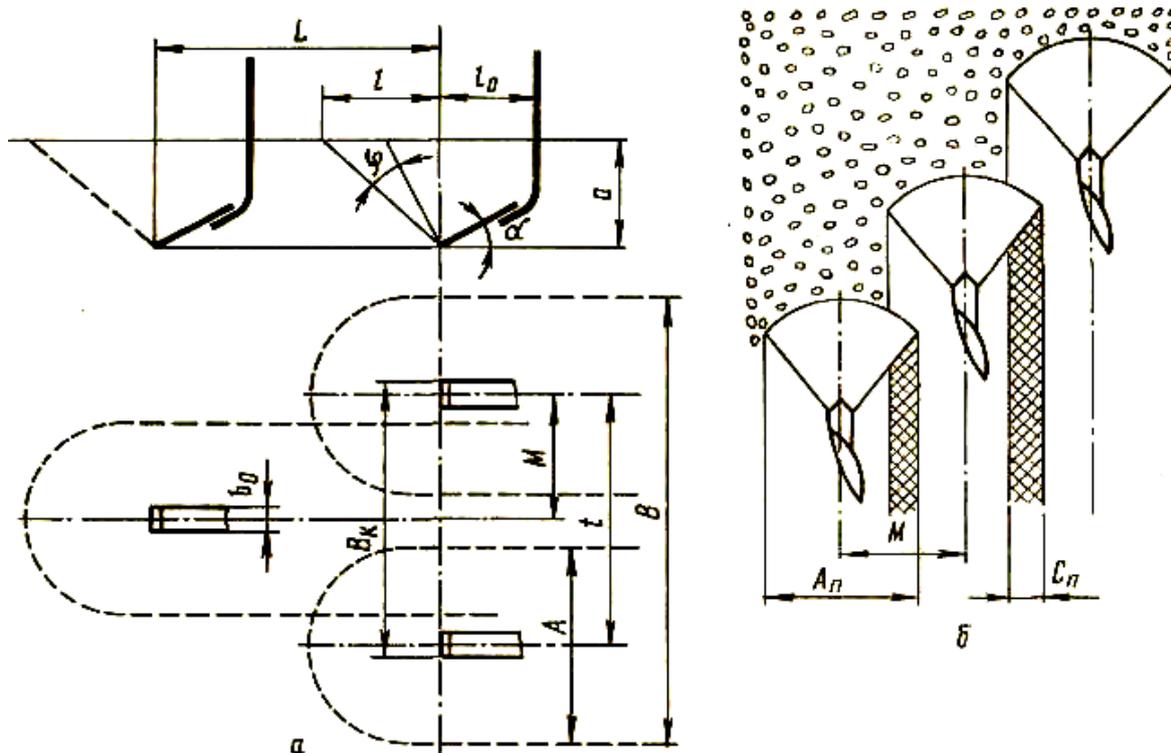


Рис. 3.7. Зоны деформации почвы и расстановка рабочих органов на чизельном плуге (а) и культиваторе (б) с отвально-рыхлительными лапами

При малом расстоянии  $t$  между стойками лап в каждом ряду, т.е. в поперечном направлении, орудие будет забиваться растительными остатками, особенно при работе на стерневых фонах. Уменьшается величина  $M$ , что при глубокой обработке приводит к заклиниванию почвы между смежными лапами.

При расстановке лап чизельного культиватора учитывается не только деформация почвы лапами, но и степень перемешивания почвы с пожнивными остатками и удобрениями, внесенными на поверхность почвы до ее обработки отвально-рыхлительными лапами. Показателем интенсивности перемешивания может служить отношение ширины  $b$  захвата лапы к глубине  $a$  обработки:  $k = a/b$

При  $k > 0,5$  интенсивность перемешивания достигает 100 %. Так как согласно агротехническим требованиям максимальная глубина обработки отвально-рыхлительными лапами составляет 15 см, то  $b > 7,5$  см. Для полной заделки мелиорантов необходимо, чтобы ширина  $A_{п}$  полосы перемешивания почвы на поверхности была больше ширины междуследия рабочих органов, т.е.  $A_{п} > M$  (рис. 3.7, б). Если  $A_{п} < M$ , то возникает необработанная полоса, на которой мелиоранты остаются незаделанными.

При двухрядной (рис. 3.8, а) схеме размещения рабочих органов расстояние между стойками в каждом ряду увеличивается в 2 раза и отсутствует забивание почвой и растительными остатками при малой ширине междурядья. Однако все рабочие органы первого ряда, составляющие половину их общего числа, работают в сплошной среде (режиме блокированного резания), что приводит к значительному повышению тягового сопротивления орудия.

Основное преимущество стреловидной схемы (рис. 3.8, б) состоит в том, что все рабочие органы, кроме среднего, работают в режиме полусвободного резания. Однако с увеличением ширины захвата возрастает длина машины, а ее центр тяжести удаляется от трактора. Поэтому обычно чизельные плуги выполнены по комбинированной схеме (рис. 3.8, в, г), которая имеет преимущества стреловидной и позволяет сократить длину машины и приблизить центр тяжести к трактору.

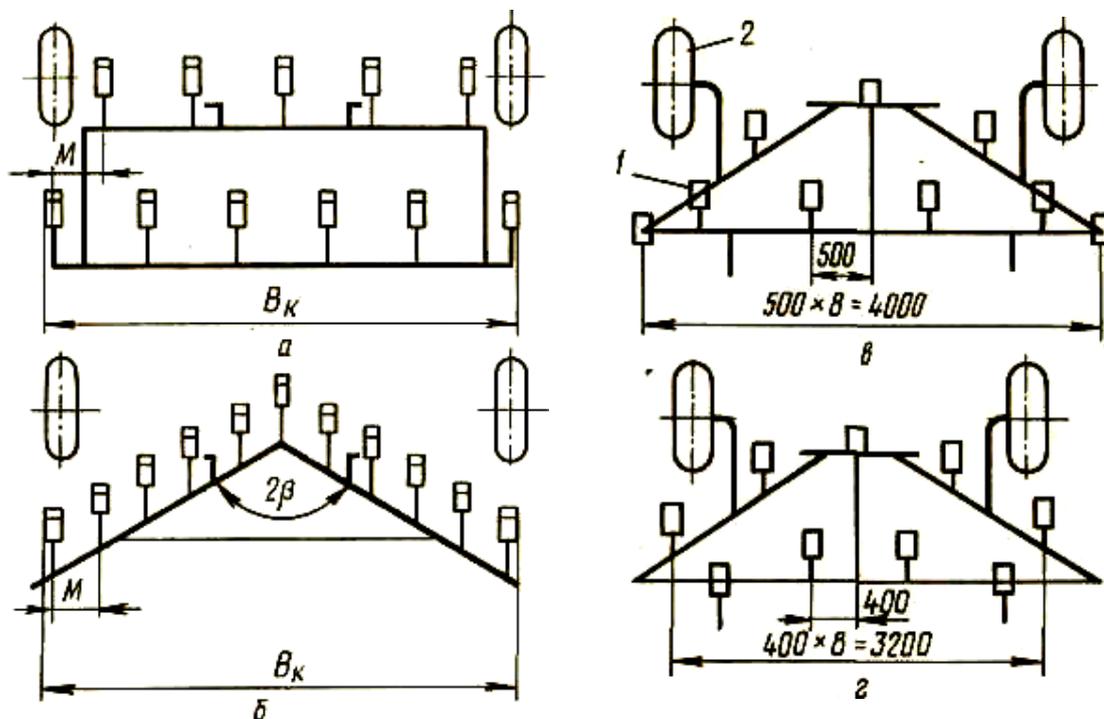


Рис. 3.8. Схемы размещения рабочих органов на рамах чизельных орудий:  
 а – двухрядная; б – стреловидная; в, г – комбинированные;  
 1 – рабочий орган; 2 – опорное колесо

### 3.4. Требования к качеству обработки и энергоёмкость процессов

К орудиям, предназначенным для обработки почв, подверженных эрозии, предъявляют специфические требования. После прохода этих орудий на поверхности почвы должно оставаться определенное (максимальное) количество неповрежденной стерни: после культиваторов-

плоскорезов – не менее 85 %, после плоскорезов-глубоко-рыхлителей – 80 %, после чизельных плугов и тяжелых культиваторов – 55 %.

Глубина обработки почвы должна быть равномерной по всему полю. Отклонения не должны превышать для культиваторов-плоскорезов  $\pm 1$  см, для плоскорезов-глубокорыхлителей и тяжелых культиваторов  $\pm 2$  см. Глубина обработки почвы чизельными плугами должна быть больше глубины залегания нижней границы плужной подошвы, отклонения не должны превышать  $\pm 5$  %. Над дном обработанного слоя почвы допускаются гребни, высота которых не превышает 45 % заданной глубины обработки.

При работе чизельных культиваторов глубина обработки не должна отклоняться от заданной на  $\pm 10$  %. При контроле глубины обработки с помощью металлического стержня (щупа) полученные значения уменьшают на 20...25 % (на вспушенность почвы).

При оптимальной абсолютной влажности почвы 16...21 % в поверхностном слое почвы (0...5 см) должны преобладать комки размером менее 5 см. Содержание эрозионно-опасных частиц ( $< 1$  мм) в этом слое не должно увеличиваться. Количество глыб размером  $> 10$  см не должно превышать 20 %.

Поверхность поля после обработки должна быть относительно ровной. Допускаются борозды за стойками рабочих органов глубиной не более 8 см и валики на стыке проходов лап не более 5 см.

Зависимость тягового сопротивления чизельных и некоторых других орудий, производящих рыхление почвы на глубину, не превышающую критическую глубину резания, от различных параметров может быть представлена аналитическим выражением, подобным рациональной формуле В.П. Горячкина для лемешно-отвального плуга (3.6)[2]:

$$P = fG + kS_K + \varepsilon S_K V^2, \quad (3.6)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления передвижению орудия в борозде;

$G$  – вес орудия;

$k$  – удельное сопротивление почвы;

$S_K$  – площадь поперечного сечения взрыхленной части пласта;

$\varepsilon$  – коэффициент, зависящий от формы рабочих органов, свойств почвы и размеров пласта;

$V$  – рабочая скорость.

Если принять, что  $fG$  характеризует «мертвое» сопротивление и непроизводительные затраты энергии на его преодоление, а  $kS_K$  и  $\varepsilon S_K V^2$  – полезные сопротивления почвы, то КПД орудия, например чизельного плуга, составит 0,85...0,86.

Более полно энергоемкость обработки почвы различными орудиями характеризует удельная энергоемкость (3.6)[2]

$$\mathcal{E}_y = N/W, \quad (3.7)$$

где  $N$  – необходимая тяговая мощность, кВт;

$W$  – производительность агрегата, га/ч.

Для чизельного плуга удельная энергоемкость составляет  $\mathcal{E}_y = 37$  кВт•ч/га, для плоскореза-глубококорыхлителя  $\mathcal{E}_y = 39$  кВт•ч/га, отвального плуга  $\mathcal{E}_y = 69$  кВт•ч/га.

## Лекция 4. Основы теории и расчет культиваторов и зубовых борон

### 4.1. Работа культиваторных лап

При воздействии лапы на корневище сорняка оно может быть перерезано, разорвано или выдернуто из почвы. Чтобы перерезать сорняк, необходимо иметь лезвие лапы не толще 0,3 мм и достаточную скорость движения. При отсутствии этих условий лапа своим лезвием будет вдавливать корни сорняков в почву. Если при этом корневая система сорняка не потеряет связи с почвой, то сорняк разорвется. Это наиболее распространенный случай работы лапы, поскольку в почве их лезвия быстро затупляются. Разрушение корня сорняка в этом случае может наступить от растяжения, излома, смятия или действия всех трех деформаций одновременно. Это зависит не только от лапы, но и от типов сорняков и почвы.

Роль лапы заключается в том, чтобы образуемые ею в почве трещины не освобождали от связей с почвой корневища сорняков до тех пор, пока они не будут разорваны. С этой целью угол постановки лапы к горизонту делают небольшим даже у рыхлящих лап. Пока сорняки имеют подпор со стороны почвы, их легко перерезать не только острым, но и тупым лезвием. Они сминаются и одновременно разрываются, при этом в почве образуются трещины. Если же сорняк выдернут из почвы, то он будет перерезан или сойдет с лапы, не зависая на ней, только при определенных условиях. Для этого сорняк должен скользить вдоль лезвия.

При резании с одновременным проскальзыванием вдоль лезвия сила резания будет тем меньше, чем больше продольное перемещение относительно нормального. Причин тому несколько.

Во-первых, при скольжении материала по лезвию в нем возникают напряжения растяжения и сдвига, которые, как известно, характеризуются меньшим временным сопротивлением, чем деформация смятия. Лезвие не бывает идеально ровным по всей длине, что хорошо видно сразу после заточки. Неровности лезвия захватывают частицы материала и смещают их.

Во-вторых, поскольку лапа имеет форму клина с углом при вершине  $2\varphi$ , то длина лезвия всегда больше, чем ширина обрабатываемой им полосы. Следовательно, при прочих равных условиях нагрузка на единицу длины лезвия, то есть удельная работа резания, будет меньше.

При движении лапы в почве она оказывает давление  $N$  на сорняк и почву, которое направлено по нормали к лезвию (рис. 4.1). Однако трение почвы и корня о лезвие лапы отклонит силу  $N$  на угол трения  $\varphi$ , так как возникающая при этом сила трения  $F_{max} = Ntg\varphi$ .

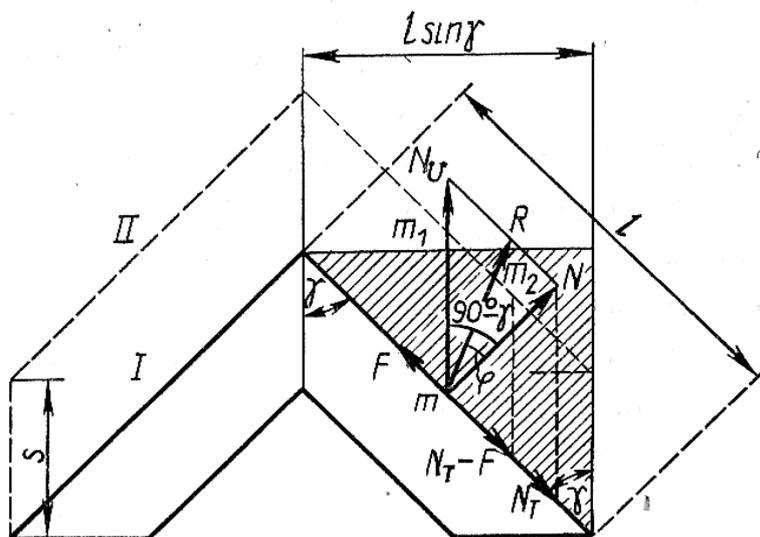


Рис. 4.1. Резание лезвием культиваторной лапы

Силу  $N$  можно разложить на составляющие  $N_v$  – по направлению скорости движения лапы и  $N_m$  – вдоль ее лезвия. Угол между направлением скорости и нормалью к лезвию равен  $90^\circ - \gamma$ .

Если  $90^\circ - \gamma > \varphi$ , то сила трения получает наибольшее значение и справедливы выражения (4.1)[1] и (4.2)[1]

$$F_{max} = Ntg\varphi < Ntg(90^\circ - \gamma), \quad (4.1)$$

$$N_T > F. \quad (4.2)$$

В этих условиях на корень сорняка и частицы почвы действуют две силы:  $N_v$  и  $N_T - F$ , результирующая которых – сила  $R$  направлена под углом  $\varphi$  к нормали  $N$ . Корень сорняка при резании должен перемещать-

ся по направлению этой единственной силы  $R$  до тех пор, пока не произойдет срез. Из этого следует, что при передвижении лапы из положения  $I$  в положение  $II$  на длину пути  $S$  сорняк переместится из точки  $m$  в точку  $m_2$ , то есть пройдет по лезвию путь  $mm_2$ , если только он не будет срезан раньше. Так как сорняк проходит вдоль лезвия определенный путь, то режется со скольжением.

Если  $90^\circ - \gamma < \varphi$ , то сила трения  $F$ , как реактивная, равна слагающей  $N_T$  и корень сорняка движется по направлению силы  $N_b$ , то есть резания со скольжением не происходит.

Следовательно, резание со скольжением возможно, если  $\gamma < 90^\circ - \varphi$ , то есть если половина угла раствора лапы меньше разности между  $\pi/2$  и углом трения перерезаемого материала по металлу лапы.

**Коэффициент скольжения** материала по лезвию, есть отношение пути  $mm_2$ , проходимого частицей материала по лезвию, к пути  $mm_2$  перемещения этой же частицы в почве. В соответствии с теоремой синусов получаем значение коэффициента скольжения по формуле (4.3)[1,2]

$$i = \frac{\sin[(90^\circ - \gamma) - \varphi]}{\sin \varphi} = \frac{\cos(\gamma + \varphi)}{\sin \gamma}. \quad (4.3)$$

Коэффициент скольжения тем больше, чем меньше угол  $\gamma$ .

Если  $90^\circ - \gamma = \varphi$ , то есть  $\gamma + \varphi = 90^\circ$ , то  $i = 0$ . В этом случае скольжения не происходит.

**Половина угла раствора лапы**, то есть угол  $\gamma$ , значение которого определяет возможность скольжения сорняков по лезвию, является решающим параметром в технологии работы лапы. Так как угол трения  $\varphi$  сорняков о лезвие лапы равен примерно  $45^\circ$ , то и угол  $\gamma = 90^\circ - \varphi = 45^\circ$ , а предельное значение угла раствора  $2\gamma = 90^\circ$ .

**Угол раствора лапы**  $2\gamma$  связан не только с условиями подрезания корней сорняков, но и с трением почвы. На вязких почвах при угле раствора  $60...70^\circ$  уже наблюдается забивание культиваторных лап. Поэтому для обработки черноземных и близких к ним почв повышенной вязкости принимают  $2\gamma = 50...58^\circ$  – для почв средней вязкости –  $2\gamma = 60...78^\circ$ , для песчаных и сыпучих почв  $2\gamma = 70...80^\circ$ .

**Угол резания**  $\beta_0$  (рис. 4.2), образуемый верхней фаской лезвия и горизонтальной плоскостью, также влияет на чистоту подрезания сорняков. Угол  $\beta_0$  складывается из двух углов – угла заострения  $i$  и затылочного угла  $\varepsilon$ .

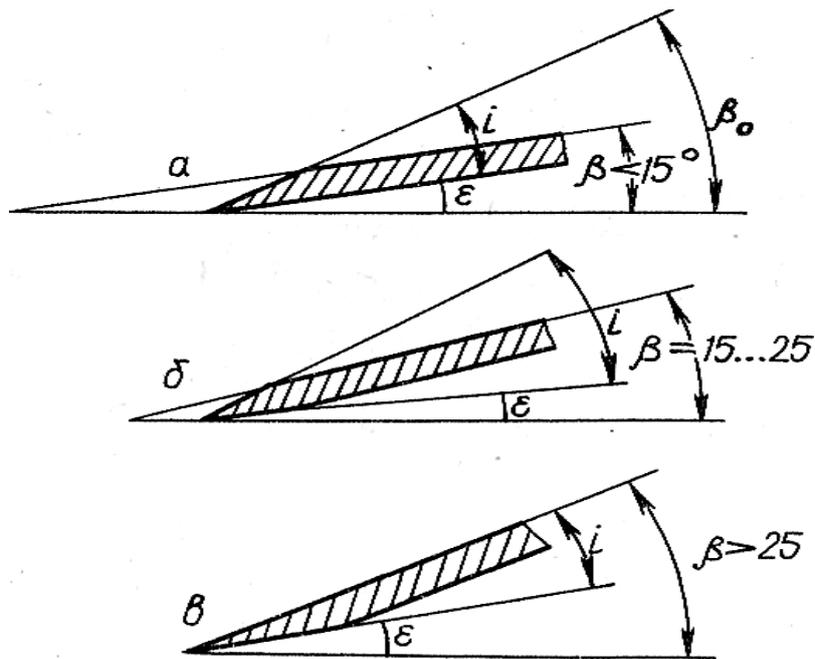


Рис.4.2. Углы лезвия культиваторных лап

**Угол заострения  $i$**  обычно равен  $12...15^\circ$ .

**Затылочный угол  $\varepsilon$**  составляет примерно  $10^\circ$ .

Поэтому угол резания составляет  $\beta_0 = (12...15^\circ) + 10^\circ = 22...25^\circ$ .

**Угол крошения  $\beta$**  образуется верхней плоскостью полки лапы и горизонталью. Если угол крошения  $\beta \leq 15^\circ$ , то заточка лапы должна быть верхней (рис. 4.2, а), если  $15^\circ < \beta < 25^\circ$ , то – двусторонней (рис. 4.2, б), при  $\beta \geq 25^\circ$  – нижней (рис. 4.2, в).

Для плоскорежущих лап  $\beta = 15...18^\circ$ , для универсальных лап  $\beta = 20...30^\circ$ .

#### 4.2. Размещение культиваторных лап на раме

Поскольку часть сорняков срезается при скольжении по лезвию, то для устранения огрехов необходимо, чтобы лапы смежных рядов перекрывали друг друга. Это перекрытие необходимо еще и потому, что культиватор движется не строго прямолинейно.

Ширину перекрытия  $\Delta b$  выбирают такой, чтобы при отклонении от прямолинейного хода на угол  $7...9^\circ$  не было огрехов. При расстановке подрезающих лап по ширине захвата культиватора учитывают способ крепления лап. При шарнирном креплении лап перекрытие должно быть больше ( $\Delta b = 40...80$  мм), чем при жестком креплении ( $\Delta b = 25...45$  мм). Рыхлительные лапы размещают с учетом полноты деформации почвы.

В соответствии с теорией клина, скалывание почвы происходит в плоскостях, следы которых расположены симметрично силе  $R$ , равнодействующей нормальной силы  $N$  и силы трения  $F$ . Угол  $\omega$ , за пределы которого не выходят следы плоскостей скалывания, равен  $40...50^\circ$ .

Если рыхлительная лапа установлена под углом  $\alpha$  к горизонту и на глубину  $a$  (рис. 4.3), то зона деформируемой почвы по ходу лапы определяется по формуле (4.4)[2], а в поперечном направлении по формуле (4.5)[2]

$$l = l_0 + l_i = l_0 + atg(\alpha + \varphi), \quad (4.4)$$

$$B = b + 2atg(\omega/2). \quad (4.5)$$

Рыхлительные лапы устанавливаются так, чтобы зоны  $B$  поперечной деформации почвы перекрывались, а полоса продольной деформации задним рядом лап не касалась стоек лап переднего ряда.

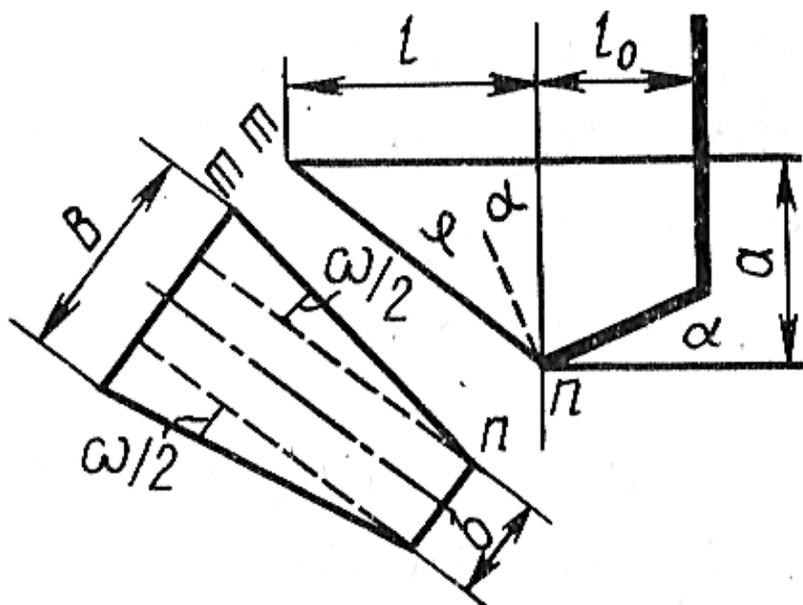


Рис. 4.3. Схема действия рыхлительной лапы в почве

Одной из важнейших конструктивных особенностей культиваторов в сравнении с боронами является наличие колес для поддержания постоянной глубины обработки. Этой же цели подчинено крепление рабочих органов к раме культиватора. Крепление лап к раме может быть жестким, упругим, одношарнирным (грядильным), многшарнирным (параллелограммным).

**Жесткое крепление** чаще всего применяют для пружинных лап, способных обходить препятствия. Однако при этом глубина обработки

непостоянна, что для культивации является большим недостатком. Чтобы уменьшить неравномерность глубины пружинных лап, их делают S-образными.

**Одношарнирное крепление** рабочих органов имеет тот недостаток, что при копировании рельефа местности угол постановки лезвия лапы к горизонту непостоянен. Чтобы она не выглублялась, этот угол должен быть всегда положительным (лезвие стрелчатых лап должно быть горизонтально или пятки лезвий подняты относительно носка на 1...1,5 см). Для этого в исходном положении лапы ставят под небольшим углом к горизонту в расчете на то, что при копировании этот угол будет меняться. Но такая установка стрелчатой лапы увеличивает угол крошения, что нежелательно, поскольку культивация не должна способствовать иссушению почвы.

**Многошарнирное (параллелограммное) крепление** секции обеспечивает постоянство угла установки лап независимо от глубины рыхления. Поэтому данное крепление секций наиболее распространено.

Вертикальная устойчивость хода таких секций не зависит от высоты точки прицепа и длины грядиля. Условием заглубления лап в этом случае будет неравенство (4.6)

$$G_c l > l > Rh, \quad (4.6)$$

где  $G_c$  – сила тяжести секции лап, Н;

$l$  – горизонтальная проекция расстояния между передними и задними шарнирами, м;

$R$  – тяговое сопротивление секции, Н;

$h$  – вертикальное превышение передних шарниров над задними при заглубленном положении секции, м.

Соответствующий подбор  $G_c$  и  $h$  позволяет заглублять лапы культиватора без дополнительного давления пружин или балласта.

### 4.3. Работа зубьев борон

Чтобы правильно выбрать борону для предстоящей работы, необходимо знать, как воздействуют ее зубья на почву.

Для этого рассмотрим движение зуба квадратного сечения толщиной  $S$  из положения  $I$  в положение  $II$  (рис. 4.4, *a*).

Частица  $A$  почвы перемещается в положение  $A_1$ . При этом пройденный путь определяется по формуле (4.7)[1]

$$l = S \sin(\gamma + \varphi). \quad (4.6)$$

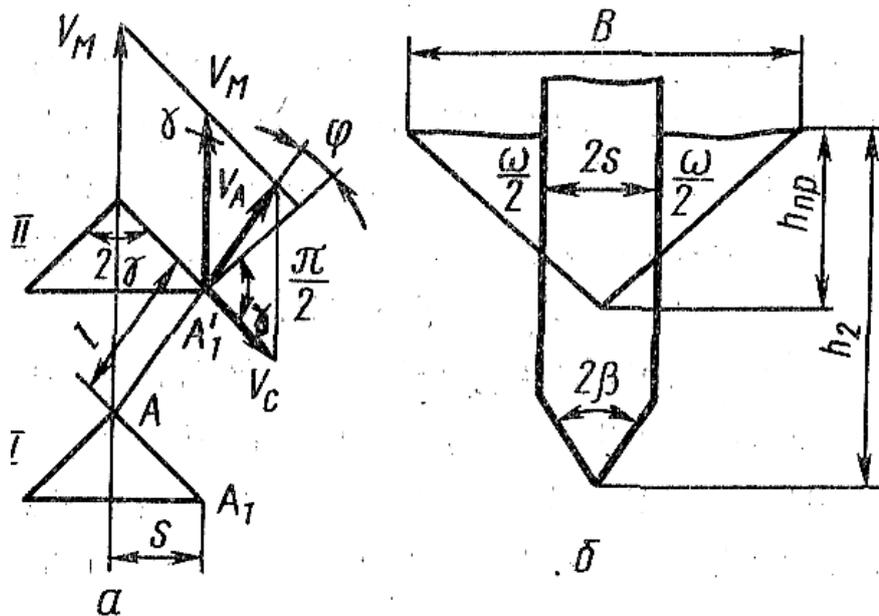


Рис. 4.4. Схема воздействия зубьев на почву

Поскольку углы у квадратных зубьев любой толщины равны, путь зависит только от толщины зуба и свойств почвы (угла трения  $\varphi$ ). Более толстые зубья больше перемещают почву не только перпендикулярно направлению движения бороны, но и в сторону движения агрегата.

Бороны лучше рыхлят почву как и за счет своей массы, так и за счет более толстых зубьев. Однако в целях взаимозаменяемости зубья тяжелых и средних борон делают одинаковыми.

Увеличение глубины хода бороны благодаря ее массе не всегда приводит к более интенсивному рыхлению. При некоторой глубине  $h_{np}$  имеет место максимальная зона рыхления  $B$  (рис. 4.4, б). Дальнейшее увеличение глубины хода зубьев (например, до  $h_2$ ) ведет к тому, что конец зуба делает бороздку с уплотненными стенками, не увеличивая зону рыхления. Решающее значение в этом имеют свойства почвы и ее обработка.

Угол  $\beta$  заострения зуба выбирают меньшим или равным углу бокового скалывания почвы (для большинства почв  $\beta = 25^\circ$ ). При несоблюдении, этого условия ребра зубьев будут опираться на неразрыхленную почву и этим препятствовать заглублению бороны. Однако излишне малые углы заточки зубьев приводят к снижению их прочности. Поэтому при ремонте зубьев борон надо ориентироваться на зубья заводского изготовления.

Кроме квадратных, изготавливают зубья прямоугольного, ромбического и круглого сечений. При одинаковой скорости движения наибольшее воздействие на почву оказывает зуб прямоугольного, сечения.

Все точки его рабочей грани  $AA_1$  будут сообщать комкам почвы одинаковую скорость, равную  $V_M$ .

Лобовой контакт зуба бороны с почвой приводит к разрушению структуры и испылению почвы. Это явление особенно характерно для зубьев на пружинных стойках, работающих в почвах пониженной влажности. Поэтому пружинными зубьями чаще оснащают комбинированные агрегаты и культиваторы, которые в силу своего назначения работают в почве более высокой влажности, чем бороны.

После прохода круглого зуба с такой же толщиной как у квадратного, бороздки будут менее заметными. Поэтому круглые зубья применяют на легких боронах для выравнивания микрорельефа, уничтожения корки на посевах, а также для заделки семян и удобрений при посеве.

**Зубовым полем бороны** называют вычерченную на бумаге схему с изображением размещения зубьев (рис. 4.5).

По схеме судят о том, в какой мере бороны удовлетворяет требованиям, которые к ней предъявляются. Требования эти следующие:

- каждый зуб бороны должен проделывать свою бороздку, отстоящую от соседних на одинаковых расстояниях;
- расстояние между зубьями на поперечной планке должно обеспечивать незабываемость бороны.
- чтобы ход бороны был устойчивым, каждый зуб должен работать в одинаковых условиях.

Для этого бороздки, проделанные впереди идущими зубьями, должны отстоять от бороздок последующих зубьев на одинаковом расстоянии. В этом случае сопротивления справа и слева каждого зуба (кроме крайних) будут равными.

Число ходов винта и число поперечных планок не кратны между собой. При проектировании борон это подобие используют для решения задачи размещения зубьев в соответствии с перечисленными требованиями. Фактически зубовое поле всех борон представляет собой развертку на плоскость многоходового винта правого и левого направления, а поперечные планки 1...5 бороны соответствуют образующим цилиндра винта.

На чертеже зубья бороны расположены на прямых линиях под углом к линии тяги. Каждую такую линию можно рассматривать как развертку на плоскость винтовой линии многоходового винта. Число бороны делают с небольшими (0,6...1 м) звеньями для того, чтобы они лучше приспособивались к рельефу местности.

У зубовой бороны чаще всего 20 зубьев, которые размещаются на пяти планках. У легких борон может быть 15 или 20 зубьев, а число

планок – пять или четыре. Благодаря этому расстояние между бороздками, оставляемыми на поле тяжелыми и средними боронами, равно 50 мм, а легкими – 30...45 мм.

Зубья бороны должны идти на одинаковой глубине. Для этого направление линии тяги должно составлять с горизонтом угол 15...20°. При таком угле наклона линия тяги проходит близко к следу центра тяжести бороны. Присоединительные элементы борон делают такими, чтобы в процессе работы оптимальное направление линии тяги в некоторых пределах устанавливалось автоматически, и была возможность для двухследной работы.

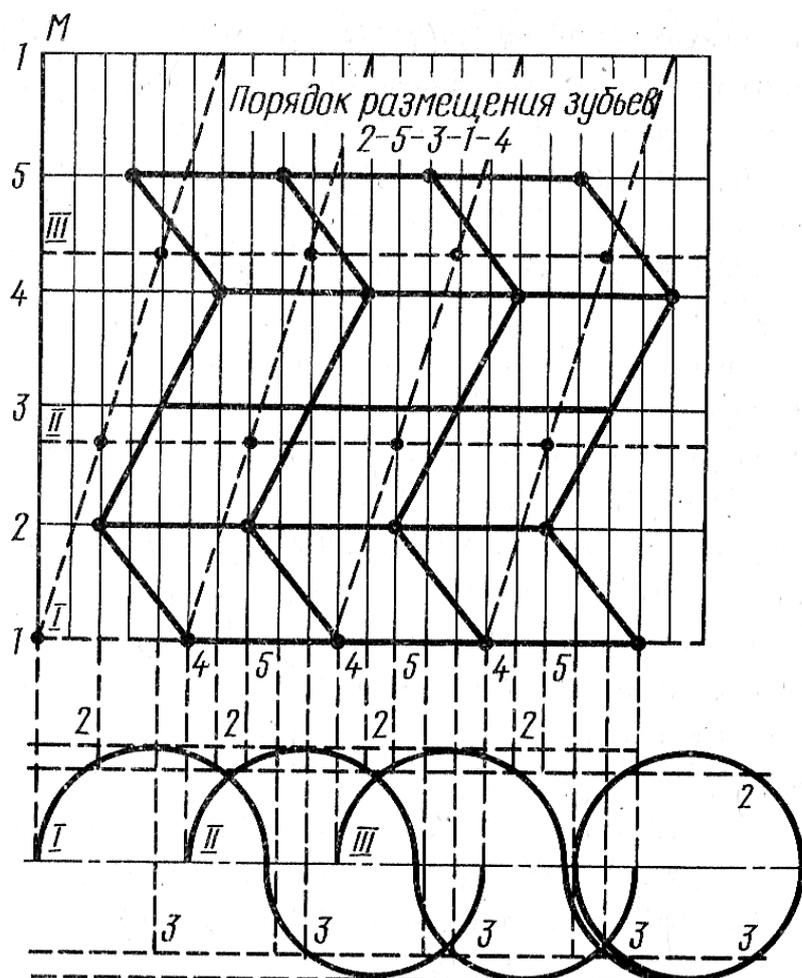


Рис. 4.5. Построение зубового поля бороны: М – число планок; I, II, III – начала хода винта

Устойчивый ход зубовой бороны обеспечивается также одинаковой длиной и заточкой зубьев. Кроме того, должно соблюдаться одинаковое положение среза относительно направления движения бороны. Длина зубьев не должна отличаться от номинала на 3...5 мм.

Бороны присоединяют к сцепке или ваге. Существуют специальные сцепки для комплектования широкозахватных агрегатов.

## ЛЕКЦИЯ 5. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТ ДИСКОВЫХ ОРУДИЙ

Работа дисковых орудий зависит от диаметра дисков, расстояния между ними, угла атаки, массы орудия, приходящейся на один диск. Диаметр дисков выбирают из условий обеспечения требуемой глубины обработки и экономии металла.

Расстояние  $b$  между дисками должно быть таким, чтобы орудия не забивались, и получалась необходимая высота  $h$  гребней на дне борозды. При глубине обработки  $a$  это расстояние  $b \geq 1,5a$ . Для дисковых плугов допускается  $h \leq 0,4a$ , для луцильников –  $h \leq 0,5a$ , для борон –  $h \leq a$ .

**Силы, действующие на диск.** Реакция почвы всегда нормальна к рабочей поверхности диска, а так как диск сферический, то она направлена под углом к горизонту и способствует заглублению диска. При увеличении угла атаки растет сопротивление движению диска, вследствие чего увеличивается глубина обработки почвы.

**Работа дисков.** На рис. 5.1 показана схема батареи дисков.

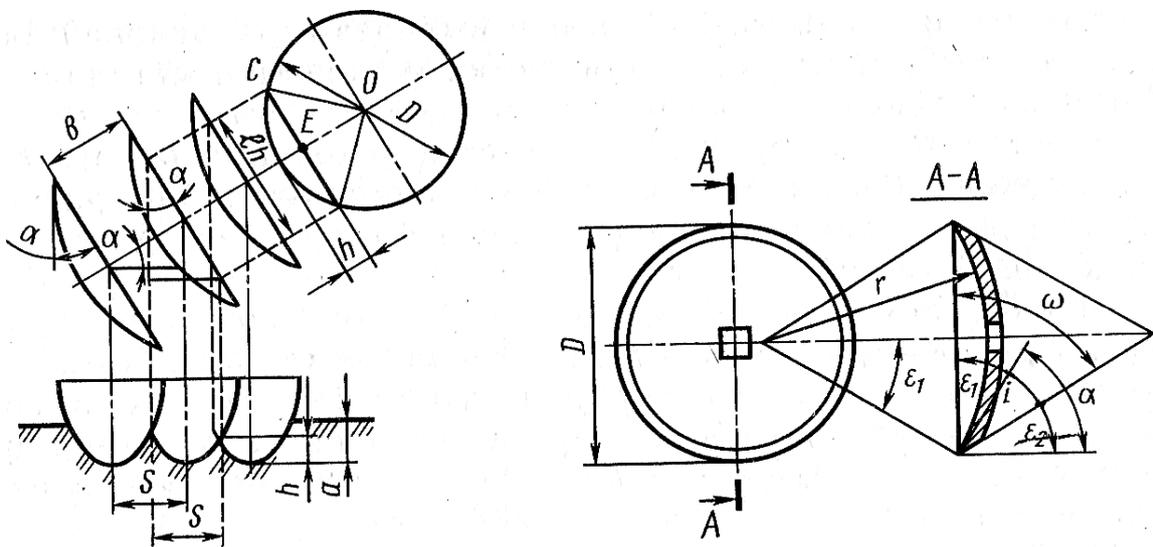


Рис. 5.1. Основные параметры диска и получаемых гребней

Расстояние между вершинами гребней  $S$  определяется по формуле (5.1)[1]

$$S = b \cos \alpha = 2r \sin \alpha, \quad (5.1)$$

где  $l_h$  – длина хорды погруженного в почву сегмента диска на глубину  $a$ ;

$\alpha$  – угол атаки;

$D$  – диаметр диска.

Из рис. 5.1 видно, что  $l_h/2$  является катетом прямоугольного треугольника  $OEC$ . Поэтому справедливо выражение (5.2)[1]

$$(D/2)^2 = (D/2 - h)^2 + (l_h/2)^2. \quad (5.2)$$

После упрощений получим уравнение (5.3)[1]

$$h^2 - Dh + (l_h/2)^2 = 0. \quad (5.3)$$

Корни данного уравнения определяются по формуле (5.4)[1]

$$h_{1,2} = D/2 \pm \sqrt{D^2/4 - l_h^2/4} = D/2 \pm 1/2\sqrt{D^2 - l_h^2} \quad (5.4)$$

Условиям задачи удовлетворяет только второй корень. Учитывая также, что  $l_h = ctg\alpha$ , получаем единственное значение высоты гребней по формуле (5.5)[1]

$$h = D/2 - 1/2\sqrt{D^2 - b^2 ctg^2\alpha}. \quad (5.5)$$

Отсюда следует, что с увеличением угла атаки высота гребней уменьшается.

Площадь поперечного сечения почвы, подлежащей обработке  $F$ , и площадь поперечного сечения бороздки, образованной диском  $F_1$ , определяются соответственно по формулам (5.6) и (5.7):

$$F = aS, \quad (5.6)$$

$$F_1 = aS - f_1. \quad (5.7)$$

Приравнивая площадь  $f_1$  к площади равнобедренного треугольника, без больших погрешностей можно считать справедливым выражение (5.8)

$$f_1 = hS/2. \quad (5.8)$$

Отношение  $F_1/F$  называется степенью неравномерности глубины обработки почвы и определяется по формуле (5.9)[1]

$$\eta = \frac{aS - f_1}{aS} = \frac{2aS - hS}{2aS} = 1 - \frac{h}{2a}. \quad (5.9)$$

При высоте гребней  $h$ , равной глубине обработки  $a$ , степень неравномерности глубины равняется 0,5 и является предельной.

На заглубляемость дисковых борон, кроме угла атаки, массы борон и направления линии тяги, оказывают влияние и такие факторы, как рабочая скорость, диаметр, толщина, заточка и кривизна дисков.

Снижение скорости дисковой бороны невыгодно с точки зрения производительности, а ее увеличение свыше 7 км/ч ведет к ухудшению качества обработки почвы. Поэтому практический интерес представляет влияние угла заточки дисков на глубину их хода.

**Параметры дисков.** На рис. 5.1 показаны геометрические характеристики диска. Диски затачивают, как правило, с выпуклой стороны. Угол заточки или заострения диска  $i = 10^\circ \dots 20^\circ$  для борон и луцильников и  $i = 15^\circ \dots 25^\circ$  для плугов. Более острые углы заточки приводят к ослаблению прочности лезвия и быстрому его затуплению, а более тупые – к увеличению затылочного угла  $\varepsilon_2$  и ухудшению заглубляемости диска в почву.

Затылочный угол  $\varepsilon_2$  меняется с глубиной обработки. Для нормальной работы диска необходимо, чтобы затылочный угол на уровне поверхности поля был положительным.

**Устойчивость несимметричных дисковых борон.** Равновесия несимметричных дисковых орудий, например, садовых борон, достигают правильным выбором угла атаки передней и задней батарей и направления линии тяги (рис. 5.2).

Поскольку сопротивление дисков первой батареи, работающих в более плотной почве, больше, чем у дисков задней батареи, равновесие будет обеспечено, если направление линии тяги совпадает с направлением равнодействующих сил  $R'_{xy}$  и  $R''_{xy}$ .

При изменении сопротивления батарей диски будут стремиться отклониться в сторону от исходного направления, соответствующего разности сопротивлений  $R'_{xy}$  и  $R''_{xy}$ . В результате этого возникает момент, создаваемый силой тяги трактора и стремящийся вернуть батарею в исходное положение.

Следовательно, основным условием устойчивого хода несимметричных дисковых орудий является правильный выбор углов  $\alpha'$  и  $\alpha''$  постановки батарей.

В вертикальной плоскости действующие на диск силы расположены ниже оси батареи, вследствие чего они создают момент, стремящийся заглубить тот конец батареи, к которому диски обращены своей вогнутой стороной. Чтобы выровнять батарею в вертикальной плоскости, регулируют положение рамки батареи с помощью понизителей. Для этого конец батареи, к которому диски обращены своей вогнутой стороной, присоединяют к понизителям выше, чем противоположный.

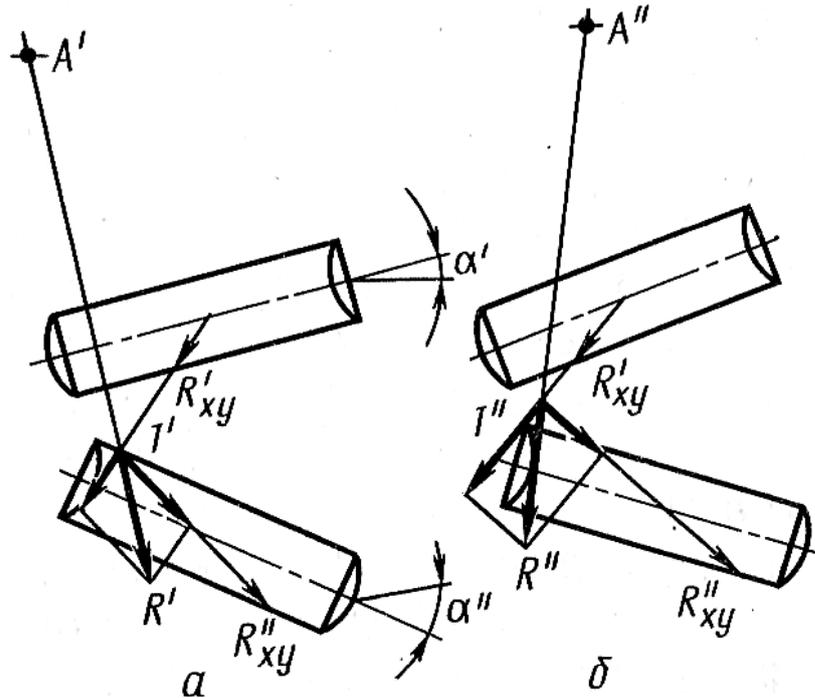


Рис. 5.2. Определение условий равновесия дисковой бороны

Удельное тяговое сопротивление  $q$  луцильников, обеспечивающих рыхление почвы на глубину  $a = 6...8$  см, составляет  $q = 1,5...2,5$  кН/м; для тяжелых борон при  $a = 10...20$  см тяговое сопротивление составляет  $q = 4...8$  кН/м.

**Энергоемкость процесса.** Исходной величиной при энергетических расчетах дисковых орудий обычно служит их удельное сопротивление  $K$ , т.е. сопротивление на 1 м ширины захвата. Следовательно, общее сопротивление орудия  $P$  может быть определено по формуле (5.10).

$$P = KB, \quad (5.10)$$

где  $K$  – удельное сопротивление орудия, кН/м;

$B$  – ширина захвата орудия, м.

Удельное сопротивление дисковых луцильников  $P = 1,2...2,6$  кН/м, легких борон  $P = 1,9...3,0$  кН/м, тяжелых борон  $P = 4,0...8,0$  кН/м.

Удельные тяговые сопротивления дисковых и лемешных плугов практически одинаковы, поэтому для энергетических расчетов дисковых плугов можно использовать данные динамометрирования лемешных орудий.

## ЛЕКЦИЯ 6. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТ КАТКОВ И КОЛЕС

В основе геометрической формы катка или колеса лежит цилиндрическое тело с горизонтальной осью вращения. Однако их поверхности существенно различаются в зависимости от назначения. Основными параметрами катков и колес являются их сопротивление качению, глубина колеи, транспортирующую способность, давление прикатывания почвы

**Сопротивление качению катков и колес.** Сопротивление  $P$  качению катков и колес, движущихся по ровной местности с постоянной скоростью (рис. 6.1), определяется по формуле (6.1)[2]

$$P = 0,86Q^{4/3} / (q^{1/3} b^{1/3} D^{2/3}), \quad (6.1)$$

где  $Q$  – сила тяжести катка или колеса и приходящаяся на его долю сила тяжести машины или балласта, Н;

$q$  – коэффициент объемного смятия почвы, Н/см<sup>3</sup>;

$b$  – длина катка или ширина обода колеса, см;

$D$  – диаметр катка или колеса, см.

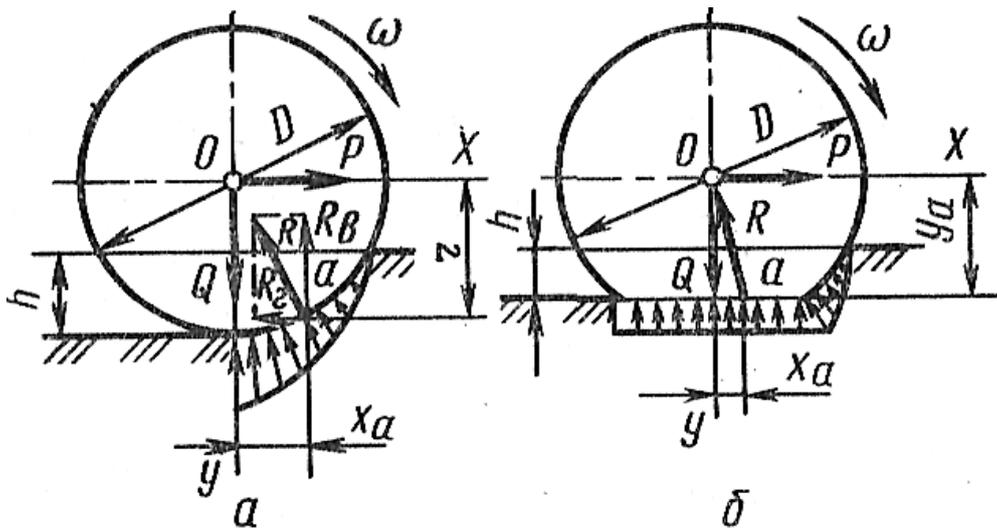


Рис. 6.1. Схема силового воздействия почвы на колесо:  
а – с жестким ободом; б – с пневматической шиной

Если колесо или каток движутся по неровной местности с переменной скоростью, то требуется дополнительная сила на преодоление инерции катка в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Из формулы (6.1) видно, что необходимую для перемещения колес и катков силу целесообразнее всего снижать за счет увеличения их диаметра  $D$ . Однако при этом увеличивается их масса, а значит, и расход материала на изготовление катков и колес.

Глубина колеи  $h$  определяет степень разрушения структуры почвы и зависит от тех же величин, что и сопротивление колес качению. Глубина колеи определяется по формуле (6.2)[2]

$$h = 1,3Q^{2/3} / (b^{2/3} q^{2/3} D^{1/3}). \quad (6.2)$$

**Колеса с пневматическими шинами** имеют большую площадь опоры, оставляют более мелкую колею и оказывают меньшее сопротивление перекатыванию. Это обусловлено тем, что у таких колес реакция со стороны колеи направлена под меньшим углом к вертикальному диаметру и ближе к нему располагается точка ее приложения (рис. 6.1, б).

Очевидно, что при одинаковой вертикальной нагрузке  $Q$  вертикальные составляющие  $R_B$  реакции  $R$  у колес со стальным и пневматическим ободом будут равными. Горизонтальная же составляющая  $R_2$ , реакции  $R$  и ее плечо будут меньше у колес с пневматическими шинами, так как элементарные силы реакции почвы расположены спереди и сзади конца вертикального диаметра. В итоге сила тяги для перемещения пневматических колес будет примерно на 30 % меньше силы перемещения колес с жестким ободом (рис. 6.1, а).

На дорогах с твердым покрытием колеса с жестким ободом по тем же причинам будут требовать несколько меньшего усилия на перекатывание.

Отношение  $Q/P = T$  характеризует транспортирующую способность колес и показывает, какое количество груза способно перевозить данное колесо с помощью единицы приложенной к нему силы тяги.

У колес на пневматических шинах транспортирующая способность выше, чем у колес с металлическим ободом.

Подставляя значение  $P$  из формулы (6.1) в формулу (6.2) и округлив коэффициент 0,86 до единицы, транспортирующую способность определяем по формуле (6.3)[2]

$$T = q^{1/3} (D^{2/3} b^{1/3} / Q). \quad (6.3)$$

Из этой формулы видно, что лучшими являются колеса с большим диаметром. Однако масса круглого тела, каким является колесо, с увеличением диаметра растет быстрее, чем при увеличении ширины  $b$ , так как площадь круга  $S = \pi R^2$ , а объем  $V$  цилиндра высотой  $b$  равен  $\pi R^2 b$ .

В общем случае колеса и катки характеризуются диаметром, шириной обода колеса или рабочим захватом катка и видом их поверхности.

Катки и колеса сельскохозяйственных машин перемещаются по неровной поверхности поля. Чтобы выявить воздействие катков и колес на

эту поверхность, рассмотрим их взаимодействие с отдельной неровностью (комком) почвы. При этом необходимо иметь в виду, что движение комков и земляного валика перед катком ведет к разрушению структуры почвы, тогда как перемещение почвы вниз желательно для достижения требуемой плотности. Из этого следует, что хотя катки и выравнивают поверхность пашни, для этого лучше использовать другие орудия, например бороны, которые меньше разрушают структуру.

От действия силы  $N$  на комок почвы возникают силы трения  $F_2$  (рис. 6.2) между ободом катка и комком, а также силы трения  $F_1$  между комком и поверхностью почвы, которые направлены в сторону, обратную направлению движения катка.

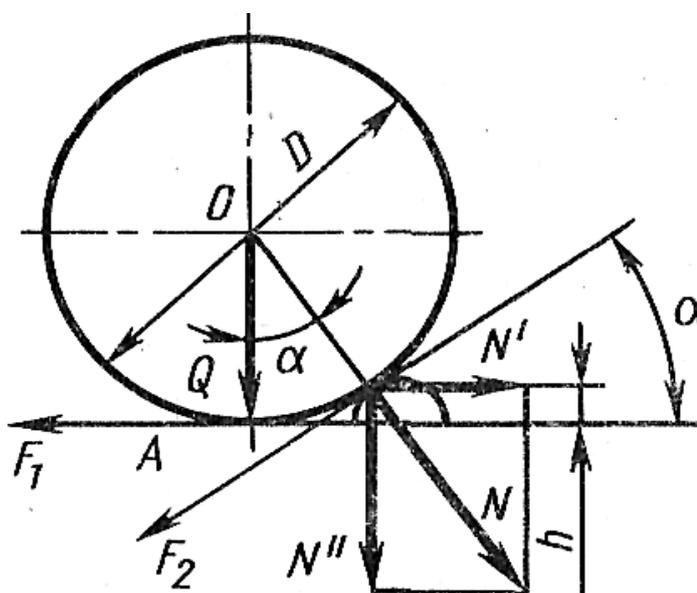


Рис. 6.2. Схема воздействия катка на комок почвы:  $h$  – высота комка или глыбы;  $D$  – диаметр катка;  $\alpha$  – угол между горизонталью и касательной к окружности катка, проведенной в точке соприкосновения его с препятствием (комком);  $N$  – сила, нормальная к поверхности катка в точке его соприкосновения с комком почвы

Защемление комка почвы между катком и поверхностью поля происходит при условии (6.4)[2]

$$F_1 + F_2 \cos \alpha > N'. \quad (6.4)$$

Из рис. 6.2 видно, что  $N' = N \sin \alpha$ ,  $F_2 = N \tan \varphi$ ,  $F_1 = Q \tan \varphi_1$ ,  $Q = N'' + F_2 \sin \alpha = N \cos \alpha + N \tan \varphi_2 \sin \alpha$ .

После ряда упрощений получаем выражение (6.5)[2]

$$\tan \alpha \leq \tan(\varphi_1 + \varphi_2). \quad (6.5)$$

Таким образом, комок почвы не будет перемещаться перед катком при условии, если  $\alpha \leq (\varphi_1 + \varphi_2)$ .

Угол  $\alpha$  зависит от высоты комка  $h$  и диаметра  $D$ . Из рис. 6.2 выводим соотношения (6.6)[2] – (6.8)[2]:

$$\cos \alpha = (r - h)/r = (D - 2h)/D = 1 - 2h/D; \quad (6.6)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}}{\cos \alpha} = \frac{2\sqrt{hD - h^2}}{D - 2h}; \quad (6.7)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_1 + \varphi_2) \geq \frac{2\sqrt{hD - h^2}}{D - 2h}. \quad (6.8)$$

Зная углы трения  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  и диаметр катка  $D$ , можно определить высоту  $h$  комка, через которую каток может перекатиться, не перемещая его вперед.

Чтобы уменьшить продольное перемещение почвы, разрушающее ее структуру, угол  $\alpha$  обхвата обода катка почвой не должен превышать 15...20°.

Воздействие катков на почву определяется по формуле (6.9)[1]

$$q = 2Q/bl, \quad (6.9)$$

где  $l$  – ширина отпечатка катка на почве.

Поскольку  $l$  есть хорда окружности диаметром  $D$ , то ее величину можно определить по формуле (6.10)

$$l = 2\sqrt{h(D - h)}, \quad (6.10)$$

где  $h$  – глубина колеи.

Оптимальным давлением прикатывания является  $q = 3...4 \text{ Н/см}^2$ .

## ЛЕКЦИЯ 7. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТ МАШИН С АКТИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

### 7.1. Особенности машин с активными рабочими органами

Активные рабочие органы совершают сложное движение: поступательное (переносное) вместе с машиной и вращательное (относительное) относительно нее. Вращательное движение возникает не вследствие действия на них реакции почвы, как у пассивных дисковых рабочих органов, а в результате сообщения им вращающего момента от вала отбора мощности трактора или приводных колес машины.

К числу машин, оборудованных активными рабочими органами, относятся: ротационные плуги, фрезы, культиваторы, прореживатели. Наибольшее распространение получили почвенные фрезы.

Рабочие органы фрез – это ножи и долота, равномерно размещаемые по окружности дисков. Ось вращения диска (барабана) может быть вертикальной или горизонтальной. В последних, в свою очередь, ось вращения может быть направлена перпендикулярно, вдоль или под углом к направлению движения.

Фрезы бывают с прямым и обратным (противоположным направлению вращения колес) вращением. Если первые создают подталкивающее усилие, то вторые оказывают большое тяговое сопротивление, очень энергоемки, хуже заделывают растительные остатки, а поэтому имеют весьма ограниченное применение, главным образом для работы на каменистых почвах и на полях после раскорчевки леса.

Крепление рабочих органов к диску может быть жестким, пружинным и шарнирным. Наиболее распространено жесткое крепление. Рабочими органами могут быть прямые и изогнутые ножи, рыхлящие долота.

## 7.2. Кинематика рабочих органов фрез

Рабочие органы фрез совершают сложное движение, поступательное и вращательное. Траектория движения какой-либо точки рабочего органа представляет собой циклоиду.

Рассмотрим, например, движение конечной точки  $A$  ножа (рис. 7.1,  $a$ ), находящейся в начальный момент в положении  $A_0$ . Через промежуток времени  $t$  ось барабана переместится в положение  $O_i$ , пройдя путь  $vt$ , а диск барабана повернется на угол  $\omega t$ , где  $v$  – поступательная, а  $\omega$  – угловая скорость фрезы.

При этом точка  $A$  ножа перейдет из положения  $A_0$  в положение  $A_i$  и ее координаты будут определяться уравнениями (7.1)[2] и (7.2)[2]:

$$x_i = vt + r \cos \omega t, \quad (7.1)$$

$$y_i = r \sin \omega t. \quad (7.2)$$

Эти уравнения в параметрической форме характеризуют траекторию абсолютного движения точки  $A$  ножа фрезы. Такую же траекторию будет иметь и любая другая точка ножа.

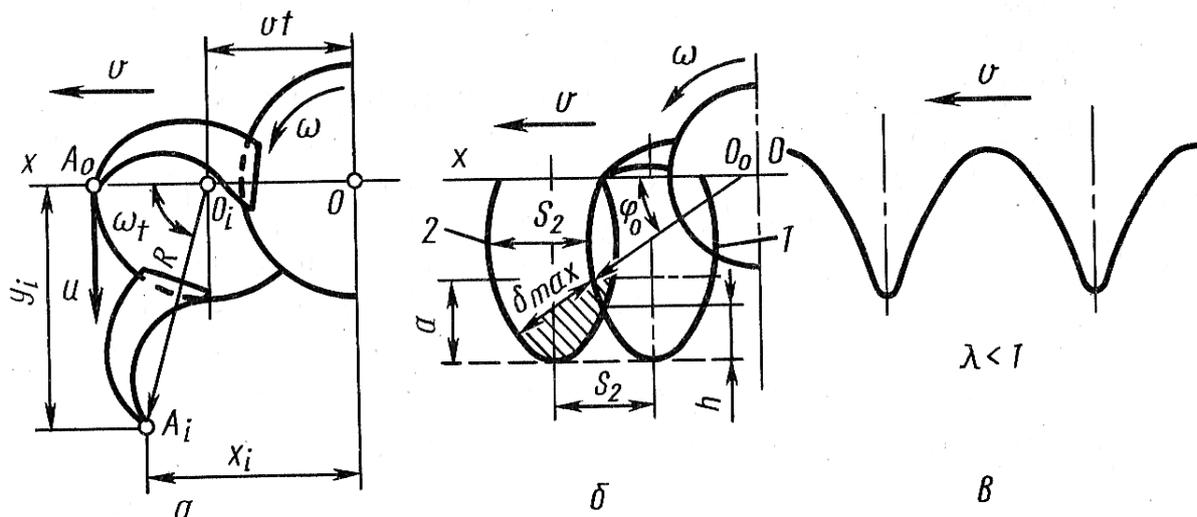


Рис. 7.1. Кинематика работы фрезы: а – определение уравнений движения; б – определение основных показателей работы; в – укороченная циклоида ( $\lambda < 1$ )

Геометрическая форма циклоиды будет зависеть от соотношения скоростей. Это соотношение называется работа фрезы и определяется по формуле (7.3)[2]

$$\lambda = u/v, \quad (7.3)$$

где  $u$  – окружная скорость точки  $A$ .

Показатель кинематического режима фрезы  $\lambda$  является важной характеристикой ее работы. Если  $\lambda < 1$ , то траектория точки  $A$  или другой точки ножа будет иметь форму циклоиды без петли (рис. 7.1, в), то есть укороченной. Если  $\lambda > 1$ , то циклоида будет с петлей (рис. 7.1, б), то есть удлиненной. Необходимо, чтобы для любой точки ножа фрезы  $\lambda > 1$ , так как в противном случае нож воздействует на почву не лезвием, а затылочной частью. Траектория ребер штанговых культиваторов, наоборот, обычно представляет собой укороченную циклоиду ( $\lambda < 1$ ).

### 7.3. Основные параметры фрезы

Работа фрезы характеризуется подачей на нож  $S_z$ , глубиной обработки  $a$  и высотой гребней  $h$  (рис. 7.1, б).

Барaban фрезы состоит из дисков и закрепленных на них ножей. Подачу на нож  $S_z$  вычисляют по формуле (7.4)[1]

$$S_z = vt_z, \quad (7.4)$$

где  $t_z$  – время, за которое последующий нож в относительном движении займет положение предыдущего, то есть повернется на угол, равный центральному углу между ними.

Время  $t_z$  находят из выражения (7.5)[1]

$$t_z = t_{об}/Z, \quad (7.5)$$

где  $t_{об}$  – время, за которое диск повернется на один оборот;

$Z$  – число ножей на одном диске.

Время одного оборота можно определить из условий  $\omega t_{об} = 2\pi$  и  $t_z = 2\pi/\omega Z$ . После подстановки и упрощений получается выражение (7.6)

$$S_z = 2nv/\omega Z = 2\pi R/\lambda Z. \quad (7.6)$$

Из формулы (7.6) видно, за счет каких параметров можно изменить подачу на нож, а следовательно, и степень воздействия фрезы на почву, в том числе крошение и высоту гребней  $h$ . Чем меньше подача на нож, тем меньше высота гребней  $h$ .

От подачи на нож зависит также толщина стружки  $\delta$  (рис. 7.1, б), определяющая степень крошения почвы. Толщина  $\delta$  – величина переменная. Ее максимальное значение определяется по формуле (7.7)[2]

$$\delta_{max} = S_z \cos \varphi_0 = S_z \sqrt{2a/R - (a/R)^2}. \quad (7.7)$$

Из этой формулы следует, что при неизменной подаче  $S_z$  на нож с уменьшением глубины  $a$  обработки почвы степень рыхления возрастает.

#### 7.4. Затраты мощности на работу фрез

Фрезы потребляют намного больше энергии, чем любое орудие с поступательным движением рабочих органов. Поэтому для экономии горючего необходимо знать затраты мощности на работу фрез.

Мощность  $N$ , затрачиваемая на работу фрез, определяется по формуле (7.8)

$$N = N_M + N_D + N_C, \quad (7.8)$$

где  $N_M$  – мощность на перемещение машины по полю, кВт;

$N_D$  – мощность на деформацию почвы, кВт;

$N_C$  – мощность на отбрасывание стружки, кВт.

Затратами мощности на трение в передачах фрезы обычно пренебрегают, так как они сравнительно невелики.

**Первое слагаемое** определяется по формуле (7.9)

$$N_M \approx 10^{-2} f Q v, \quad (7.9)$$

где  $Q$  – масса машины, кг;

$v$  – скорость рабочего движения, м/с;

$f$  – коэффициент перекачивания ( $f \approx 0,15 \dots 0,2$ ).

**Второе слагаемое** рассчитывается по формуле (7.10)

$$N_{\text{д}} = 10^{-4} k c h Z_{\text{общ}} n / 6, \quad (7.10)$$

где  $k$  – удельное сопротивление деформации почвы, МПа;

$c$  – сечение почвенной стружки, см<sup>2</sup>;

$h$  – глубина обработки, см;

$Z_{\text{общ}}$  – общее число ножей;

$n$  – частота вращения фрезерного барабана, мин<sup>-1</sup>.

Это слагаемое имеет наибольшее значение.

**Третье слагаемое** определяется по формуле (7.11)

$$N_{\text{с}} = 5 \cdot 10^{-4} \delta \cdot Q_{\text{п}} v_{\text{р}}^2, \quad (7.11)$$

где  $\delta$  – коэффициент отбрасывания, зависящий от формы рабочего органа (для полевого крючка 0,75, для болотного ножа 1);

$Q_{\text{п}}$  – масса почвы, отбрасываемая за 1 с;

$v_{\text{р}}$  – окружная скорость барабана, м/с.

При использовании системы «плуг–борона–культиватор» во время подготовки задернелой почвы к посеву, требуются большие затраты энергии на единицу обрабатываемой площади по сравнению с фрезой.

Фреза хорошо рыхлит почву, не оставляет неразрушенных почвенных глыб. Правильный выбор соотношения поступательной и окружной скоростей барабана фрезы и конструкции рабочих органов позволяет свести к минимуму распыление почвы.

## Лекция 8. Основы теории и расчет посевных машин

### 8.1. Технологические свойства семян

Под технологическими подразумевают лишь те свойства семян, которые оказывают существенное влияние на характер и закономерности протекания процесса их высева. К их числу относят форму, размеры, плотность и массу, фрикционные свойства, способность семян сопротивляться некоторым видам деформаций и т.д.

**Форма семян** может быть эллипсоидная, шаровидная, чечевицеобразная, бобовидная, пирамидальная.

**Размеры** характеризуются длиной  $l$ , шириной  $b$  и толщиной  $\delta$ . Длина семян зерновых культур изменяется в пределах от 4 (яровая пшеница) до 18,6 мм (овес), пропашных культур от 1,8 до 13,5 мм. Ширина семян зерновых культур изменяется от 1,4 до 4 мм, толщина – от 1 до

4,5 мм, ширина семян пропашных культур – от 1,5 до 11,5 мм, толщина – от 1,5 до 8 мм.

Форма и размеры семян влияют на процесс высыпания семян из отверстия бункера, от них зависит выбор типа высевашеющего аппарата и параметры ячеек высевашеющих дисков сеялок точного посева.

**Плотность  $\rho$**  определяется отношением массы семени к его объему. Плотность семян основных полевых культур колеблется от 1 (овес) до 1,4 (горох) т/м<sup>3</sup>. На ее значение влияют влажность, содержание воздуха в эндосперме и химический состав семян. Чем больше плотность семян, тем выше их полевая всхожесть.

**Абсолютная масса  $G_A$**  семян – это масса 1000 семян в граммах, что соответствует средней массе одного семени в миллиграммах. Она у зерновых культур составляет 20...42 г, у кукурузы 150...300 г, у гороха 100...200 г, у проса 7...9 г и у гречихи 15...25 г. Этим понятием пользуются, когда нужно более точно охарактеризовать качество семян.

Величину  $G_A$  необходимо также учитывать при расчете нормы посева семян и при пересчете с заданной нормы, выраженной в числе зерен на 1 га, на норму, выраженную в кг/га.

**Объемная масса** семян характеризуется коэффициентом заполнения объема  $k_{пл}$  (плотности укладки), представляющим собой отношение фактической массы единицы объема зерна (1 л семян в граммах) к теоретической массе того же объема  $G_T$ . Значение коэффициента плотности укладки семян колеблется в довольно широких пределах. Для семян основных зерновых культур  $k_{пл} = 0,58...0,65$ .

Объемная масса семян основных зерновых культур изменяется в пределах от 400...565 (овес) до 750...880 г/л (озимая пшеница). Для кукурузы – 700...865 г/л.

**Прочность** семян определяют исходя из нагрузок, вызывающих их травмирование со снижением всхожести и урожайности. Например, этот показатель для семян хлопчатника и сои составляет 49...52 Н, для кукурузы – 49...59 Н и т.д. Его следует учитывать при определении оптимальных параметров рабочих органов и режима их работы.

**Упругость** семян характеризуют коэффициентом восстановления при ударе, то есть отношением нормальных составляющих скоростей семени соответственно до и после удара о поверхность. Этот коэффициент варьируется в широких пределах (например, для гороха 0,30...0,42).

Соударения в рабочих органах наблюдаются при различных процессах: в зерновых сеялках – при движении семян по семяпроводам и падении на дно борозды, в пропашных – при работе отсекающих и выталкивателей, в процессе гнездообразования и т.д.

**Фрикционные свойства.** Основным видом трения семян – трение скольжения. Трение обычно невелико и не оказывает существенного влияния на закономерности движения семян.

Динамический коэффициент внешнего трения  $f_d$  для семян пшеницы, ячменя и кукурузы по различным материалам составляет 0,3...0,5. Со статическим коэффициентом  $f_{ст}$  он находится в соотношении  $f_d = (0,6...0,7) f_{ст}$ . Коэффициент внутреннего трения семян основных зерновых культур составляет  $= 0,44...0,57$ .

**Угол естественного откоса** семян зависит от их влажности. При увеличении влажности зерна пшеницы от 11 до 14 % угол естественного откоса увеличивается от 34 до 37°.

## 8.2. Закономерности движения семян

Истечение семян, клубней и гранулированных удобрений сквозь отверстия питающих емкостей подчиняется закономерностям движения сыпучих тел. Высыпание семян через отверстия проходит в пять этапов. В первый момент вытекают нижние слои, и уровень всей массы семян опускается равномерно. Семена при этом стремятся повернуться боковой осью по направлению движения, а упорядочение высыпания распространяется от отверстия к верхнему уровню семян. Расход семян  $Q_1$  (см<sup>3</sup>/с) на первом этапе подчиняется закону истечения жидкости из отверстия и вычисляется по формуле (8.1)[1]

$$Q_1 = \mu S \sqrt{2gh}, \quad (8.1)$$

где  $\mu$  – коэффициент сопротивления;

$S$  – площадь отверстия, см<sup>2</sup>;

$h$  – высота столба семян, см;

$g$  – ускорение свободного падения, см /с<sup>2</sup>.

Когда уровень семян в емкости достигает некоторой высоты  $h_1$ , над отверстием, из которого вытекают семена, образуется динамический разгружающий свод, имеющий форму параболоида. Первый этап высыпания переходит во второй, при котором семена выпадают с постоянной высоты, определяемой выражением (8.2)[2]

$$h_1 = r_{пр} / f', \quad (8.2)$$

где  $h_1$  – высота свода, см;

$r_{пр}$  – приведенный радиус отверстия, равный двойному гидравлическому радиусу, см;

$f'$  – коэффициент внутреннего трения.

Расход на втором этапе  $Q_{II}$  (см<sup>3</sup>/с) определяется по формуле (8.3)[1]

$$Q_{II} = 1,47\lambda\lambda_1 S(r_{пр}/f')^{0,5}, \quad (8.3)$$

где  $\lambda$  и  $\lambda I$  – коэффициенты расхода, зависящие от удельного веса и плотности укладки, размера семян и радиуса выходного отверстия.

Для пшеницы коэффициенты расхода составляют  $\lambda=1$  и  $\lambda I = 0,68...0,93$ .

Как только упорядочение высыпания распространяется до верхнего уровня, образуется воронка – начинается третий этап.

Семена, находящиеся за пределами центрального столба, стекают в воронку под углом естественного откоса, чем обеспечивается пополнение потока семян. Разница в скоростях движения центрального потока и стекающих боковых слоев приводит к некоторому углублению воронки, а также к увеличению ее диаметра из-за обрушивания боковых слоев зерна, граничащих с центральным столбом. Расход  $Q_{III}$  (см<sup>3</sup>/с) при этом находится из выражения (8.4)[1]

$$Q_{III} = (1,75k_{пл}Sr_{пр}^{0,25})/f'^{0,5}. \quad (8.4)$$

Когда понижающийся верхний уровень семян достигает высоты динамического разгружающего свода, последний разрушается, и высыпание замедляется – наступает четвертый этап. Расход на этом этапе также определяется по формуле (8.4). Но так как высота свода уменьшается и стремится к нулю, то расход в итоге будет нулевым. На пятом этапе высыпание осуществляется по скату дна емкости.

В итоге устанавливается определенная очередность истечения зерна. Сначала вытекают семена центрального столба, начиная от нижнего слоя и заканчивая верхним, затем семена боковых слоев, начиная от верхнего и кончая нижним.

Анализ выражений (8.1) – (8.4) свидетельствует о том, что расход зерна не зависит от высоты слоя семян в емкости над отверстием. Он уменьшается только тогда, когда внешние силы прогибают эластичный разгружающий свод или на дне семенного ящика останется слой семян меньше высоты этого свода. В то же время видно, что расход материала при свободном истечении зависит главным образом от площади сечения выходного отверстия.

Если сечение выходного отверстия уменьшается, то истечение семян через него может прекратиться, хотя диаметр отверстия в этот мо-

мент еще значительно больше среднего поперечного размера зерна. Истечение семян сквозь отверстие прекращается тогда при достижении условия (8.5)[2]

$$r_{кр} \leq 4\sqrt{b\delta}, \quad (8.5)$$

где  $\sqrt{b\delta}$  – средний поперечный размер зерна (принимается для пшеницы 2,2 мм; для ячменя 2,4 мм; для кукурузы 3,2 мм).

Основываясь на закономерностях свободного истечения сыпучего сельскохозяйственного материала из емкости, можно обосновать основные ее параметры.

Ширина днища  $b_{дн}$  определяется по формуле (8.6)[1]

$$b_{дн} = d_0 + 2b_1, \quad (8.6)$$

где  $d_0$  – оптимальный диаметр выходного отверстия;

$b_1$  – припуск на каждую сторону от отверстия (20...40 мм).

Передние и задние стенки емкости устанавливаются под углом к основанию, равным удвоенному углу трения высеваемого материала по окрашенной металлической поверхности.

Длина емкости  $l_e$  определяется по формуле (8.7)[2]

$$l_e = b(Z + 1), \quad (8.7)$$

где  $b$  – ширина междурядья;

$Z$  – число сошников.

Площадь поперечного сечения емкости определяется по формуле (8.8)[1]

$$S_e = V_e / l_e. \quad (8.8)$$

Рабочий объем  $V_e$  (м<sup>3</sup>) емкости определяется по формуле (8.9)[2]

$$V_e = \frac{l_r b_p Q_{max}}{10^4 \rho \eta_e}, \quad (8.9)$$

где  $l_r$  – длина гона от заправки до заправки, м;

$b_p$  – ширина захвата машины, м;

$Q_{max}$  – наибольшая норма высева, кг/га;

$\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_e$  – коэффициент использования вместимости емкости (0,85...0,9).

### 8.3. Теория катушечного высевающего аппарата

**Технологический принцип работы аппарата.** При вращении катушки (рис. 8.1, а) возникает поток семян, состоящий из зерен, попавших в желобки (зона II) и располагающихся между катушкой и дном коробки (активный слой, зона III).

В зоне I семена движутся свободно под действием силы тяжести. В зоне III движение семян вызывается силами внутреннего трения, которые возбуждаются ребрами катушки и передаются от одного слоя к другому. Толщина активного слоя  $h$  (рис. 8.1, б) для различных культур различна. Она не превышает шестикратной толщины семян. Например, для семян пшеницы  $h = 10$  мм (четыре слоя семян); для проса  $h = 7$  мм (пять слоев семян).

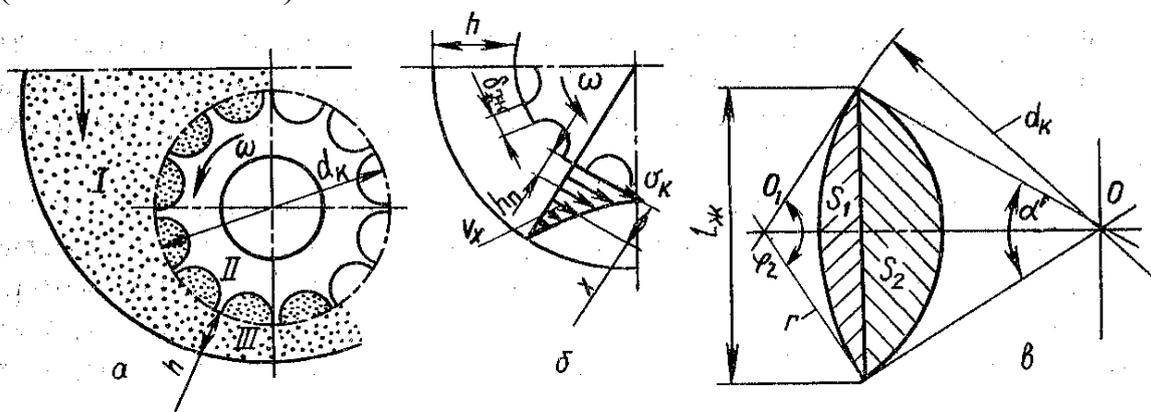


Рис. 8.1. Схема работы катушечного высевающего аппарата:  
а – зоны движения; б – характер распределения скоростей движения в активном слое; в – профиль желобка; I – свободное движение; II – принудительное движение; III – движение в активном слое

Закономерность изменения скорости движения семян в активном слое выражается зависимостью (8.10)[1]

$$v_x = f(x) = v_k(1 - x/h)^{m_1}, \quad (8.10)$$

где  $v_k$  – линейная скорость катушки;

$m_1$  – показатель степени, определяемый опытным путем (для пшеницы и ячменя – 2,6; для овса – 2,5; для льна – 1,7; для проса – 1,4).

На основе выражения (8.10) связь между  $h$  и  $h_n$  определяется по формуле (8.11)[1]

$$h_n = h/(m_1 + 1), \quad (8.11)$$

где  $h_n$  – приведенная толщина активного слоя, в котором семена движутся с постоянной скоростью, равной линейной скорости катушки  $v_k$ .

Значение  $h_n$  меняется незначительно с изменением длины рабочей части катушки и скорости ее вращения. Например, значение  $h_n$  для ржи находится в пределах 2,2...2,5 мм при изменении длины рабочей части катушки от 20 до 30 мм. Значение  $h_n$  уменьшается при увеличении рабочей длины катушки от 5 до 25 мм: для пшеницы от 5 до 3,2; для кукурузы от 10,3 до 5,3 мм.

**Определение параметров желобчатой катушки.** Объем семян, выброшенных катушкой за один ее оборот  $V_k$  (рабочий объем катушки), будет складываться из объема семян, попавших в желобки  $V_{жс}$  и объема семян, выброшенных из активного слоя  $V_{ак}$ , то есть  $V_k = V_{жс} + V_{ак}$ . Если значение  $V_{жс}$  принять приблизительно равным объему желобков, то объем семян в желобках катушки можно определить по формуле (8.12)[1]

$$V_{жс} = k_3 S_{жс} Z_{жс} l_k, \quad (8.12)$$

где  $k_3$  – коэффициент заполнения желобков (0,7...0,9) смотрите приложение;

$S_{жс}$  – площадь сечения желобка;

$Z_{жс}$  – число желобков (как правило,  $z_{жс} = 12$ );

$l_k$  – рабочая длина катушки (для зерновых культур максимальная ее длина равна 39 мм).

При выбранном диаметре  $d_k$  катушки (для зерновых культур  $d_k = 50$  мм) площадь сечения желобка определяется его профилем. Наиболее распространен профиль желобка, приведенный на рис. 8.1, в. Для этого профиля площадь сечения желобка определяется по формуле (8.13)[1]

$$S_{жс} = S_1 + S_2 = \frac{d_k^2 (a' - \sin a')}{8} + \frac{r^2 (\varphi_2 - \sin \varphi_2)}{2}. \quad (8.13)$$

Для нахождения  $S_{жс}$  используются соотношения (8.14)[1] – (8.16)[1]:

$$a' = \arcsin \cdot l_{жс} / d_k; \quad (8.14)$$

$$\varphi_2 = \arcsin \cdot l_{жс} / r; \quad (8.15)$$

$$l_{жс} = d_k \cdot \sin \pi / Z_{жс} - \delta_{жс}, \quad (8.16)$$

где  $\delta_{жс}$  – толщина перемычки между желобками (рис. 8.1, б)

$l_{жс}$  – ширина желобка.

При известной толщине активного слоя  $h_n$ , рабочей длине катушки  $l_k$  и ее окружной скорости  $v_k$  можно определить объем семян  $V_{ак}$ , выбрасываемых из активного слоя в единицу времени, по формуле (8.17)[1]

$$V_{ак} = h_n v_k l_k. \quad (8.17)$$

Время одного оборота катушки составляет  $60/n_k$ , а ее линейная скорость  $v_k = \pi d_k n_k / 60$ . Тогда объем семян  $V_{ак}$ , выбрасываемых из активного слоя за один оборот катушки, определяется по формуле (8.18)[1]

$$V_{ак} = \pi d_k h_n l_k. \quad (8.18)$$

С учетом значений  $V_{жс}$  и  $V_{ак}$  величина рабочего объема катушки  $V_k$  (см<sup>3</sup>) определяется по формуле (8.19)[1]

$$V_k = (k_3 S_{ж} Z_{ж} + \pi d_k h_n) l_k, \quad (8.19)$$

Рабочий объем катушки также можно определить через норму высева семян  $Q$  (кг/га), ширину междурядья  $b$  (м) и передаточное отношение  $i$  от оси опорно-приводных колес к валу высевающих аппаратов. За один оборот опорно-приводного колеса рядовой сеялки должно быть высеяно  $Q'_{1} = \pi d Q b Z / 10^4$  кг семян. Каждый аппарат при этом должен высеять  $Q'_{1а} = \pi d Q b / 10^4$ .

При плотности семян  $\rho$  высев аппаратом за один оборот колеса составляет  $V_{1а} = \pi d b / (10^4 \rho)$ , а с учетом скольжения колес вычисляется по формуле (8.20)

$$V_{1а} = \frac{\pi d Q b}{[10^4 \rho (1 - \eta)]}, \quad (8.20)$$

где  $\eta$  – коэффициент скольжения колес по почве (для зерновых сеялок  $\eta = 0,03 \dots 0,1$ ).

Количество семян, высеваемых за один оборот опорно-приводного колеса, определяется по формуле (8.21)[3]

$$N = V_k i, \quad (8.21)$$

где  $i$  – передаточное отношение валов, определяемое по формуле (8.22)[3]

$$i = n_a/n, \quad (8.23)$$

где  $n_a, n$  – частоты вращения вала аппаратов и вала опорно-приводного колеса соответственно.

Таким образом, величина рабочего объема катушки также может быть определена по формуле (8.24)[1]

$$V_k = V_{1a}/i = \frac{10^2 \pi d Q b}{\rho(1-\eta)i}. \quad (8.24)$$

Приравнивая выражения (8.19) и (8.24), получаем равенство (8.25)[1]

$$(k_3 S_{ж} z_{ж} + \pi d_k h_{п}) l_k = \frac{10^2 \pi d Q b}{\rho(1-\eta)i}. \quad (8.25)$$

Эта формула связывает в единую зависимость все основные конструктивные и технологические параметры и позволяет определить необходимую длину рабочей части катушки для заданных показателей нормы высева, ширины междурядья и передаточного числа сеялки. Однако расчет следует вести по максимально возможной норме высева, чтобы получить наибольшее значение рабочего объема катушки, не упуская из виду возможность размещения аппаратов под дном семенного ящика для принятой ширины междурядий.

**Рабочий режим катушки.** Из формулы (8.24) следует, что полный высев семян за один оборот катушки можно определить по формуле (8.26)

$$Q_{общ} = \frac{10^2 \pi d Q b}{i(1-\eta)}. \quad (8.26)$$

Подставив в последнее выражение значения  $i = n_a/n$ ,  $v_m = \pi d n/60$ ,  $\omega = n_a/30$ , для величины полного высева семян получим формулу (8.27):

$$Q_{общ} = \frac{2\pi Q v_m b}{[10^4 \omega(1-\eta)]}, \text{ М}^3. \quad (8.27)$$

Из этой формулы можно определить наименьшую угловую скорость катушки ( $\text{с}^{-1}$ ) по формуле (8.27)

$$\omega_{min} = \frac{2\pi Q v_m b}{10^4 Q_{общ}(1-\eta)}, \quad (8.28)$$

где  $v_m$  – скорость движения посевного агрегата, м/с.

Наибольшая угловая скорость катушки  $\omega_{max}$  определяет возможность выпадения зерна из желобков. Рассмотрим положение, когда зерно находится на краю желобка. Оно испытывает действие выталкивающей силы – центробежной силы катушки  $m\omega^2 r_k$  которой противодействует сила трения  $fmg$ , возникающая между зерном и катушкой.

Падение зерна окажется возможным при соблюдении условия равенства сил по формуле (8.29)

$$fmg = m\omega^2 r_k, \quad (8.29)$$

где  $m$  – масса зерна;

$r_k$  – радиус катушки;

$f$  – коэффициент трения зерна о металл.

Из этого равенства получаем формулу (8.30) для наибольшей возможной угловой скорости катушки высевающего аппарата

$$\omega_{max} = \sqrt{fg/r_k}. \quad (8.30)$$

Таким образом, угловая скорость катушки лежит в пределах

$$\frac{2\pi Q v_m b}{10^4 Q_{общ}(1 - \eta)} < \omega < \sqrt{fg/r_k}.$$

#### 8.4. Основы теории сошников

Рабочий процесс сошника складывается из трех фаз: образование бороздки, размещение в ней семян, частичная или полная заделка семян.

**Образование бороздки.** Формы и размеры бороздки, вскрываемой сошником, зависят главным образом от угла  $\alpha$  вхождения сошника в почву и от параметров клина, образуемого наральником анкерного и килевидного сошников и взаимным расположением дисков у двухдискового сошника.

На рис. 8.2 дан анализ сил, действующих на сошник с острым и тупым углами вхождения в почву.

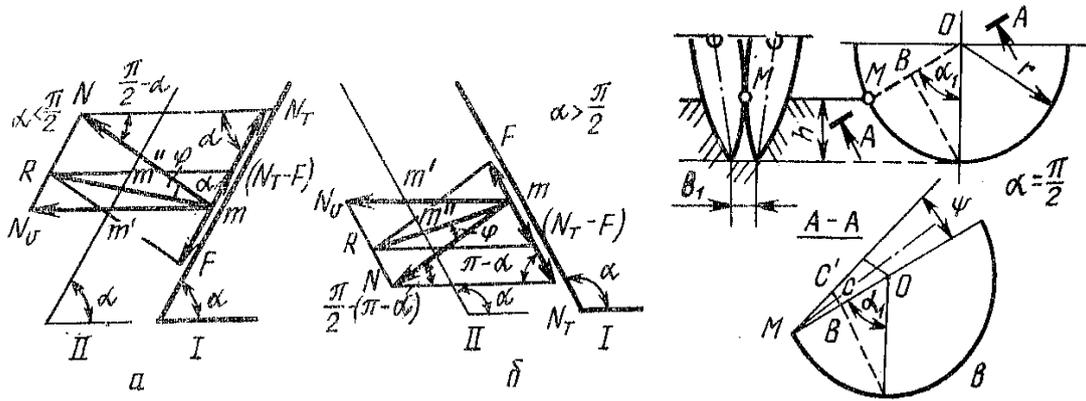


Рис. 8.2. Процесс бороздкообразования различными сошниками:  
 а, б, в – воздействие на почву сошников соответственно с острым, тупым углами  
 вхождения и двухдисковых; I, II – положения сошников

В первом случае движение почвенной частицы  $m$  вверх по сошнику возможно, если  $N_m \geq F$ , то есть если  $N \operatorname{tg} (\pi/2 - \alpha) \geq N \operatorname{tg} \varphi$ .

Отсюда получаем неравенства (8.31)[2]

$$\pi/2 - \alpha \geq \varphi \text{ или } \alpha \leq \pi/2 - \varphi, \quad (8.31)$$

где  $\varphi$  – угол трения.

При таком угле подъема сошника частицы почвы идут вверх по его лобовой грани, поверхность почвы рыхлится, а сошник углубляется в почву, образуя неровный волнистый микрорельеф. Это явление нежелательно, поэтому реальный угол вхождения сошника в почву должен быть больше рассчитанного.

Во втором случае движение почвенной частицы вниз по сошнику будет происходить тогда, когда  $N \operatorname{tg} [\pi/2 - (\pi - \alpha)] \geq N \operatorname{tg} \varphi$  или  $N \operatorname{tg} (\alpha - \pi/2) \geq N \operatorname{tg} \varphi$ .

Отсюда получаем неравенства (8.32)[2]

$$\alpha - \pi/2 \geq \varphi \text{ или } \alpha \geq \varphi + \pi/2 \quad . \quad (8.32)$$

Анализ уравнения (8.32) свидетельствует о том, что частицы почвы будут подминаться сошником, сам же сошник будет стремиться выйти из почвы, что также нежелательно.

Следовательно, значение угла вхождения сошника в почву должно ограничиваться пределами [2]

$$\pi/2 + \varphi \geq \alpha \geq \pi/2 - \varphi. \quad (8.33)$$

Если считать, что коэффициент трения чернозема по металлу  $f = 0,6$ , то пределы изменения угла вхождения сошника в почву будут  $121^\circ \geq a \geq 59^\circ$ . Это указывает на целесообразность применения сошников, у которых  $a = \pi/2$ , то есть прямой угол вхождения в почву.

Плоскости дисков дисковых сошников выполняют роль щек, а смыкающаяся передняя часть дисков заменяет наральник. Поэтому на размеры и форму бороздки влияют не только угол между дисками, но и высота расположения точки стыка кромок дисков.

Пусть точка  $M$  стыка дисков находится на высоте, определяемой углом  $a_1$  наклона радиуса  $OM = r$  (рис. 8.2, в) к вертикали. Обозначим угол раствора дисков сошника через  $\Psi$ . Разрезав диски по их горизонтальному радиусу, развернем половины дисков на  $\pi/2$ , совместив их с горизонтальной плоскостью. Тогда расстояние  $BC$  будет шириной вскрываемой сошником бороздки  $b_1$ .

Из треугольника  $BMC$  имеем выражения (8.34)[1] – (8.36)[1]:

$$BC = MB \sin \psi / 2, \quad (8.34)$$

$$MB = MO - BO = MO - OM \cos a_1 = r(1 - \cos a_1), \quad (8.35)$$

$$b_1 = 2r(1 - \cos a_1) \sin \psi / 2. \quad (8.36)$$

Когда точка  $M$  стыка поднята слишком высоко ( $a > \pi/4$ ), каждый из дисков работает отдельно, проводя самостоятельную бороздку, что агротехнически недопустимо при обычном посеве и используется в двухдисковом сошнике для узкорядных посевов.

Из выражения (8.36) можно определить угол раствора дисков  $\Psi$ . Поскольку высота  $h$  точки стыка дисков над опорной плоскостью будет  $h = r(1 - \cos a_1)$ , то

$$\sin \psi / 2 = b_1 / 2h, \quad (8.37)$$

**Размещение семян** в бороздке зависит не только от глубины хода сошника, но и от характера осыпи почвы, которая образуется под сошником при неразвитых его щеках.

Наилучшие показатели продольной равномерности высева и наименьшую ширину рядка высеянных семян дают килевидные сошники с тупым углом вхождения в почву, худшие анкерные сошники с острым углом вхождения в почву, сильно разбрасывающие семена в стороны, и еще худшие – дисковые сошники.

Для улучшения равномерности распределения семян по глубине в сошниках используют отражательную пластину, способствующую направлению семян к носку наральника, куда не достигает основание конуса осыпи и где дно бороздки почти ровное.

**Заделка семян.** По агротехническим правилам требуется укладывать семена на уплотненное ложе, в котором восстановлены капиллярные ходы, подающие влагу к семени. Дно бороздки уплотняют только скользящие сошники, опирающиеся на треугольник, а не на одну точку носка наральника.

После прохода сошника заделка семян происходит частично или полностью в результате осыпания почвы со стенок бороздки, которая располагается в конечном итоге под углом естественного откоса. При этом необходимо, чтобы сначала осыпалась более влажная почва из нижних слоев, а потом уже из верхних.

**Расстановка сошников.** Основопологающим здесь является то, что при движении сошника в разрыхленной почве появляется так называемый предсошниковый холм, развивающийся на некоторое расстояние вперед и в стороны (рис. 8.3).

Область почвы, на которую воздействует сошник, характеризуется некоторым контуром, размеры которого в продольном и поперечном направлениях обусловлены конструкцией сошника и состоянием почвы.

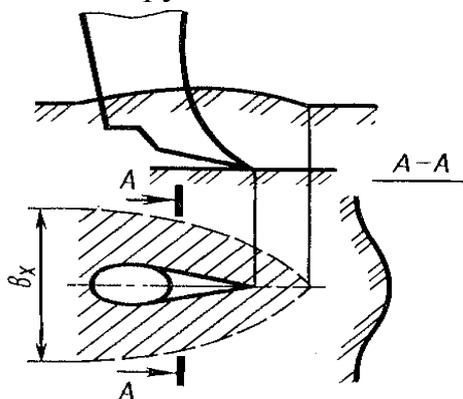


Рис. 8.3. Образование предсошникового холма

Ширина  $b_x$  предсошниковых холмов определяет наименьшее расстояние  $b$  между сошниками в одном ряду, так как должно быть выдержано условие  $b > b_x$ . В противном случае при постепенном сближении сошников в ряду до  $b = b_x$  предсошниковые холмы смыкаются, и образуется сплошной вал. Тогда сошники начнут грести почву, и нормальный процесс бороздкообразования нарушается.

По опытным данным: для килевидных сошников  $b \geq 15$  см; для анкерных сошников  $b \geq 20$  см; для двухдисковых сошников  $b \geq 25$  см.

Чтобы получить необходимую ширину междурядий, приходится, как правило, расставлять сошники на сеялках в два ряда.

В продольном направлении расстояние между сошниками принимают: для дисковых сошников рядовых сеялок – 22 см; для дисковых сошников узкорядных сеялок – 47 см; для килевидных сошников льяных сеялок – 35 см. Однако при этом полностью не устраняется влияние сошников заднего ряда на глубину заделки семян сошниками переднего ряда.

### 8.5. Равновесие сошников

**Силы, действующие на сошник.** На равномерность распределения семян по глубине влияет не только осыпание почвы, но и в значительной степени устойчивость хода сошника, которая обусловлена величиной и направлением действующих сил.

Корпус сошника 1 (рис. 8.4, а) жестко крепится к поводку 3, который вращается вокруг неподвижной горизонтальной оси, перпендикулярной к направлению хода сеялки. Следовательно, система сошник – поводок – это тело с одной степенью свободы.

При поступательном движении сошника в почве на него действуют в упрощенном виде такие силы: сила тяжести  $G$  сошника с поводком, сила  $G_1$  от давления пружины штанги 2, равнодействующая всех сил сопротивлений почвы движению сошника  $R$  и сила тяги  $P$ . Последняя разлагается на две составляющие:  $P_1$ , направленную вертикально вверх (создающую вертикальное давление в шарнире  $O$ );  $P_2$ , направленную по горизонтали (обеспечивающую движение сошника параллельно поверхности поля). Для равновесия необходимо, чтобы сумма векторов этих сил была равна нулю (8.38)[1]

$$G + G_1 + R + P = 0. \quad (8.38)$$

Форма сошника симметрична. Если он работает в однородной по технологическому составу среде, то его давление  $R'$  на левую стенку сошника (рис. 8.4, б) равно давлению  $R'$  на правую стенку, и результирующая этих давлений  $R$  расположена в плоскости симметрии сошника. Если состав почвы неоднороден, то давления почвы слева и справа будут неодинаковы. Это изменит направление силы  $R$  и приведет к попережным колебаниям сошника во время работы.

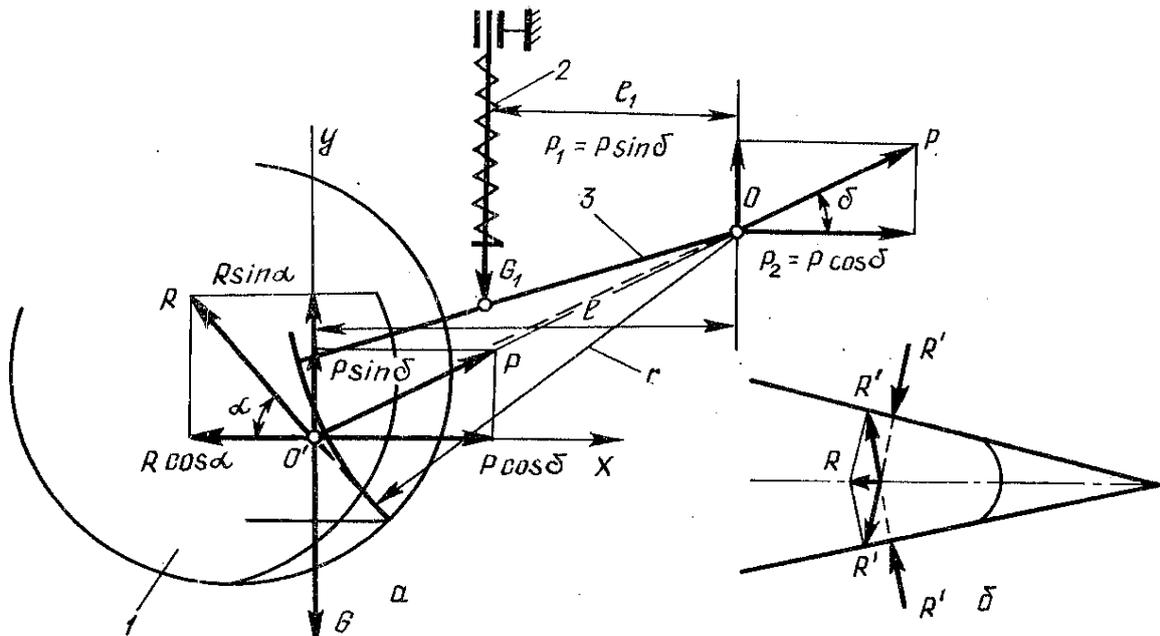


Рис. 8.4. Силы, действующие на сошник:  
*а* – в вертикальной плоскости; *б* – в плане

Симметричность формы сошника позволяет считать, что все действующие на него силы располагаются в одной плоскости. Проектируя их на оси *X* и *Y*, получим уравнения (8.39)[1] и (8.40)[1] равновесия сошника в горизонтальной и вертикальной плоскостях:

$$P \cos \delta = R \cos \alpha, \quad (8.39)$$

$$P \sin \delta = G + G_1 - R \sin \alpha, \quad (8.40)$$

где *a* – угол между горизонталью и направлением силы *R*;  
*δ* – угол наклона силы тяги к горизонту.

Если соблюдаются эти условия равновесия, то очевидно, что сошник при работе не колеблется в вертикальном направлении.

Для моментов сил относительно точки *O* имеем соотношение (8.41)[1]

$$G l + G_1 l_1 = R r, \quad (8.41)$$

где *l*, *l*<sub>1</sub>, *r* – плечи сил *G*, *G*<sub>1</sub>, *R* соответственно.

Из выражения (8.38) и (8.39) путем исключения величины угла *a* можно получить значение силы *R*

$$R = \sqrt{P^2 \cos^2 \delta + (G + G_1 - P \sin \delta)^2}. \quad (8.42)$$

Направление силы  $R$  определяется через угол  $\alpha$

$$tg\alpha = \frac{G+G_1-P\sin\delta}{P\cos\delta}. \quad (8.43)$$

На основании этих выражений можно установить расстояния  $r$  от носка сошника до точки его подвески

$$r = \frac{Gl+G_1l_1}{R} = \frac{Gl+G_1l_1}{\sqrt{P^2\cos^2\delta+(G+G_1-P\sin\delta)^2}}. \quad (8.44)$$

Таким образом, равновесие сошника, работающего в почве, зависит в основном от значения и направления  $R$  – силы сопротивления почвы. Так как эта величина не сохраняет постоянного значения, система сошника то поднимается, то опускается, поворачиваясь вокруг шарнира  $O$ .

**Устойчивость хода сошников.** Изменить глубину хода сошника можно путем изменения направления или значений действующих сил, при этом равновесие сошника будет нарушено. Новое равновесное положение будет достигнуто уже на другой глубине, когда удовлетворится условие равенства нулю суммы всех действующих сил.

Устойчивость хода сошников по глубине при постоянной поступательной скорости сеялки улучшается с удлинением поводка, с увеличением веса сошника, с уменьшением угла  $\delta$  наклона поводка. Устойчивость хода сошников по глубине не зависит от скорости поступательного движения сеялки, но колебания скорости ухудшают устойчивость, в особенности тяжелых сошников.

При установившемся движении сошника, когда действующие силы находятся в равновесии, равнодействующей сил  $R$  и  $G$  будет сила  $T$  (рис. 8.5, *a*), равная по абсолютному значению силе  $P$  и направленная противоположно ей.

Так как силы  $T$  и  $P$  находятся на одной прямой, то плечо силы  $T$  относительно шарнира  $O$  равно нулю.

Если изменится сила тяжести сошника  $G$  (например, увеличится давление пружины), то равновесие сил нарушается. Образуется плечо силы  $T$ , равное  $h$  (рис. 8.5, *б*). Тогда момент  $Th$  заставляет поводок сошника вращаться вокруг точки  $O$  против хода часовой стрелки, погружая сошник в почву, до восстановления равновесия.

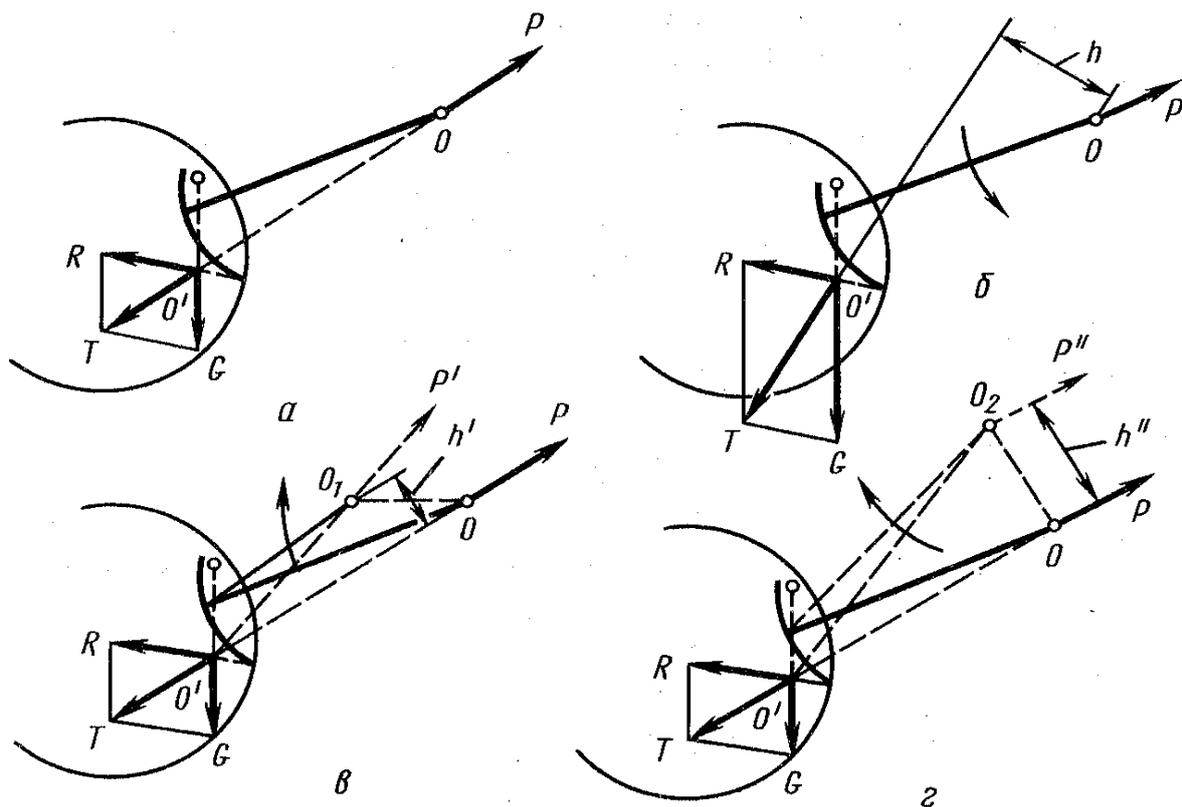


Рис. 8.5. Определение устойчивости хода сошника: а – равновесное состояние; б, в, г – неравновесное состояние, соответственно при увеличении силы тяжести, укорочении поводка, перенесении точки прицепа

Когда шарнирное крепление поводка перенесено по горизонтали из точки  $O$  в точку  $O_1$  (поводок укорочен), то равновесие сил также нарушается. Момент  $Th'$  (рис. 8.43, в), образовавшийся относительно нового центра вращения  $O_1$ , поворачивает поводок по ходу часовой стрелки, уменьшая глубину хода сошника, пока не восстановится равновесие сил.

Если шарнирное крепление поводка перенесено по вертикали вверх из точки  $O$  в точку  $O_1$ , то момент  $Th''$ , образовавшийся относительно нового центра вращения  $O_2$  (рис. 8.5, г), поворачивает поводок по ходу часовой стрелки, уменьшая глубину хода сошника, до восстановления равновесия.

Таким образом, глубину хода сошников в почве можно практически регулировать, изменяя нагрузку  $G$  на сошник (давление пружины на дисковом сошнике, груз на анкерном и т.д.), направление силы тяги  $P$  (переносом точки присоединения поводков по горизонтали и вертикали) и угол вхождения в почву. В современных сеялках получили распространение первый и последний способы регулировки.

## 8.6. Характеристика процесса точного высева семян

Особенностью сеялок точного высева является секционное размещение рабочих агрегатов с индивидуальным приводом к каждому высевающему аппарату, что обеспечивает хорошее копирование рельефа поля и равномерную по глубине заделку семян в почву. Изменяя передаточное отношение от оси приводных колес к высевающему аппарату, можно менять расстояние между семенами (гнездами) и число семян в гнезде.

Исходными данными для технологического расчета высевающих аппаратов пунктирной или гнездовой сеялок является число зерен на 1 га и схема размещения семян (гнезд) в соответствии с агротехническими допусками.

Общее число семян  $Q_C$  на 1 га определяется по формуле (8.45)[2]

$$Q_C = \frac{10^4 z_C}{b l_C}, \quad (8.45)$$

где  $b$  – ширина междурядий;

$l_C$  – расстояние между семенами (гнездами);

$z_C$  – число семян в гнезде.

Следовательно, чтобы засеять 1 га пашни с поступательной скоростью агрегата  $v_M$ , высевающий аппарат должен подавать  $Q_C'$  (ед/с) семян

$$Q_C' = \frac{v_M b Q_C}{10^4} = \frac{v_M z_C}{l_C}. \quad (8.46)$$

Частота образования гнезд  $Z_\Gamma$  (ед/с) при этом определяется по формуле (8.47)

$$Z_\Gamma = v_M / l_C \quad (8.47)$$

Учитывая, что высевающий диск для однозернового (пунктирного) посева имеет  $Z_\Delta$  ячеек с укладкой в ячейку только одного зерна, секундная подача семян диском определяется по формуле (8.48)[1]

$$Q_C' = n Z_\Delta / 60, \quad (8.48)$$

где  $n$  – частота вращения диска,  $\text{мин}^{-1}$ .

Исходя из условия  $Z_\Gamma = Q_C'$ , необходимое расстояние между зернами при пунктирном посеве определяется по формуле (8.48)[1]

$$l_c = \frac{60v_m}{z_{\pi}n}. \quad (8.49)$$

С учетом привода высевальных аппаратов от прикатывающих колес это же расстояние будет выражаться зависимостью (8.50)[2]

$$l_c = \frac{\pi d}{z_{\pi}i(1-\eta)}. \quad (8.50)$$

Действительное же расстояние между зернами будет несколько отличаться от расчетного из-за незаполнения некоторых ячеек диска.

Приравняв уравнения (8.49) и (8.50) и принимая  $u = \pi n d_D / 60$ ,  $d_D = l_{\pi} Z_{\pi} / \pi$ , получаем максимальную скорость  $v_{m \max}$  (м/с) посевного агрегата при пунктирном посеве

$$v_{m \max} = \frac{u_{\max} \pi d}{i l_{\pi} z_{\pi} (1-\eta)}, \quad (8.51)$$

где  $u_{\max}$  – максимальная окружная скорость диска по центру ячеек, м/с;

$d$  – диаметр прикатывающего колеса, м;

$i$  – передаточное отношение от колеса к высевальному диску;

$l_{\pi}$  – шаг ячеек, м;

$\eta$  – коэффициент скольжения прикатывающего колеса (0,03...0,05).

Значение  $v_{m \max}$  обычно не превышает 0,25...0,35 м/с.

### 8.7. Расчет аппарата для пунктирного посева

Работа дисковых высевальных аппаратов точного посева складывается из трех чередующихся фаз: западание семян в ячейки, отражение лишних семян, выталкивание семян.

**Западание семян в ячейки диска.** Согласно (8.46) и (8.51), засевание 1 га пашни заданным числом семян с максимально допустимой скоростью движения агрегата возможно только в том случае, если подобранный высевальной диск будет выносить семена каждой своей ячейкой.

При расчете линейных размеров ячейки необходимо исходить из того, что в нее должно укладываться одно самое большое семя, но не должны помещаться два самых маленьких семени фракции.

Для круглой ячейки при заполнении ее семенем в вертикальном положении должно выполняться условие (8.52)[1]

$$2\delta_{\min} > l_1 = b_{\max} + k_1, \quad (8.52)$$

где  $\delta_{\min}$  – минимальная толщина семени;

$l_1$  – длина ячейки;

$b_{\max}$  – максимальная ширина семени;

$k_1$  – зазор между стенкой ячейки и семенем.

При определении толщины диска (глубины ячейки)  $\delta_1$  для положения плашмя необходимо соблюдать условие

$$2\delta_{\min} > \delta_1 = \delta_{\max} + k_2 . \quad (8.53)$$

где  $k_2$  – зазор между верхней плоскостью диска и зерном.

В общем случае, без учета положения семени в ячейках, нужно исходить из объемов семян  $2V_{C \min} > V > V_{C \max}$  или их средних размеров

$$2\sqrt[3]{l_{\min} b_{\min} \delta_{\min}} > \sqrt[3]{l_1 b_1 \delta_1} > \sqrt[3]{l_{\max} b_{\max} \delta_{\max}} , \quad (8.54)$$

где  $V_C$  – объем семени;

$V, b_1, \delta_1$  – объем, ширина, глубина ячейки.

Другим фактором, обуславливающим западание семян в ячейки, является перемещение их по поверхности высевашего диска. В зависимости от формы семян можно ожидать или скольжения их по рабочей поверхности или качения-скольжения. Увлекая семена, вращающийся диск сообщает нижнему слою скорость, отличную от своей (но не более ее). Нижний слой семян увлекает вышележащий и т.д.

В результате происходит передача движения от высевашего диска массе семян в аппарате. Для изучения западания семян в ячейки диска наибольший интерес представляет их относительная скорость  $v_c$ , а не абсолютная  $u_c$ , так как без относительного перемещения этот процесс невозможен.

Рассмотрим процесс западания семени эллипсоидной формы в продолговатую ячейку. При единичном или небольшом слое семян в банке западание происходит в тот момент, когда центр тяжести семени оказывается у края ячейки (рис. 8.6, а). Если же высота слоя семян в банке значительна, что типично для дисковых высеваших аппаратов, то на семя, кроме силы тяжести  $mg$ , действуют силы вертикального  $F_v$  и горизонтального  $F_z$  давления, а также силы трения  $fF_z$  (рис. 8.6, б).

При таком действии сил момент западания семени начинается только после смещения его центра тяжести относительно края ячейки на некоторое расстояние  $\Delta l$ . Для разных семян эта величина различна. Так, для свекловичных семян  $\Delta l = (0,35...0,45)l$ . Когда же центр тяжести семени окажется ниже (или на уровне) поверхности диска, оно западает в ячейку.

Для качественного западания семян окружную скорость  $u$  центра ячеек диска необходимо уменьшать при увеличении размеров семян  $l$  и  $\delta$ , при уменьшении длины ячеек  $l_1$  и уменьшении абсолютной скорости семян  $u_c$ . При скоростях посевных агрегатов порядка 9 км/ч скорость центров ячеек для семян кукурузы достигает  $u = 0,73$  м/с, а для семян свеклы  $u = 0,43$  м/с.

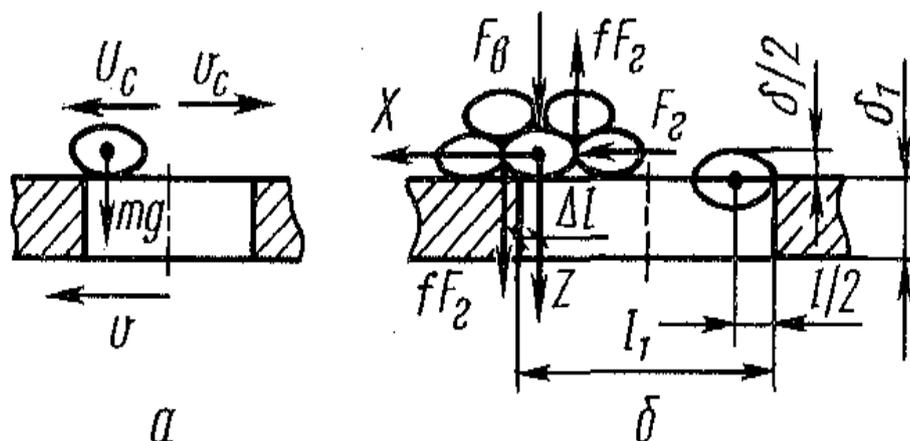


Рис. 8.6. Схема процесса западания эллипсоидного семени в ячейку диска:  
а – при единичном слое; б – при большом слое семян в банке

**Отражение семян.** Отражатели отделяют семена в ячейках от остальной массы. Они чаще всего бывают двух типов: рычажные (в кукурузных и хлопковых сеялках) и роликовые (в свекловичных сеялках).

При скольжении по диску и заполненным ячейкам наклонная кромка зуба рычажного отражателя должна перемещать массу семян относительно диска в сторону, противоположную его вращению. Скольжение семян по диску при этом обуславливается условиями защемления, то есть углом между передней гранью зуба отражателя и плоскостью диска. Его принимают из условия  $\alpha \geq 2\varphi$ .

Для рассматриваемого случая (рис. 8.7) дробление отсутствует при выполнении следующего условия: двугранный угол  $\alpha$ , образованный плоскостью кромки зуба отражателя 2 и вертикальной плоскостью, больше угла трения  $\varphi$ , то есть  $\alpha > \varphi$ .

Семя действует на наклонную кромку зуба с силой нормального давления  $N$ . Разложим ее на две составляющие:  $N_\nu$  – по направлению движения диска 1 и  $N_\tau$  – по направлению кромки зуба отражателя 2. Силе  $N_\tau = N \sin \alpha$  противодействует сила трения  $F_{\max} = N \tan \varphi$ .

Если  $\alpha \leq \varphi$ , то  $N_\tau = F_{\max}$ . В этом случае семя будет смято, так как момент силы  $G$  сжатия пружины, равный  $G l_1$ , и момент силы  $N_\nu$ , равный  $N_\nu h_1$ , направлены в одну и ту же сторону и прижимают зуб отсека-

теля к диску. Если  $a > \varphi$ , то силы  $N_\tau - F_{max}$  и  $N_v$  или  $N$  и  $F_{max}$  дают результирующую  $R$ , момент которой равен  $Rh$ . Для того чтобы семя не было разрушено, момент  $Rh$  должен быть больше момента  $Gl_1$ .

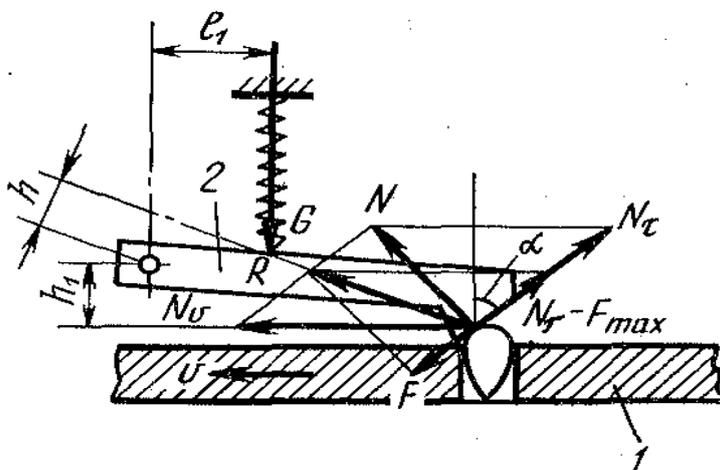


Рис. 8.7. Схема работы рычажного отражателя: 1 – высевающий диск; 2 – рычажной подпружиненный отражатель

Таким образом, для нормальной работы отражателя необходимо соблюдать условия (8.55)

$$\alpha > \varphi, Rh > Gl_1. \quad (8.55)$$

Исходя из этих условий, выбирают место расположения оси отражателя, давление пружины и угол кромки.

**Выталкивание семян.** Семена удаляются из ячеек в результате свободного выпадания и принудительного выталкивания. Чаще всего на кукурузных и хлопковых сеялках точного посева используются рычажные, а на свекловичных – пластинчатые клиновые выталкиватели.

Если семена в ячейках размещены свободно, они начинают выпадать, когда центр массы  $O_1$  (рис. 8.8, а) семени совпадает с кромкой  $B$  окна дна семенной коробки.

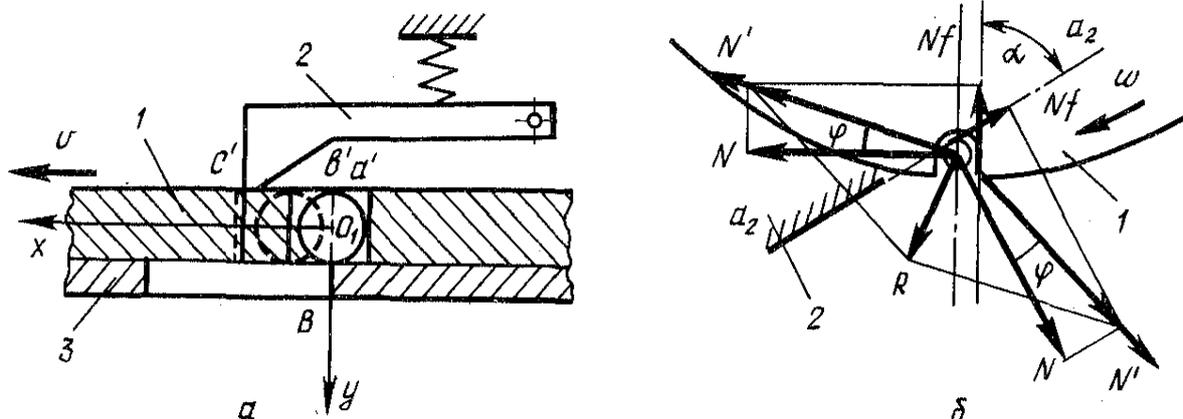


Рис. 8.8. Схема работы выталкивателя: а – рычажного; б – пластинчатого клинового; 1 – ячеистый диск; 2 – выталкиватель; 3 – дно семенной банки

Выталкивание семян рычажным выталкивателем из ячеек начинается, когда их центры масс проходят над кромкой **B** выбросного окна (рис. 8.8, а), и кончается, когда кромка зуба пересекает переднюю вертикальную стенку **c'** ячейки. Выталкиватель 2 устанавливают так, чтобы его зуб начинал опускаться под действием пружины в положении **b'**, когда задняя стенка ячейки **a** совпадает с обрезом **B** выбросного окна дна 3.

Профиль рабочей грани  $a_2-a_2$  пластинчатого клинового выталкивателя (рис. 8.8, б) определяется из условия удаления семени из ячейки.

Пусть грань наклонена к стенке ячейки под углом  $\alpha$ . При вращении диска 1 на семя действуют силы нормального давления  $N$  со стороны стенки ячейки и выталкивателя. Из-за наличия сил трения эти силы отклонены от нормали на угол трения  $\varphi$ . Просуммировав их, видим, что результирующая  $R$  стремится удалить семя из ячейки. Тогда с учетом равенства коэффициентов трения между семенем, с одной стороны, и стенкой ячейки и выталкивателем – с другой, условием выталкивания зерна из ячейки будет являться неравенство  $\alpha > 2\varphi$ .

Высевающий диск все время меняет наклон стенки ячейки по отношению к грани выталкивателя. Чтобы условие  $\alpha > 2\varphi$  постоянно соблюдалось, рабочая грань неподвижного клинового выталкивателя должна быть выполнена в виде логарифмической кривой.

## 8.8. Теория работы пневматических высевающих аппаратов

**Условие присасывания и выноса единичного семени.** Присасывание семени 2 (рис. 8.9) к отверстию высевающего диска 1 происходит в непосредственной близости всасывающего поля, то есть по мере удаления семени от отверстия резко падает скорость воздушного потока.

Рассмотрим условие захвата и выноса единичного зерна всасывающим воздушным потоком из общей массы семян. На семя действуют следующие силы:  $P$  – присасывающая сила воздушного потока;  $P_0$  – осевое давление в массе семян, зависящее главным образом от высоты столба семян в заборной камере и подающего действия эластичного ворошителя;  $mg$  – сила тяжести семени;  $P_u = mr_d\omega^2$  – инерционная центробежная сила;  $P_\delta$  – сила бокового давления семян.

Семя удерживается у отверстия за счет силы трения, возникающей от действия сил присасывающей и осевого давления, то есть [2]

$$F = (P + P_0)tg\varphi_1, \quad (8.56)$$

где  $\varphi_1$  – угол трения семени о диск.

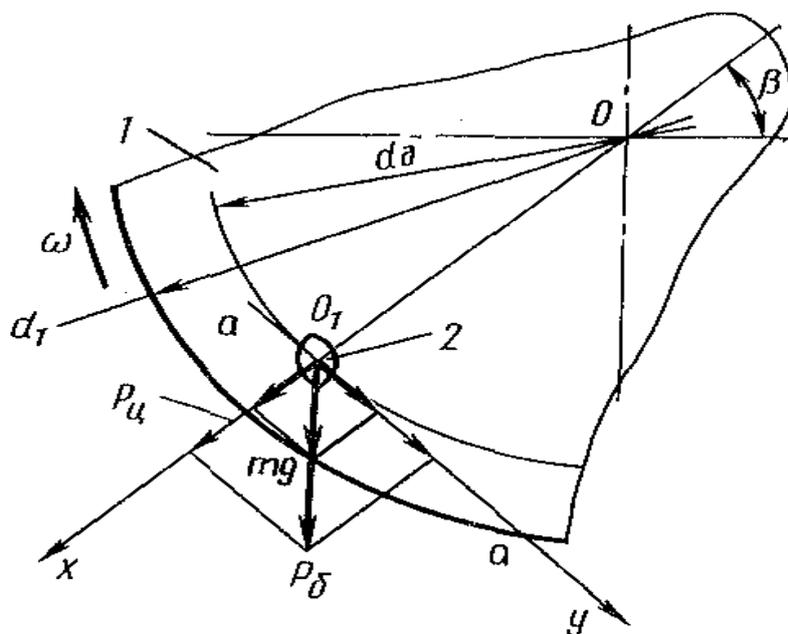


Рис. 8.9. Схема присасывания и выноса диском единичного зерна из массы семян: 1 – диск; 2 – зерно

Остальные действующие силы препятствуют выносу единичных зерен из общей массы семян, давая результирующую, направленную навстречу  $\omega$ .

Выберем начало координат в точке  $O_1$ , то есть в точке присасывания семени к отверстию  $d$  диска диаметром  $d_1$ . Проведем координатные оси, направив ось  $O_1Z$  по линии действия присасывающей силы (перпендикулярно плоскости чертежа), а ось  $O_1Y$  по  $a-a$ .

Результирующая  $R$  всех действующих сил определяется путем проецирования их на оси  $X$  и  $Y$ : [2]

$$P_x = P_u + mg \sin \beta + P_6 \sin \beta \operatorname{tg} \varphi, \quad (8.57)$$

$$P_y = mg \cos \beta + P_6 \cos \beta \operatorname{tg} \varphi, \quad (8.58)$$

где  $\varphi$  – угол внутреннего трения семян.

По причине незначительности величины  $P_6 \sin \beta \operatorname{tg} \varphi$  ее можно исключить из уравнения (8.57). Тогда с некоторым приближением легко результирующая всех сил находится по формуле (8.59)

$$R = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}. \quad (8.59)$$

После ряда подстановок и упрощений получаем значение результирующей силы

$$R = \sqrt{P_u^2 + m^2 g^2 + 2P_u mg \sin \beta + P_6 \cos^2 \beta \operatorname{tg} \varphi (2mg + P_6 \operatorname{tg} \varphi)}.$$

Условие присасывания и выноса единичного зерна из общей массы семян в общем виде формулируется выражением (8.60)

$$P \operatorname{tg} \varphi_1 \geq R. \quad (8.60)$$

Численное значение присасывающей силы  $P$  в общем виде определяется по формуле

$$P \geq \frac{\sqrt{P_u^2 + m^2 g^2 + 2P_u mg \sin \beta + P_6 \cos^2 \beta \operatorname{tg} \varphi (2mg + P_6 \operatorname{tg} \varphi)}}{\operatorname{tg} \varphi_1}.$$

При  $\beta = 0$  сила  $P$  определяется по формуле

$$P \geq \frac{\sqrt{P_u^2 + m^2 g^2 + P_6 \operatorname{tg} \varphi (2mg + P_6 \operatorname{tg} \varphi)}}{\operatorname{tg} \varphi_1}.$$

В высевальных аппаратах сеялок СУПН-8 и СУПН-6 максимальное давление семян  $P_6$  возникает при самом большом столбе семян над присасывающимся зерном, соответствующим углу  $\beta = 45^\circ$ .

Анализ результатов исследований пневматических высевальных аппаратов свидетельствует о том, что уровень семян в заборной камере

аппаратов значительно влияет на захватывание и вынос семян из общей массы.

**Режим работы и конструктивные элементы пневматического аппарата.** Присасывающую силу  $P$  можно выразить также через площадь присасывающего отверстия  $S$  и разрежение  $\Delta P$  по формуле (8.61)[2]

$$P = k\Delta PS, \quad (8.61)$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности, учитывающий суммарное действие различных факторов и определяемый экспериментально (для семян сахарной свеклы  $k = 0,35 \dots 1,15$ ; для хлопчатника  $k = 0,35 \dots 1,55$ ; для кукурузы  $k = 0,35 \dots 1,35$ ).

Площадь отверстия  $S$  находят по значению диаметра

$$d = (0,6 \dots 0,7)b_c, \quad (8.62)$$

где  $d$  – диаметр присасывающего отверстия;

$b_c$  – средняя ширина семян.

Между режимами работы пневматического аппарата и всей сеялки, а также конструктивными параметрами аппарата существует определенная связь.

Секундная подача семян  $Q_c'$  высевающим диском определяется по формуле (8.63)[2]

$$Q_c = u/(d + \Delta l), \quad (8.63)$$

где  $u$  – окружная скорость диска по центру отверстий;

$\Delta l$  – перемычка между отверстиями.

Величина  $d + \Delta l = l_{\text{я}}$  является шагом отверстий на диске. Для нормального процесса присасывания и выноса зерен необходимо, чтобы выполнялось условие (8.64)[2]

$$l_{\text{я}} \geq 2l_{\text{max}}, \quad (8.64)$$

где  $l_{\text{max}}$  – максимальный размер семян.

Секундную подачу семян  $Q_c'$  можно также выразить через скорость сеялки  $v_m$  и шаг пунктира  $l_c$  (расстояние между зернами или гнездами в рядке) по формуле (8.65)[2]

$$Q_c' = v_m/l_c. \quad (8.65)$$

Шаг пунктира  $l_c$  можно рассчитать по формуле (8.66)[2]

$$l_c = 10^4 Z_c / (Q_c b). \quad (8.66)$$

Сопоставляя уравнения (8.63) и (8.65), получаем окружную скорость диска по центру отверстий

$$u = \frac{v_n (d + \Delta l)}{l_c}.$$

С учетом того, что  $u = \pi d_D n / 60$ , можно определить диаметр высевающего диска по центрам отверстий по формуле (8.67)[2]

$$d_D = \frac{60 v_n (d + \Delta l)}{\pi n l_c}. \quad (8.67)$$

Полный диаметр диска определяется по формуле (8.68)[2]

$$d_1 = d_D + (3 \dots 4) l_{max}, \quad (8.68)$$

Количество отверстий  $Z_D$  на высевающем диске определяется по формуле (8.69)[2]

$$Z_D = \pi d_D / (d + \Delta l). \quad (8.69)$$

Общий расход воздуха  $Q$  вентилятором определяется по формуле (8.69)

$$Q = k_{\Pi} v_{ВП} S Z_B Z, \quad (8.70)$$

где  $k_{\Pi}$  – коэффициент присасывания, представляющий собой отношение скорости воздуха в отверстии с семенем к скорости без семян, ( $k_{\Pi} = 0,55 \dots 0,72$ );

$v_{ВП}$  – скорость воздушного потока в отверстии диска;

$Z_B$  – число ячеек диска, находящихся одновременно в вакуумной камере;

$Z$  – число аппаратов.

Скорость воздушного потока  $v_{ВП}$  в отверстии диска (без семени) при известном разрежении  $\Delta P$  в воздушной системе сеялки определяется по формуле (8.71)[2]

$$v_{\text{ВП}} = a\sqrt{2\Delta P/\rho}, \quad (8.71)$$

где  $a$  – аэродинамический коэффициент сопротивления отверстия, ( $a = 0,7 \dots 0,72$  для отверстий диаметром  $0,8 \dots 3$  мм);

$\rho$  – плотность воздуха.

Разрежение  $\Delta P$  подбирают так, чтобы присасывающая сила была в десятки раз больше силы тяжести семян. Отношение  $P/mg$  для семян сахарной свеклы составляет 125; для семян кукурузы – 32; для семян клещевины – 28.

## Лекция 9. Основы теории и расчет посадочных машин

### 9.1. Характеристика рабочего процесса сажалки

Рабочий процесс картофелепосадочной машины можно разделить на такие основные этапы: создание равномерного потока клубней и подача их к сошнику, открытие сошником бороздки, укладка на ее дно клубней и заделка их почвой. Как и для сеялок точного высева, исходными данными для технологического расчета рабочего процесса являются общее число клубней  $Q_C$ , которые должны быть высажены на 1 га, и схема размещения клубней – шаг посадки  $l_C$  (м) и ширина междурядий  $b$  (м).

Если известны частота вращения ВОМ трактора  $n_T$  ( $\text{мин}^{-1}$ ), передаточное число  $i$  от ВОМ к валу вычерпывающих аппаратов и число ложечек  $Z_L$  аппарата, то можно определить скорость движения посадочного агрегата  $v_M$  (км/ч) по формуле (9.1)[1]

$$v_M = \frac{600n_T i z_L}{Q_C b}. \quad (9.1)$$

Шаг посадки  $l_C$ , согласно (8.44) и (9.1), находится по формуле (9.2)[1]

$$l_C = \frac{50v_M}{3n_T i z_L}. \quad (9.2)$$

Предельная скорость посадочного агрегата связана с частотой выноса клубней вычерпывающим аппаратом. Практика показала, что при частоте выноса  $Q'_{C\text{max}}$  более семи клубней в 1 с резко возрастают пропуски. Исходя из этого, предельно допустимая скорость  $v_{M\text{max}}$  (км/ч) агрегата определяется по формуле (9.3)[1]

$$v_{M \max} = \frac{Q'_{c \max} l_c}{z_c}, \quad (9.3)$$

где  $Z_C$  – число клубней в гнезде.

При известной средней массе одного клубня  $m_{CP}$  (г) можно подсчитать расход посадочного материала  $Q$  (кг/га)

$$Q = \frac{0,6 n_T i z_L m_{CP}}{b v_M}. \quad (9.4)$$

## 9.2. Расчет картофелепосадочных аппаратов

Работа посадочных аппаратов ложечно-дискового типа складывается из трех последовательно чередующихся фаз, выполняемых за один оборот диска: захвата клубня в период прохождения ложечки слоя картофеля в питающем ковше; фиксации клубня в ложечке зажимом и переноса его к приемной горловине сошника; освобождения клубня зажимом и свободного его падения в сошник и далее в бороздку.

**Захват клубня** ложечкой зависит от размера и выровненности клубней, частоты вращения диска, зазоров между боковиной питающего ковша и ложечкой и между наружной кромкой ложечки и дном питающего ковша, толщины слоя клубней в питающем ковше.

Клубни надежно захватываются (1...3 % пропусков) при массе 40...100 г. Более мелкие клубни захватываются лучше, чем крупные. Однако при массе клубней менее 40 г ложечка может захватить два клубня. Кроме того, возникает опасность защемления клубня.

Возможность защемления исключается при условии

$$a \geq 2\varphi, \quad (9.5)$$

где  $a$  – угол между стенкой и касательной к ложечке в точке ее контакта с клубнем;

$\varphi$  – угол трения.

Так как  $\varphi = 30...35^\circ$ , то  $a \geq 60...70^\circ$ .

При известной поступательной скорости агрегата  $v_M$  (м/с), заданном шаге посадки  $l_C$  (м) и заданном числе  $Z_C$  клубней в гнезде, а также при условии, что все ложечки  $Z_L$  заполняются клубнями, частота вращения высаживающего диска  $n$  (мин<sup>-1</sup>) определяется из выражений (8.66) и (8.68) по формуле (9.6)[1]

$$n = \frac{60 v_M z_c}{l_c z_L}. \quad (9.6)$$

Формула (9.6) показывает, что с увеличением поступательной скорости агрегата частота вращения диска возрастает. Это неизбежно приведет к снижению захватывающей способности ложечек 1 (рис. 9.1) и выпадению из них клубней 2 под действием центробежной силы относительно наружного края ложечек (точка  $A$ ). Без учета влияния боковины питающего ковша на клубень, расположенный в ложечке, действуют следующие силы: сила тяжести  $mg$ , центробежная сила  $P_{ц}$ , нормальная  $N$  и касательная  $F$  реакции ложечки.

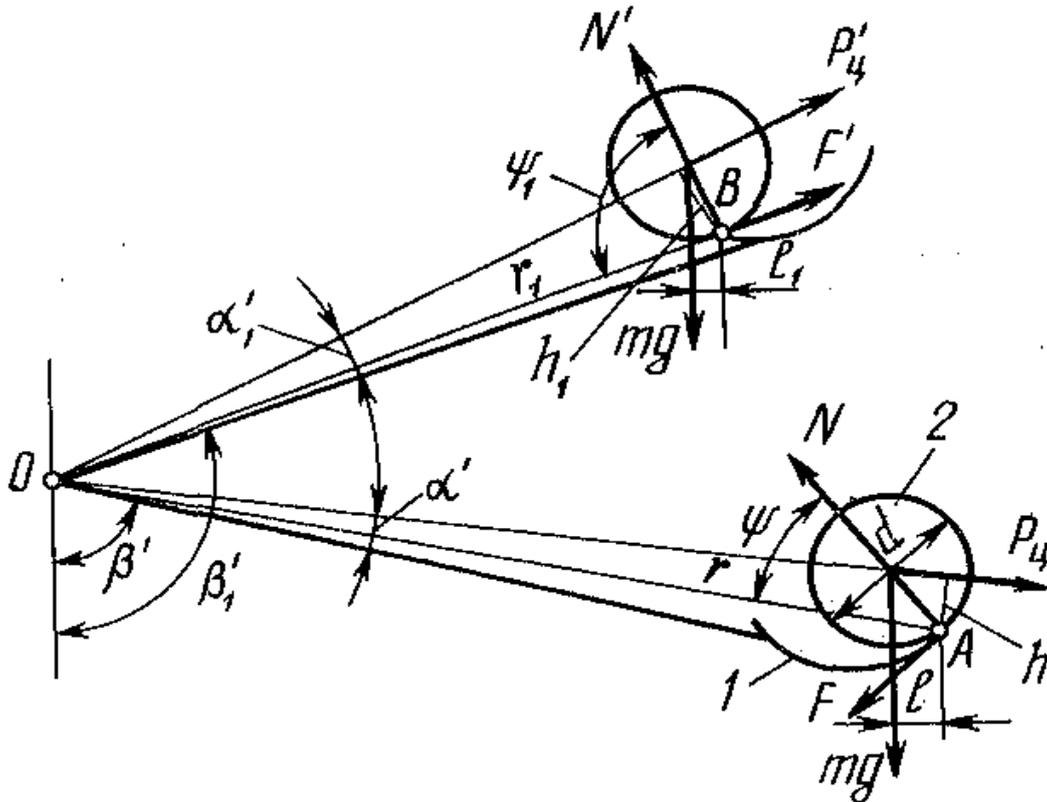


Рис. 9.1. Определение условий выпадания клубня из ложечки:  
1 – ложечка; 2 – клубень

Клубень не выпадает из ложечки при  $mg l \geq P_{ц} h$ .

Принимаем условия (9.2)[1] – (9.4)[1] :

$$l = 0,5 d \sin(\beta' - \psi), \quad (9.2)$$

$$h = r \sin \alpha', \quad (9.3)$$

$$P_{ц} = m \omega^2 r, \quad (9.4)$$

где  $d$  – диаметр условно круглого клубня;

$r$  – расстояние от оси вращения до края  $A$  ложечки;

$m$  – масса клубня;

$\omega$  – угловая скорость диска,

Теперь условие невыпадения клубня из ложечки примет вид (9.5)[1]

$$\sin(\beta' - \psi) \geq \frac{2\omega^2 r^2 \sin\alpha'}{gd}. \quad (9.5)$$

Анализ уравнения (9.5) показывает, что при малых значениях угла поворота диска  $\beta'$  клубень будет стремиться выпасть из ложечки, но ему будет препятствовать расположенный над ним слой картофеля. Если же ложечка выйдет из слоя, а угол  $\beta'$  будет меньше, чем этого требует выражение (9.5), то клубень выпадет.

На работу посадочного аппарата оказывает существенное влияние и зазор между боковиной питающего ковша и ложечкой. Поэтому последний делают регулируемым в зависимости от массы клубней (при массе клубней 30...100г зазоры будут соответственно от 2...4 до 14...16 мм).

**Фиксация в ложечке клубня** осуществляется в момент выхода ее из слоя картофеля. При этом отводящий рычажок зажима сходит с направляющей планки, а палец зажима под действием пружины прижимает клубень к ложечке. Несвоевременная фиксация клубня вызовет его выпадение тоже через край ложечки, но уже в другом месте (точка  $B$ ). Клубень сохранит устойчивое положение при условии  $mgl_1 \geq P_{ц} h_1$ . Подставив значения входящих в это неравенство величин и сделав упрощения, получим выражение (9.6)[1]:

$$\sin(\beta'_1 - \psi_1) \geq \frac{2\omega^2 r_1^2 \sin\alpha'_1}{gd}. \quad (9.6)$$

Из выражения (9.6) может быть установлен момент зажима клубня в ложечке для последующего переноса его к горловине сошника. По обобщенным данным, угол  $\beta'_1 = 90...115^\circ$ .

**Освобождение клубня зажимом.** Равномерность распределения клубней в рядке в значительной мере зависит от ритмичности освобождения клубней при подходе ложечек к горловине сошника. Если размеры клубней были бы одинаковы, то промежутки времени  $t$  между последовательными выпадениями клубней из ложечек были бы тоже одинаковы и определялись бы по формуле (9.7)[1]:

$$t = 2\pi/Z_{\text{Л}}\omega, \quad (9.7)$$

где  $Z_{\text{Л}}$  – число ложечек на диске;  
 $\omega$  – угловая скорость диска.

В действительности размеры клубней варьируют в широких пределах даже в отсортированном материале. Поэтому интервалы времени  $t'$  будут отличаться от расчетных  $t$  на некоторую величину  $\Delta t$ , обусловленную различием размеров клубней:

$$t' = t \pm \Delta t = 2\pi/(Z_{\text{Л}}\omega) \pm \Delta t. \quad (9.8)$$

Для определения значений  $\Delta t$  при работе вычерпывающего аппарата рассмотрим работу зажима (рис. 9.2).

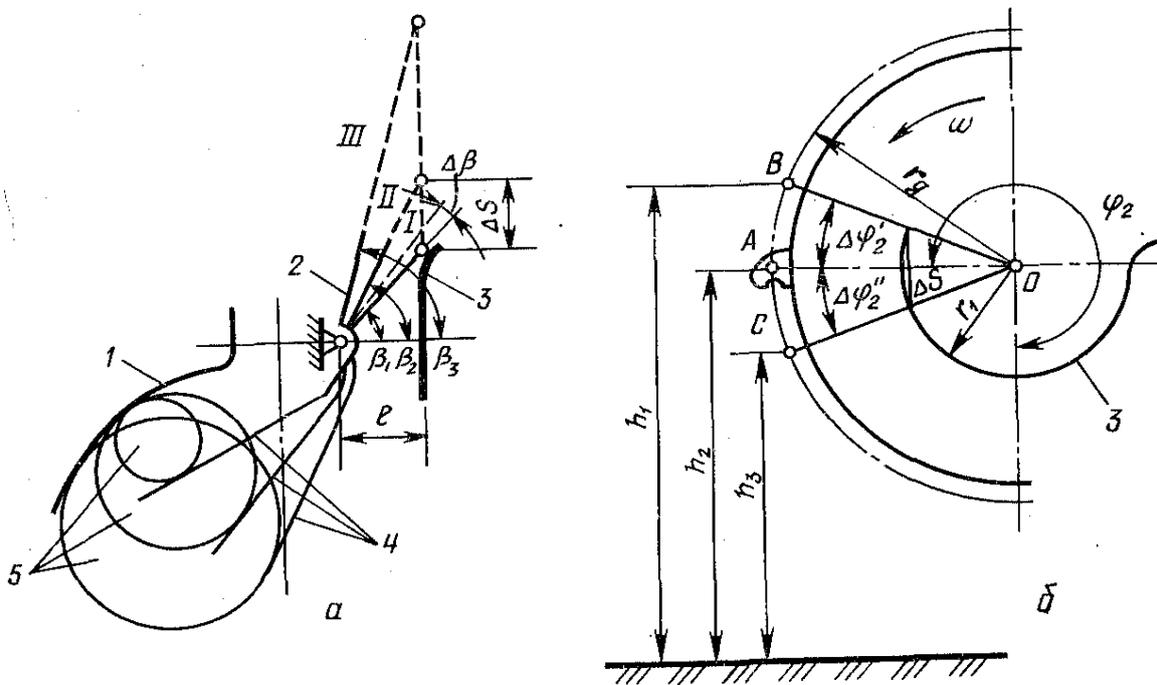


Рис. 9.2. Освобождение клубня зажимом:  
*а* – действие зажимного устройства; *б* – положение ложечки;  
 1 – ложечка; 2 – отводящий рычажок; 3 – направляющая планка;  
 4 – палец; 5 – клубень (мелкий, средний, крупный)

Палец 4 (рис. 9.2, *а*) освобождает клубень 5 при набегании отводящего рычажка 2 стержня зажима на направляющую планку 3. При этом начало выпадения отстает от момента набегания рычажка на планку, так как освобождение клубня связано с отходом пальца на некоторый угол

$\Delta\beta$ . Последний в зависимости от формы ложечки, параметров зажимного устройства, размеров и формы клубней изменяется в пределах 2...6°.

Если в ложечке находится мелкий клубень, то рычажок набегает на планку раньше (положение *I*), чем при крупном (положение *III*). Если принять, что клубни среднего размера выпадают в некотором положении ложечки *A* (рис. 9.2, *б*), то мелкие клубни будут выпадать в положении *B*, а крупные в положении *C*. Следовательно, если момент выпадения для средних клубней соответствует повороту диска на угол  $\varphi_2$ , то для мелких клубней на угол  $\varphi_2 - \Delta\varphi_2'$ , а для крупных клубней на угол  $\varphi_2 + \Delta\varphi_2''$ .

Отклонения угла  $\varphi_2$  рассчитываются по формулам (9.9) [1] и (9.10)[1]

$$\Delta\varphi_2' = l(\operatorname{tg}\beta_2 - \operatorname{tg}\beta_1)/r_1, \quad (9.9)$$

$$\Delta\varphi_2'' = l(\operatorname{tg}\beta_3 - \operatorname{tg}\beta_2)/r_1, \quad (9.10)$$

где  $r_1$  – радиус направляющей планки;

$l$  – расстояние между плоскостью планки и осью вращения зажима.

Следовательно, разные по размеру клубни будут падать с разной высоты. На основании соотношений, выведенных из рис. 9.2, *б*, имеем выражения (9.11)[1] и (9.12)[1]:

$$h_1 = h_2 + r_d \sin\Delta\varphi_2', \quad (9.11)$$

$$h_3 = h_2 - r_d \sin\Delta\varphi_2'', \quad (9.12)$$

где  $r_d$  – радиус диска по центрам ложечек.

Тогда в общем виде  $\Delta t$  определяется по формуле (9.13)[1]

$$\Delta t = \Delta\varphi_2 / \omega, \quad (9.13)$$

где  $\Delta\varphi_2$  – некоторый центральный угол поворота высаживающего диска, соответствующий ускорению или запаздыванию момента выпадения мелких или крупных клубней по сравнению со средними клубнями.

Теперь уравнение (9.8) имеет окончательный вид (9.14)

$$t' = \frac{2\pi}{(Z_L\omega)} + \frac{\Delta\varphi_2}{\omega} = \frac{(2\pi \pm Z_L\Delta\varphi_2)}{Z_L\omega}. \quad (9.14)$$

Из-за разницы промежутков времени между последовательными выпадениями неодинакового размера клубней в итоге получается не-

равномерное (до 15...18 %) их распределение вдоль ряда. Поэтому перед посадкой клубни сортируют на три общепринятые фракции: 30...50 г, 50...80 г и 80...100 г.

### 9.3. Параметры сошников и заделывающих устройств

В картофелепосадочных машинах бороздкообразование выполняют сошниками с острым углом  $\alpha$  вхождения в почву (рис. 7.2, а). Угол  $\alpha$  выбирают таким, чтобы при движении сошника осуществлялось резание со скольжением почвы вдоль рабочих кромок без ее сгуживания.

Для заделывающих устройств существенное значение имеют параметры заделывающих дисков и их установка под различными углами к горизонту и к направлению движения. Глубина заделки клубней при гребневой посадке должна быть минимум 12...14 см, чему должны соответствовать условия  $b_{\Gamma} = 2 h_{\Gamma} \operatorname{ctg} \gamma$  (рис. 9.3) и  $cde = c'fg$ , то есть равенство площадей сечения бороздки и гребня.

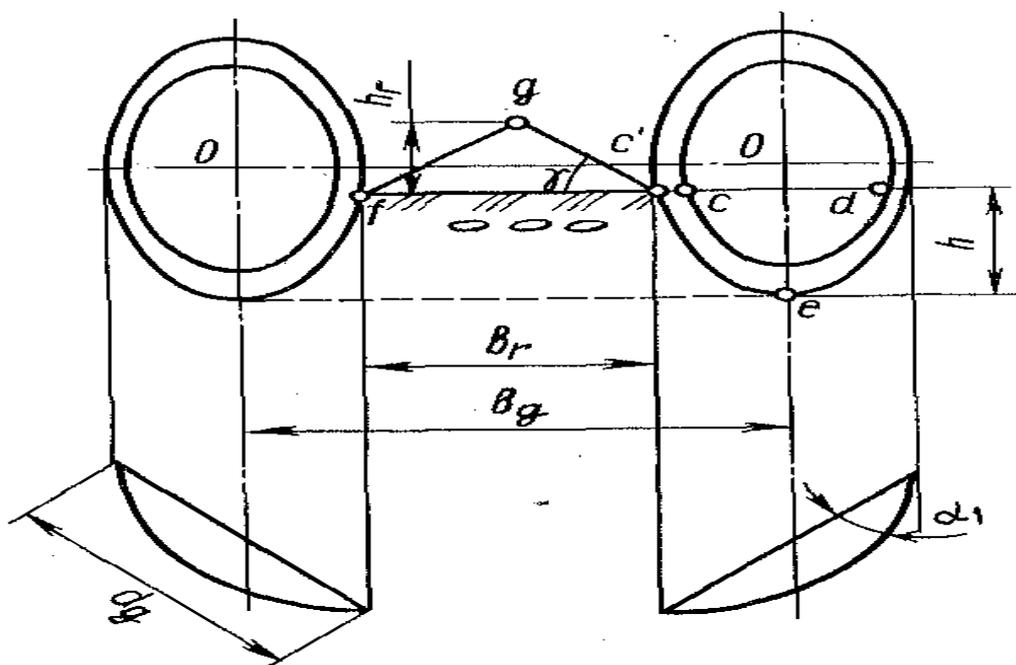


Рис. 9.3. Определение параметров заделывающих сферических дисков

При условии, что диски установлены вертикально с углом атаки  $\alpha_1$ , площади сечения бороздки  $S_{\vartheta}$  и гребня  $S_{\Gamma}$  определяются по формулам (9.15)[1] и (9.16)[1]:

$$S_{\vartheta} = (2/3)d'_{\text{Д}}hs\sin\alpha_1 = (4/3)h\sqrt{h(d_{\text{Д}} - h)}\sin\alpha_1; \quad (9.15)$$

$$S_{\Gamma} = 0,25h_{\Gamma}b_{\Gamma}, \quad (9.16)$$

где  $d_{\Gamma}$  – диаметр диска;

$h$  – глубина хода дисков, ( $h = 0,1 \dots 0,15$  м);

$d'_{\Gamma}$  – хорда диска, соответствующая глубине  $h$ ;

$h_{\Gamma}$  и  $b_{\Gamma}$  – высота и ширина гребня.

При известных параметрах гребня, дисков и глубине их хода по формулам (9.15) и (9.16) находим угол атаки  $\alpha_1$ , а из рис. 9.3 определяем расстояние между дисками  $b_{\Gamma}$  по формуле (9.17)

$$b_{\Gamma} = b_{\Gamma} + d'_{\Gamma} \sin \alpha_1. \quad (9.17)$$

#### 9.4. Кинематические режимы работы рассадопосадочных машин

Рабочий цикл высаживающих рассаду аппаратов состоит из трех непрерывно чередующихся фаз: вкладывание рассады в захват (рассадодержатель), перемещение рассады к бороздке, высадка ее в почву.

**Вкладывание рассады в захват (рассадодержатель)** выполняется вручную. Поэтому скорость движения держателя рассады определяется средним числом закладок.

По опытным данным, сажальщик в состоянии сделать в среднем  $Q'_{C \max} = 35 \dots 40$  закладок в 1 мин.

Средний период закладки  $t_3$  (с) определяется по формуле (9.18)

$$t_3 = 1/Q'_{C \max} = l_C/v_m, \quad (9.18)$$

где  $l_C$  – расстояние между растениями в рядке по агротехническим требованиям, ( $l_C = 0,15 \dots 0,70$  м);

$v_m$  – поступательная скорость посадочного агрегата, м/с.

Этот же период закладки определяется по формуле (9.19)

$$t_3 = 2\pi r/(uZ_{\Gamma}), \quad (9.19)$$

где  $r$ ,  $u$  – соответственно радиус и окружная скорость вращения центров рассадодержателей;

$Z_{\Gamma}$  – количество рассадодержателей.

Приравнявая правые части выражений (9.18) и (9.19) и принимая отношение  $u/v_m$  через  $\lambda$  – кинематический показатель работы посадочного аппарата, получим уравнение (9.20), связывающее конструктивные параметры рассадопосадочного аппарата с его кинематическим режимом

$$\lambda = 2\pi r / (Z_D l_c). \quad (9.20)$$

**Перемещение рассады к бороздке.** Каждая точка рассады совершает сложное движение: относительное с угловой скоростью  $\omega$  и переносное вместе с машиной со скоростью  $v_m$ . Обозначим исходное положение держателя рассады таким, чтобы его ось находилась на уровне горизонтального диаметра диска. Приняв за начало координат центр диска  $O$  (рис. 9.4, а) и направив ось  $X$  в сторону движения машины, а ось  $Y$  по вертикали вниз, рассмотрим движение  $i$ -й точки рассады.

Уравнение траектории абсолютного движения какой-либо точки растения в горизонтальном и вертикальном направлениях будут иметь следующий вид [1]:

$$x_i = v_m t + r_i \cos \omega t; \quad y_i = r_i \sin \omega t. \quad (9.21)$$

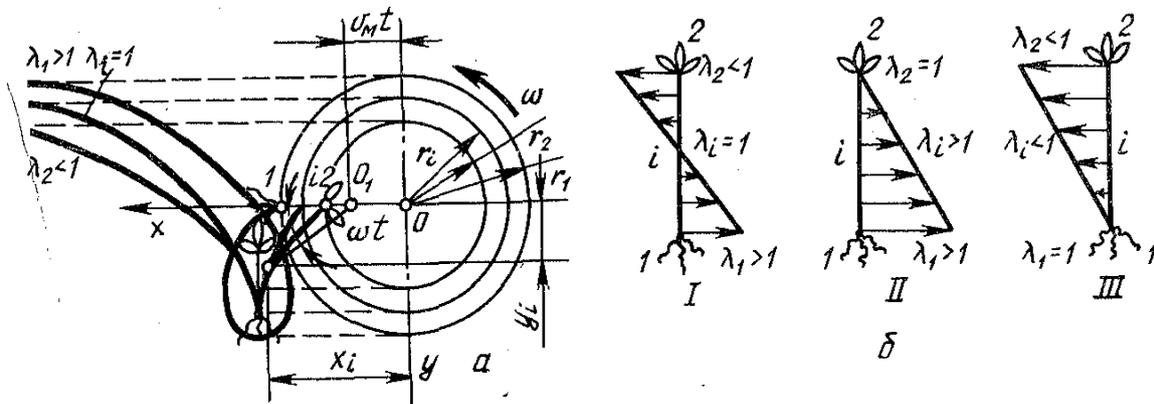


Рис. 9.4. Определение кинематического режима работы рассадопосадочного аппарата: а – кинематика рассады в процессе ее высадки; б – эпюры распределения скоростей различных точек рассады; I, II, III – различные режимы высадки рассады; 1 – корень рассады; 2 – вершина рассады

Уравнения (9.21) определяют траекторию движения  $i$ -й точки рассады, представляющую собой циклоиду. Продифференцируем эти уравнения по времени. Тогда получим проекции абсолютных скоростей точек рассады [1]:

$$v_x = dx/dt = v_m - \omega r_i \sin \omega t; \quad v_y = dy/dt = \omega r_i \cos \omega t. \quad (9.22)$$

**Высадка рассады в почву** будет проходить в крайнем нижнем положении рассады, когда она займет вертикальное положение, опустившись корнями в бороздку, то есть  $\omega t = \pi/2$ . В этот момент уравнения абсолютной скорости  $i$ -й точки запишутся следующим образом [1]:

$$v_{Ai} = v_x = v_m - \omega r_i; \quad v_y = 0. \quad (9.23)$$

Если принять для  $i$ -й точки условие  $\lambda_i = 1$ , то есть  $v_m = \omega r_i$ , то ее траекторией движения будет обыкновенная циклоида (при нулевой абсолютной скорости  $v_{Ai}$ ).

Тогда для точки 1 (рис. 9.4, б) будут справедливы условия:  $\lambda_1 > 1$  и  $\omega r_1 > v_m$ . Траектория движения – удлиненная циклоида. Абсолютная скорость  $v_{A1} = v_{x1} < 0$ .

Для точки 2 соответственно справедливы условия:  $\lambda_2 < 1$  и  $\omega r_2 < v_m$ . Траектория движения – укороченная циклоида. Абсолютная скорость  $v_{A2} = v_{x2} > 0$ .

Таким образом, в аппарате дискового типа в момент посадки нулевую скорость будет иметь лишь одна точка рассады, скорости других точек будут отличны от нуля. При этом возможны различные варианты кинематических режимов работы аппарата (режимы *I*, *II*, *III*).

Теоретически скорость корешка рассады в момент посадки должна равняться нулю (режим *III*). Однако из-за скольжения колес, приводящих в движение высаживающие аппараты, осуществить это условие практически невозможно. Кроме того, в момент высадки в результате перемещения почвы прикатывающими катками рассада несколько наклоняется вперед. Поэтому для придания стеблям рассады вертикального положения следует принимать для корешков  $\lambda_1 > 1$  (режимы *I* и *II*).

**Заделка рассады в почве.** Прикатывающие катки должны обеспечивать плотное обжатие корня высаживаемого растения в почве.

Интенсивность уплотнения определяется по формуле (9.24)[1]

$$K = G / (b_0 \sqrt{d_0}), \quad (9.24)$$

где  $K$  – степень колееобразования;

$G$  – нагрузка на колесо;

$b_0$  и  $d_0$  – ширина обода и диаметр колеса.

Для посадочных машин  $K$  должно быть равно 2...3.

## **Лекция 10. Основы теории и расчет машин для внесения твердых органических удобрений**

Машины для внесения твердых органических удобрений подразделяют на кузовные разбрасыватели и разбрасыватели из куч. Наиболее распространены кузовные разбрасыватели. Они установлены на одно-

или двухосные прицепы, которые выполнены, как правило, универсальными, т. е. после снятия разбрасывающих устройств могут быть использованы как тракторные саморазгружающиеся полуприцепы, так и прицепы.

В процессе работы навозоразбрасывателя (рис. 10.1) верхняя ветвь транспортера 3 перемещает удобрения, находящиеся в кузове 4 слоем  $H$ , с малой скоростью  $U_{TP}$  к разбрасывающему устройству, состоящему из двух шнеко-лопастных барабанов: нижнего 1 измельчающего и верхнего 2 разбрасывающего. При этом лопасти барабана 1 интенсивно рыхлят навоз, измельчают солоmistые включения и направляют разрыхленную и измельченную массу на барабан 2, который разбрасывает ее по полю. Так как шнековая навивка на барабане от оси симметрии навозоразбрасывателя расходится влево и вправо к периферии, то ширина  $B_P$  полосы разброса удобрений значительно превышает ширину  $B_K$  кузова ( $B_P \gg B_K$ ). Таким образом, навозоразбрасыватель включает два основных рабочих органа: дозатор и разбрасыватель.

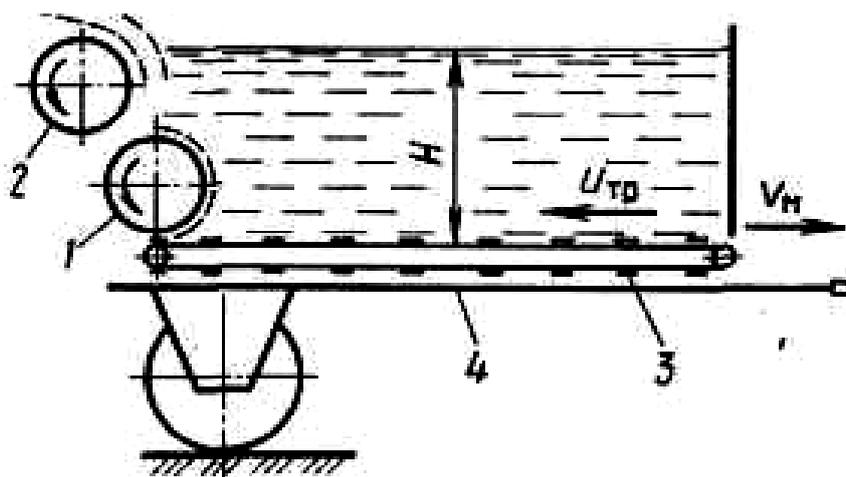


Рис. 10.1. Схема рабочего процесса навозоразбрасывателя:  
1, 2 – нижний и верхний барабаны; 3 – транспортер; 4 – кузов

В наиболее распространенных кузовных разбрасывателях дозирующим устройством служат цепочно-планчатые (цепочно-скребковые и цепочно-прутковые) транспортеры, размещенные на дне питающих емкостей (прицепов или полуприцепов).

Секундная подача удобрений транспортером зависит от его скорости  $U_{TP}$  и ширины транспортера  $B_K$ , толщины  $H$  слоя удобрений (высоты кузова) и плотности  $\rho$ . Она определяется по формуле (10.1)[2]

$$q = \rho U_{TP} B_K H. \quad (10.1)$$

При заданной дозе  $Q$  внесения удобрений скорости  $V_M$  движения машины и ширине  $B_P$  разбрасывания секундная подача удобрений должна составлять [2]

$$q_3 = QB_P V_M. \quad (10.2)$$

Так как величины  $B_K$ ,  $H$  и  $B_P$  для конкретного навозоразбрасывателя постоянны, то для настройки его на заданную дозу  $Q$  при определенном значении  $\rho$ , нужно изменить скорость  $U_{TP}$  или  $V_M$ . Так как при настройке  $q = q_3$ , то, приравняв правые части формул (10.1) и (10.2), получим скорость транспортера [2]

$$U_{TP} = QB_P / (\rho B_K H). \quad (10.3)$$

Таким образом, при изменении значения  $\rho$  настройка должна быть изменена варьированием скорости  $U_{TP}$ .

Транспортер приводится кривошипно-ползунным и храповым механизмами (рис. 10.2).

Храповое колесо 1 жестко закреплено на ведущем валу 2 транспортера, вал 6 кривошипа соединен с валом редуктора, приводимого от ВОМ трактора. При рабочем движении собачка 7 упирается в зуб колеса 1 и вместе с ним поворачивает вал 2 транспортера. От обратного движения колесо 1 удерживает собачка 3. Для регулирования скорости  $U_{TP}$  служит кулисный механизм 5, которым изменяют радиус (эксцентриситет) пальца кривошипа, а вместе с ним ход шатуна 8 и амплитуду колебаний коромысла 9. При этом транспортер движется прерывисто. Его средняя скорость при таком регулировании может изменяться в пределах 0,006...0,06 м/с.

При разбрасывании навоза из куч размеры дозирующего окна валкообразователя изменяют по ширине от 0,2 до 1,0 м, по высоте от 0,12 до 0,35 м.

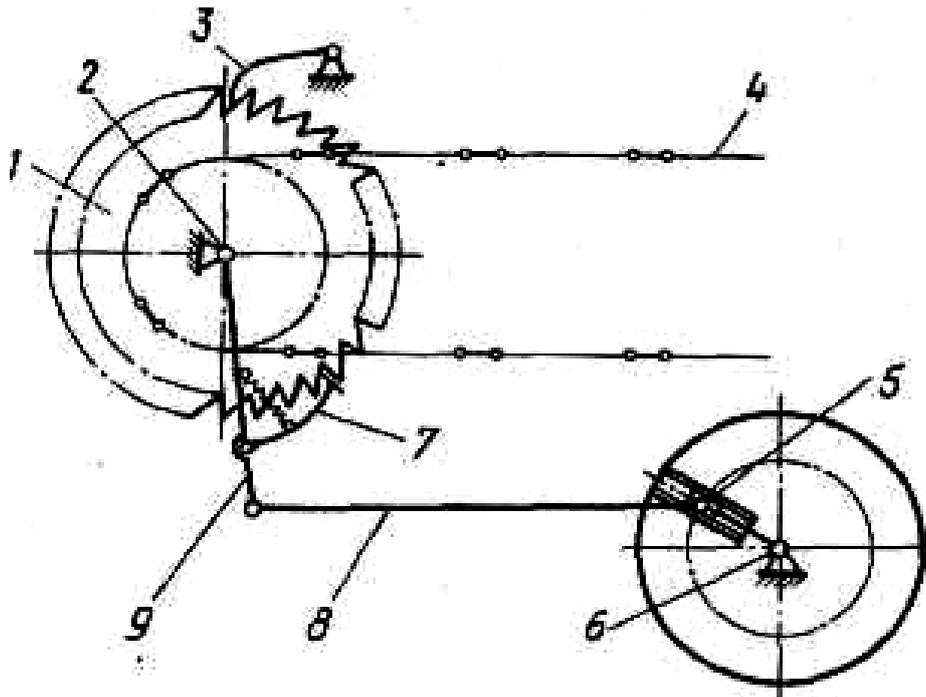


Рис. 10.2. Механизм привода транспортера навозоразбрасывателя: 1 – храповое колесо; 2 – ведущий вал; 3, 7 – предохранительная и ведущая собачки; 4 – цепь; 5 – кулисный механизм кривошипа; 6 – вал кривошипа; 8 – шатун; 9 – коромысло

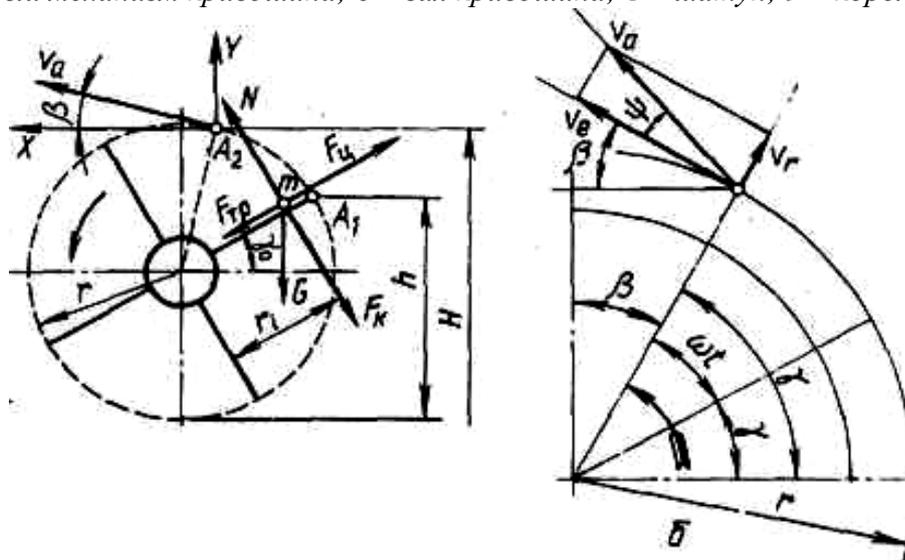


Рис. 10.3. Схемы к расчету процесса разбрасывания органических удобрений роторным аппаратом с горизонтальной осью вращения: а – действующие силы; б – схемы движения

Для разбрасывания органических удобрений используют роторные устройства с горизонтальной осью вращения. Рабочий процесс их состоит из двух фаз: относительного перемещения частиц удобрений по лопасти (лопатке) ротора (барабана, битера) и свободного полета под

действием сообщенной им кинетической энергии (скорости) и силы тяжести.

Первая фаза начинается с момента выхода лопасти из массы удобрений, т.е. при повороте ее на угол  $\gamma_0$  (рис. 10.3), и характеризуется движением частиц в вертикальной плоскости вдоль лопасти.

При этом на частицу массой  $m$  действуют сила тяжести  $G = mg$ , центробежная сила инерции  $F_{Ц} = m\omega^2 r_i$ , кориолисова сила  $F_K = 2m\omega r_i$ , сила трения о лопасть  $F_{TP} = f(mg \cos \omega t + 2m\omega r_i)$ .

Условие движения частицы по лопасти в первом квадранте, т.е. при  $\gamma \leq \pi/2$ : [2]

$$m\omega r_i - mg \sin \gamma \geq F_{TP} = f(mg \cos \gamma + 2m\omega V_r). \quad (10.4)$$

Из этого уравнения можно определить относительную скорость частицы вдоль лопасти  $V_r = r_i$  и ее конечное значение, т.е. при  $r_i = r$ .

Дальность разбрасывания удобрений зависит от их абсолютной скорости в момент схода с лопасти. Скорость  $V_a$  равна геометрической сумме переносной (окружной) скорости  $V_e = \omega r$  и относительной скорости  $V_r$  вдоль лопасти, т.е.  $V_a = \omega r + V_r$ . У навозоразбрасывателей  $V_r = 4,0 \dots 4,2$  м/с,  $V_e = 12,0 \dots 12,5$  м/с,  $V_a = 12,8 \dots 13,2$  м/с. Угол  $\psi = 16 \dots 19^\circ$ . Как видно,  $V_r$  значительно меньше  $V_e$  и существенно не влияет на скорость  $V_a$ , поэтому для упрощения расчетов можно принять  $V_a \approx V_e$ .

Чтобы частицы навоза отбрасывались дальше, они должны сходиться с лопасти в первом квадранте, что зависит от толщины  $h$  слоя удобрений. Чем он больше, тем больше угол  $\gamma_0$ , при котором удобрения начинают сходиться с лопасти. У навозоразбрасывателей угол  $\gamma = 30^\circ$ . Из-за различного расположения частиц удобрений по длине лопасти они будут сходиться с нее в процессе поворота на угол  $\theta = \omega t$ , которому соответствует дуга  $A_1 A_2$ . У существующих конструкций  $\theta = 30 \dots 35^\circ$ .

Вторая фаза представляет собой движение тела, брошенного со скоростью  $V_a \approx V_e = \omega r$  под углом  $\beta$  к горизонту с высоты  $H$  над поверхностью поля. Дальность полета частицы при этом составляет [2]

$$x = V_a^2 \sin 2\beta / (2g) + V_a \cos \beta \sqrt{V_a^2 \sin^2 \beta + 2gH/g}. \quad (10.5)$$

Разбрасывающие устройства применяют двух видов: с осью вращения, параллельной направлению движения и перпендикулярной ему. В первом случае основным рабочим органом при разбрасывании из куч служит ротор, а при разбрасывании из кузова прицепа – барабан. Ротор, как правило, имеет четыре лопасти, диаметром 700...1200 мм и вращает-

ся с частотой  $320...500 \text{ мин}^{-1}$ , частота вращения барабана  $500 \text{ мин}^{-1}$ , дальность полета удобрений до 12 м.

Во втором случае в качестве основного рабочего органа используется барабан (битер), представляющий собой полу трубу, на которой рабочие элементы (лопатки, лента и т.п.) размещены влево и вправо от центра ее по винтовой линии (рис. 10.4) с левой и правой навивками.

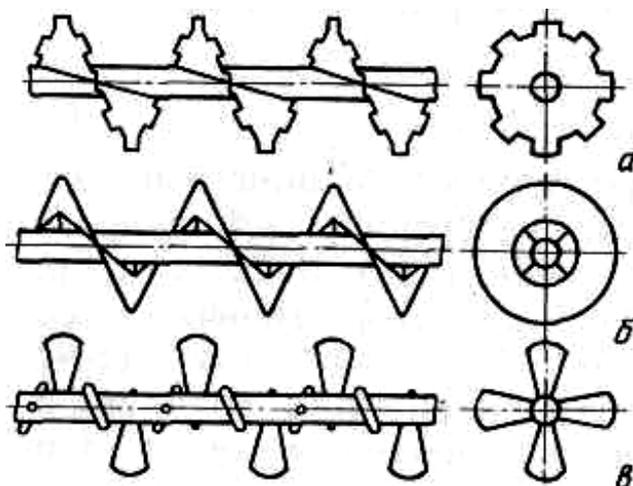


Рис. 10.4. Типы разбрасывающих барабанов: а – шнеколопастный; б – ленточный; в – лопастный

Диаметр барабана  $d_B = 0,28...0,32 \text{ м}$ , длина барабана  $L = 1,6...1,8 \text{ м}$ . Ширина разбрасывания зависит от дальности  $l$  полета удобрений [2]

$$B_P = 2l + B_K. \quad (10.6)$$

У существующих навозоразбрасывателей при высоте барабана над полем  $H = 1,6...1,7 \text{ м}$ , время полета частицы  $t_{II} = 0,16...0,17 \text{ с}$ , дальность полета удобрений  $l = 1,6...1,7 \text{ м}$ , ширина полосы разброса удобрений  $B_P = 5,0...6,2 \text{ м}$ , т.е.  $B_P$  примерно в 3 раза больше, чем  $B_K$ .

Навозоразбрасыватели работают надежно (без забивания), если производительность разбрасывающего устройства превышает секундную подачу транспортера, т.е.  $q_P \geq q_{TP}$ . Так как производительность машины зависит от частоты вращения разбрасывающего барабана  $n_B$ , то надежная работа обеспечивается при условии (10.7) [2]

$$n_B \geq H_K B_K U_{TP} / (Z b h \pi d_B), \quad (10.7)$$

где  $H_K$  – толщина слоя удобрений в кузове;

$B_K$  – ширина кузова;

$U_{TP}$  – скорость транспортера;

$Z$  – количество разбрасывающих лопаток;

$b$  – ширина полосы навоза, захватываемой лопаткой;

$h$  – высота захвата массы (высота лопатки, ленты и т.п.);  
 $d_B$  – диаметр барабана.

## **Лекция 11. Основы теории и расчет машин для внесения крупночастичных минеральных удобрений**

### **11.1. Виды машин и дозирующих устройств**

В зависимости от способа внесения различают машины для сплошного поверхностного рассева и для внутрпочвенного внесения, а в зависимости от сроков внесения – для предпосевного, припосевного и послепосевного (подкормка) внесения удобрений.

Машины для предпосевного внесения удобрений разбрасывают их по поверхности почвы с последующей заделкой почвообрабатывающими орудиями. Для припосевного внесения используют комбинированные машины-сеялки или сажалки, которые вносят удобрения в почву одновременно с посевом или посадкой. Подкормку выполняют культиваторами-растениепитателями при обработке почвы в междурядьях, а также специальными подкормщиками. В первом случае удобрения вносят внутрь почвы (корневая подкормка), во втором случае разбрасывают по поверхности поля (внекорневая). Рабочий процесс машин включает дозирование удобрений с помощью высевающих аппаратов-дозаторов и распределение их по полю или заделку в почву с помощью заделывающих устройств.

Для внесения твердых крупночастичных удобрений наиболее распространены катушечно-штифтовые, дисковые и транспортерные аппараты.

Катушечно-штифтовые аппараты (рис. 11.1, *a*) применяют для припосевного рядового внесения гранулированных удобрений. Их устанавливают на рядовых и узкорядных комбинированных сеялках.

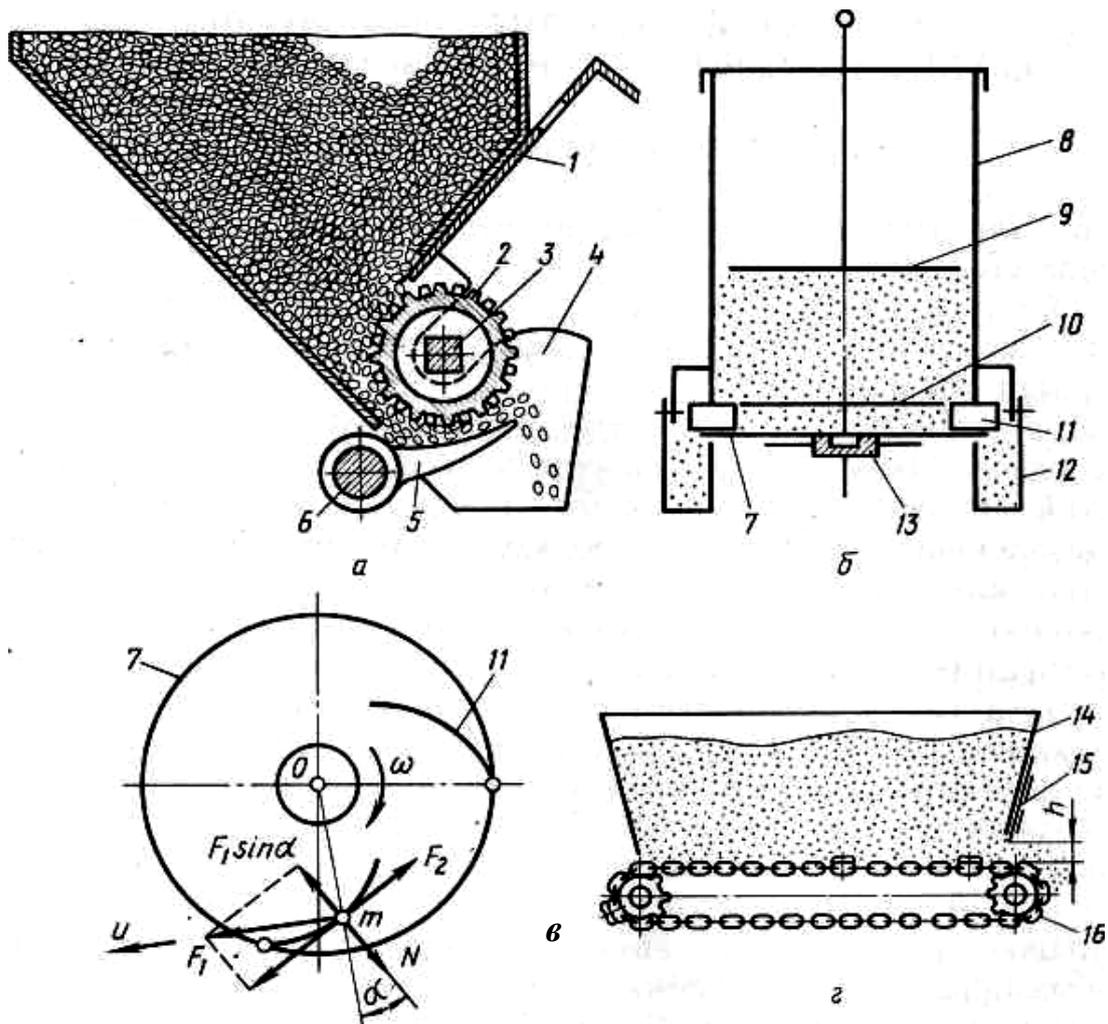


Рис. 11.1. Схемы механических туковывсевающих аппаратов: а – катушечно-штифтового; б, в – дискового; г – транспортерного; 1, 15 – задвижки; 2 – катушка; 3, 6 – валики привода и механизма опорожнения; 4 – корпус; 5 – доньшко; 7 – диск; 8 – банка; 9 – указатель уровня; 10 – ворошитель; 11 – направляющий скребок; 12 – приемная воронка; 13 – механизм привода; 14 – кузов прицепа или полуприцепа; 16 – транспортер

Катушка 2 снабжена штифтами, расположенными в два ряда со сдвигом на 0,5 шага один относительно другого. Зазор между катушкой 2 и доньшком 5 устанавливают в зависимости от размера гранул поворотом валика 6 с помощью закрепленной на нем рукоятки. Подачу регулируют изменением частоты вращения катушек и задвижкой 1 питающего окна. Рабочий процесс аналогичен процессу катушечно-желобчатого аппарата.

Дисковые аппараты (рис. 11.1, б) применяют для широкорядного внесения гранулированных и порошкообразных удобрений. Они унифицированы под маркой АТД-2 и относятся к аппаратам фрикционного действия. Их устанавливают на посевных и посадочных машинах, высе-

вающих семена с междурядьем 45 см и более, а также на культиваторах-растениепитателях.

Диск 7 и борошитель 10, размещенные в банке 8, приводятся во вращение от ходовых колес. Диск 7 и борошитель 10 увлекают нижний слой удобрений и подводят его к неподвижным скребкам 11.

Перемещаясь вдоль скребков от центра к периферии диска, слой удобрений подходит к высевным окнам и попадает в приемные воронки 12. Борошитель 10 пружинными пальцами очищает скребки и козырьки от налипающих удобрений. По мере уменьшения количества удобрений скребок-указатель уровня 9 опускается и сдвигает их от центра банки к периферии, что обеспечивает равномерную подачу. Дозу удобрений регулируют изменением величины вхождения скребков-направителей в банку и частоты вращения диска. Рабочий процесс аппаратов включает две фазы: подвод слоя удобрений к скребкам-направителям и их движение вдоль этих скребков к высевным окнам.

Слой удобрений подводится к скребкам-направителям благодаря силам трения, достаточным для того, чтобы сообщить гранулам вращательное движение вместе с диском. Удобрения сбрасываются в результате их движения вдоль неподвижных скребков-направителей.

Так как каждый аппарат предназначен для высева удобрений в два ряда, то над каждым диском установлено по два сбрасывателя. Основные требования к их работе таковы: удобрения не должны сгуживаться и уплотняться, левый и правый скребки-направители должны сбрасывать одинаковое их количество. Удобрения не будут сгуживаться перед пассивным сбрасывателем, если они непрерывно перемещаются вдоль него к выходному отверстию.

Сила трения, сообщающая движение грануле массой  $m$ , находящейся на поверхности вращающегося диска (рис. 11.1, в), равна величине  $F_1 = mg \operatorname{tg} \varphi$ . Составляющая  $F_1 \sin \alpha$  возбуждает нормальную реакцию  $N$ , приложенную к частице со стороны сбрасывателя. Составляющая  $F_1 \cos \alpha$  стремится вызвать скольжение частицы  $m$  по поверхности сбрасывателя, которому сопротивляется сила трения частицы по сбрасывателю  $F_2 = N \operatorname{tg} \varphi = F_1 \sin \alpha \operatorname{tg} \varphi$ .

Частица  $m$  будет двигаться вдоль сбрасывателя к выходной щели при условии  $F_1 \cos \alpha \geq F_2 = F_1 \sin \alpha \operatorname{tg} \varphi$ , т.е. при  $\alpha \leq 90^\circ - \varphi$ . Чтобы поверхность сбрасывателя на всем своем протяжении удовлетворяла этому, угол  $\alpha$  по мере удаления от центра вращения должен оставаться постоянным или уменьшаться. Это возможно при криволинейном скребке, например, выполненном по логарифмической спирали ( $\alpha = \operatorname{const}$ ).

Транспортерные аппараты (рис. 11.1, *з*) применяют для предпосевного сплошного внесения минеральных удобрений. Они представляют собой цепочно-планчатые (цепочно-скребковые) транспортеры, установленные на дне питающих емкостей *14* прицепов или полуприцепов. Дозу удобрений регулируют изменением скорости цепи транспортера *16* и изменением выносимого слоя *h* удобрений с помощью задвижек *15*. В машинах с приводом транспортеров не от ходовых колес количество вносимых удобрений зависит также от рабочей скорости агрегата.

## 11.2. Распределительные устройства

Конструкции распределительных устройств в значительной мере зависят от способа и сроков внесения минеральных удобрений. В комбинированных машинах для внутрпочвенного припосевного и послепосевного внесения (рядовые, узкорядные и широкорядные сеялки, культиваторы-растениепитатели) в качестве распределителей удобрений используют тукопроводы.

В машинах для поверхностного предпосевного внесения удобрений преобладают разбрасывающие диски с вертикальными осями вращения, а в машинах для поверхностного послепосевного внесения – штанговые распределительные устройства с пневматическим и механическим транспортированием удобрений. Существуют также роторные устройства с горизонтальными осями вращения.

Распределительные устройства с вертикальными осями вращения выполняются в виде одного или двух разбрасывающих дисков, снабженных радиально расположенными плоскими лопастями. Рабочий процесс такого аппарата состоит из двух фаз: относительного перемещения гранул по диску и свободного полета под действием сообщенной им кинетической энергии и действующей силы тяжести.

Первая фаза, т.е. относительное перемещение гранулы по диску, начинается с момента ее падения на диск (рис. 11.2, *а*). Упавшая на вращающийся диск гранула движется по некоторой кривой, близкой к логарифмической спирали, пока не встретится с лопастью. Для сохранения движения гранулы до встречи с лопастью необходимо настроить частоту вращения диска  $n > 30 \omega / \pi$ .

После этого начинается период движения по диску – вдоль лопасти. Благодаря лопастям изменяется направление движения гранул, возрастает их скорость, увеличивается дальность полета. При движении вдоль лопасти на гранулу массой *m* действуют центробежная сила инерции  $F_{Ц}$ , кориолисова сила  $F_K$ , сила трения гранулы о диск  $F_1$ , сила трения гранулы о лопасть  $F_2$ .

Условие скольжения гранулы вдоль лопасти [2]

$$\omega^2 r_i \cos \psi_i > fg + f(2\omega v_i - \omega^2 r_i \sin \psi_i). \quad (11.1)$$

где  $\omega$  – угловая скорость диска;

$r_i$  – расстояние гранул от оси вращения диска;

$v_i$  – относительная скорость скольжения гранулы вдоль лопасти;

$f$  – коэффициент трения гранулы о диск и лопасть;

$\psi_i$  – угол отклонения лопасти от радиуса.

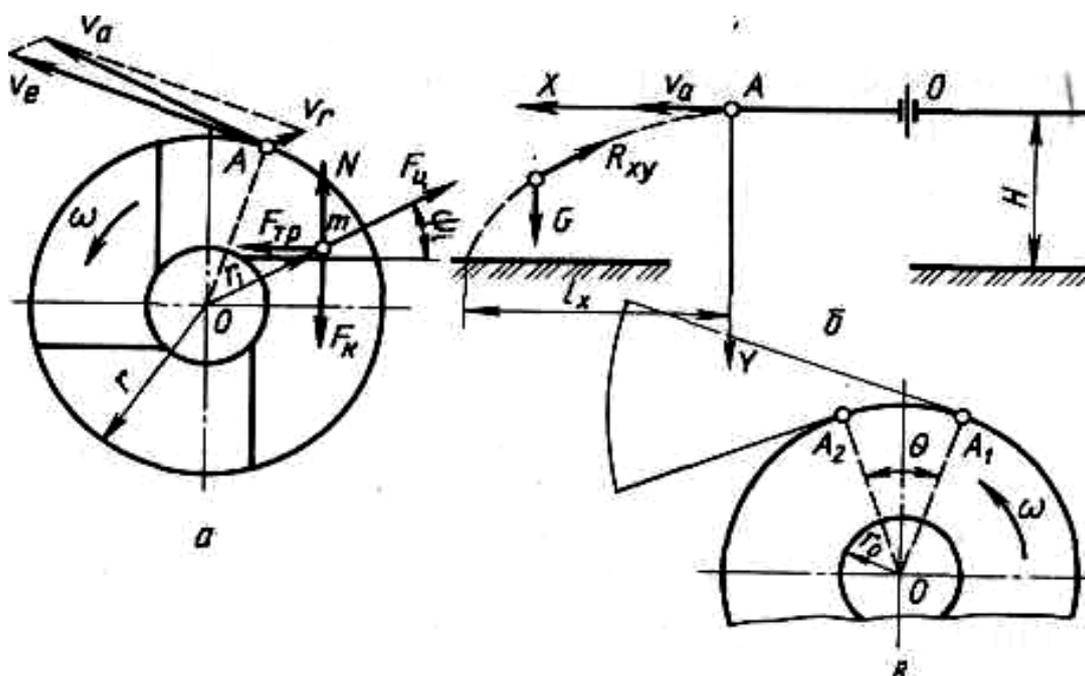


Рис. 11.2. Схемы процесса рассеивания минеральных удобрений дисковым аппаратом: а – силы, действующие на гранулу, движущуюся по лопасти горизонтального диска с вертикальной осью вращения (вид сверху); б – схема определения дальности полета гранулы (вид сбоку); в – зоны разбрасывания удобрений (вид сверху)

Абсолютная скорость гранулы в момент ее схода с лопасти при радиальном расположении лопастей составляет (рис. 11.2, а)[2]

$$v_a = \sqrt{v_e^2 + v_r^2}. \quad (11.2)$$

Поскольку  $v_r$  значительно меньше  $v_e$ , поэтому влияние  $v_r$  на  $v_a$  относительно невелико и при практических расчетах им можно пренебречь, приняв  $v_a \approx v_e$ .

Вторая фаза (рис. 11.2, б) представляет собой движение гранулы с горизонтальной скоростью  $v_a \approx v_e$ , брошенной с высоты  $H$ . При этом на гранулу будут действовать сила тяжести  $G$  и сопротивление воздуха

$R_{xy}$ . Для гранул сопротивление воздуха можно не учитывать, и расчет дальности полета гранул  $x$  осуществляется по формуле (11.3)[2]

$$x = v_a \sqrt{2H/g} \approx \omega r \sqrt{2H/g}. \quad (11.3)$$

Так как гранулы поступают на диск потоком определенной ширины, то  $r_0$  для различных гранул будет неодинаковым. Из-за разброса значений  $r_i$  гранулы сходят с диска на некоторой дуге  $A_1A_2$  (рис. 11.2, в), а их распределение по поверхности поля фиксируется пучком траекторий. Соответствующий этой дуге центральный угол  $\theta = 60 \dots 150^\circ$ .

Для двухдискового аппарата ширина рассеивания составляет [2]

$$B_p = 2\omega r \sqrt{2H/g} = A, \quad (11.4)$$

где  $A \approx (2,4 \dots 2,6) r$  – расстояние между центрами дисков, м.

Современные машины имеют показатели:  $2r = 0,3 \dots 0,7$  м,  $\psi = 0 \dots \pm 15^\circ$ ,  $n = 400 \dots 600$  мин<sup>-1</sup>,  $v_e = 6 \dots 14$  м/с,  $H = 0,45 \dots 0,65$  м,  $x = 2 \dots 4$  м.

Для регулирования равномерности распределения удобрений по ширине захвата место подачи гранул на диск изменяют. При подаче ближе к оси вращения диска (уменьшении  $r_0$ ) увеличивается количество высеваемых удобрений по краям захватываемой полосы, при подаче дальше от оси вращения (увеличении  $r_0$ ) – в средней части захватываемой полосы. С увеличением частоты вращения дисков  $n$  удобрения распределяются равномернее, а при большем диаметре дисков  $2r$  равномерность ухудшается. Наклон  $\psi$  лопастей к радиусу в сторону вращения на  $10 \dots 12^\circ$  способствует более равномерному распределению удобрений.

Равномерность распределения удобрений оценивают как по ходу движения машины, так и в поперечном направлении. Однодисковый центробежный аппарат неравномерно распределяет удобрения в продольном направлении. Равномерность распределения удобрений в поперечном направлении значительно ниже, чем в продольном. Благодаря перекрытию зон разбрасывания удобрений двухдисковый аппарат более равномерно распределяет их по ширине захвата.

Кроме дисковых распределительных устройств, при внесении гранулированных минеральных удобрений используются также пневматические распределительные устройства. Данные устройства обеспечивают высокую равномерность распределения удобрений по полю (неравномерность не более  $\pm 15\%$ ).

Пневматические распределительные могут быть одноструйными и многоструйными (многоканальными). Первые применяют чаще всего

для внесения минеральных удобрений, извести и ядохимикатов в лесополосах, а также при известковании почвы на склонах. Преимущество многоканальных систем в том, что качество распределения материала не зависит от погодных условий, так как он доставляется по закрытым пневмотранспортерным трубопроводам.

Различают многоканальные системы с централизованным и индивидуальным дозированием, с вертикальным и горизонтальным распределением потока материала. Материал может вводиться во всасывающий или нагнетательный воздушный поток, создаваемый вентилятором.

## **Лекция 12. Основы теории и расчет машин для защиты растений**

### **12.1. Методы, способы и агротехнические требования защиты растений**

Методы защиты растений можно разделить на агротехнические, химические, механические, физические, биологические и комплексные (интегрированные). Наиболее распространены химические методы, заключающиеся в уничтожении вредителей, возбудителей болезней и сорняков с помощью различных химических препаратов – ядохимикатов (пестицидов, гербицидов, фунгицидов, бактерицидов и т.д.).

В зависимости от места развития болезни или вредителя, состояния и фазы развития растений могут быть использованы следующие способы химической защиты растений: опрыскивание, опыливание, обработка аэрозолями, фумигация, протравливание, разбрасывание пестицидов в гранулированной форме. Из перечисленного выше наибольшее распространение получило опрыскивание – процесс нанесения жидкого ядохимиката на объекты обработки (растения, почву, насекомых и т.п.).

Различают сплошное, дискретное и ленточное опрыскивания. Дискретное применяют в молодых садовых насаждениях, ленточное – при обработке пропашных культур. Эти два способа являются наиболее перспективными, так как они позволяют сократить расход ядохимиката в 2...4 раза по сравнению со сплошным. В зависимости от доз расхода рабочей жидкости различают высокообъемное (обыкновенное), малообъемное и ультрамалообъемное опрыскивания. Последний способ является наиболее производительным, экономичным и экологичным способом опрыскивания, т.к. на обработку 1 га используется всего около 5 л действующего вещества.

Эффективность жидких химических препаратов зависит от дисперсности распыливания: чем она выше (меньше размеры капель), тем сильнее токсичность. Мелкие капли при одинаковом расходе ядохими-

ката на единицу площади более полно и равномерно покрывают поверхность обрабатываемого объекта, лучше удерживаются на ней и более стойки к смыванию дождем. Крупные капли значительно менее токсичны для вредных организмов и, кроме того, могут вызывать ожоги листьев культурных растений.

Размер частиц влияет на потери ядохимиката при доставке его от машины к объекту обработки. Если распыливающие устройства доставляют ядохимикаты принудительно с помощью турбулентных струй, как у обычных опрыскивателей, то струя получается полидисперсной, т.е. неоднородной по размерам капель. При встрече с объектом обработки крупные (более инерционные) частицы, расположенные ближе к центру струи, сталкиваются с ним и осаждаются на его передней, лобовой поверхности. Мелкие (менее инерционные) частицы, расположенные ближе к краю струи, вместе с воздушным потоком огибают препятствие и осаждаются на оборотной его стороне. Таким образом, с помощью турбулентных струй мельчайшие частицы ядохимиката с минимальными потерями доносятся до растения и осаждаются в труднодоступных его местах.

Опрыскиватели должны обеспечивать заданную дисперсность распыла, равномерную концентрацию и установленный расход рабочей жидкости независимо от ее количества в резервуаре, а также равномерное распределение по поверхности поля. Неравномерность состава рабочей жидкости не должна превышать  $\pm 5\%$ . Допустимое отклонение от дозы внесения  $\pm 10\%$ . Отклонение расхода между отдельными распылителями  $\pm 5\%$ . Неравномерность распределения по площади поля  $\pm 15\%$ . Дисперсность распыливания при высокообъемном опрыскивании должна составлять 100...300 мкм, малообъемном – 50...200 мкм. Аналогичные требования предъявляются и к технологическим процессам, выполняемым другими машинами. Все они сводятся к одному – равномерно покрывать обрабатываемый объект ядохимикатом нужной концентрации.

## **12.2. Принципиальная схема и рабочий процесс**

Мобильные машины для химической защиты растений выполнены по единой принципиальной схеме, предусматривающей последовательное выполнение операций дозирования ядохимиката, его распыливания и транспортирования частиц ядохимиката на объект обработки. При этом дозирующие устройства должны обеспечить заданный расход (норму внесения) ядохимиката на единицу обрабатываемой площади,

а распыливающие устройства – равномерно распределить ядохимикат по поверхности обрабатываемого объекта.

При движении агрегата ядохимикат (рабочая жидкость, концентрат, порошок), расположенный в емкости (резервуаре, бункере), с помощью питающего устройства (насоса или питателя) подается к распыливающему устройству. Распылители раздробляют ядохимикат на мелкие частицы (капельки, пылинки) и с помощью воздушной струи или сообщенной частицам кинетической энергии транспортируют их на объекты обработки. Мобильные машины для химической защиты имеют одинаковые по назначению, но разные по устройству конструктивные элементы: резервуары для ядохимиката, мешалки, насосы (питатели), распределяющие устройства, распыливающие наконечники. Рассмотрим особенности этих узлов на примере опрыскивателей.

**Резервуары** опрыскивателей имеют вместимость в зависимости от типа опрыскивателя и его подачи. Необходимо, чтобы содержимого в баке хватало на работу в течение от полусмены до полной смены. Форма и размеры резервуара должны быть такими, чтобы в них не было «мертвых» зон, где бы накапливался осадок. Бак в верхней части имеет горловину с фильтром, в нижней – отстойник со спускной пробкой.

**Мешалки** служат для перемешивания рабочей жидкости в резервуаре. Чаще всего используют гидравлические мешалки в виде водоструйных насосов (эжекторов) и штанг с цельно-струйными насадками или соплами, расположенными на расстоянии 25...50 мм над дном бака.

**Насосы** служат для подачи рабочей жидкости к распыливающим наконечникам и создания давления, необходимого для распыления рабочей жидкости скорости, а также для самозаправки опрыскивателей, приготовления и перемешивания рабочей жидкости. По принципу действия насосы разделяют на гидравлические и пневматические, по развиваемому давлению – на насосы высокого (до 5 МПа), среднего (2,0...2,5 МПа) и низкого (0,5...0,6 МПа) давления.

Наиболее распространены гидронасосы, которые подразделяют на поршневые, плунжерные, центробежные, вихревые, шестеренные и мембранные. Поршневые и плунжерные применяются в опрыскивателях высокого и среднего давления. Центробежные, вихревые, шестеренные применяются в опрыскивателях низкого давления.

**Распределяющие устройства** опрыскивателей по принципу действия классифицируют на штанговые и вентиляторные, по расходу рабочей жидкости – на высокообъемные, малообъемные и ультрамалообъемные, по способу агрегатирования – на прицепные, навесные, монтируемые и самоходные, по назначению – на универсальные, садовые, по-

левые и т.д. Для высокообъемного опрыскивания полевых культур обычно применяют штанговые опрыскиватели, для садов – вентиляторные.

**Распыливающие наконечники** (распылители, форсунки) предназначены для дозирования и диспергирования рабочей жидкости. От них зависят дисперсность распыла, форма факела распыла, равномерность распределения препарата по ширине захвата, т.е. основные показатели качества и эффективности опрыскивания. По принципу действия они подразделяются на центробежные, вихревые, пневматические, вращающиеся, дефлекторные и щелевые.

Рассмотрим принципиальную схему опрыскивателя (рис. 12.1). Все узлы машины смонтированы на раме, опирающейся на колеса с пневматическими шинами (прицепной вариант) или навешиваемой на трактор (навесной).

Рабочая жидкость, непрерывно перемешиваемая гидромешалкой 7, подается из резервуара 4 насосом 19 через открытый трехходовой кран 3 и фильтр 20. В нагнетательной магистрали жидкость разделяется на три потока. Небольшая часть через редуцирующий клапан (стабилизатор давления) 18 возвращается в резервуар 4. Большая часть через проходной вентиль 8 и гидромешалку 7 также поступает в резервуар 4, а значительная часть через клапан 9 и вентиль 16 направляется к вентиляторному (10 и 12) или штанговому (13 и 14) распыливающему устройству. Под действием воздушной струи (в вентиляторных опрыскивателях) или кинетической энергии частиц (в штанговых) распыленная дисковым распылителем 12 или наконечником 13 рабочая жидкость транспортируется на объект обработки.

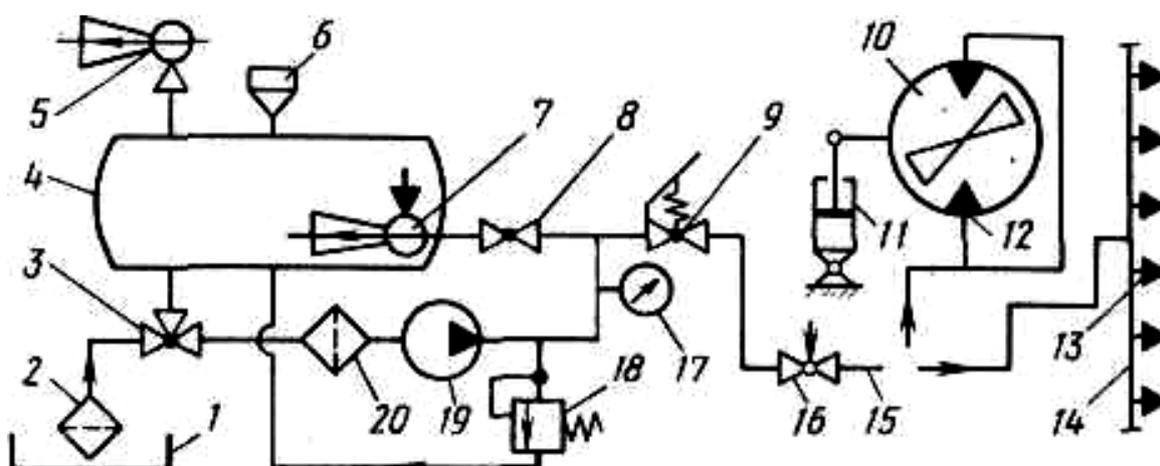


Рис. 12.1. Принципиальная схема опрыскивателя: 1 – заправочная емкость; 2, 20 – фильтры; 3 – трехходовой кран; 4 – резервуар; 5 – газоструйный эжектор; 6 – заливная горловина; 7 – гидромешалка; 8 – проходной вентиль; 9, 18 – отсечный

*и редукционный клапаны; 10 – вентилятор; 11 – гидроцилиндр; 12 – дисковый распылитель; 13 – распыливающий наконечник; 14 – штанга; 15 – напорная магистраль; 16 – регулируемый вентиль (дозатор); 17 – манометр; 19 – насос*

Для заправки резервуара рабочей жидкостью служат эжектор 5, устанавливаемый на выпускную трубу трактора, насос 19 или другое заправочное устройство.

С помощью клапана 18 устанавливают необходимое давление в нагнетательной магистрали. Оно зависит от типа насоса, распыливающего устройства и обрабатываемой культуры.

### 12.3. Настройка на заданные условия работы

Агрегаты для приготовления рабочих жидкостей готовят сначала концентрат (маточную жидкость) в дополнительном баке, затем из него готовят рабочую жидкость в основном баке или в баке опрыскивателя. Дозу  $Q_{ДВ}$  (кг/га) внесения пестицида по действующему веществу, содержание  $C_{П}$  (%) действующего вещества в препарате, концентрацию  $C_{МЖ}$  (%) маточной жидкости, дозу  $Q_{РЖ}$  (л/га) расхода рабочей жидкости задает агроном. Различные партии одного и того же препарата могут отличаться количеством действующего вещества, поэтому для определения потребной нормы пестицида в препаратной форме используют формулу (12.1)[2]

$$Q_{П} = 100Q_{ДВ}/C_{П}. \quad (12.1)$$

Количество маточной жидкости для заправки основного бака агрегата определяется по формуле (12.2)[2]

$$V_{МЖ} = V_{Б}C_{РЖ}/C_{МЖ}, \quad (12.2)$$

где  $V_{Б}$  – вместимость бака (объем приготовляемой рабочей жидкости).

Количество приготовляемой за день рабочей жидкости должно обеспечить дневную работу всех опрыскивателей, обслуживаемых агрегатом. Оно должно быть кратно объему бака опрыскивателей.

**Опрыскиватели** настраивают на заданные условия следующим образом. Проверяют техническое состояние, подбирают и устанавливают соответствующие распылители, определяют рабочую скорость агрегата и давление в нагнетательной магистрали. При норме расхода рабочей жидкости 75...150 л/га рекомендуется устанавливать центробежные (вихревые) распылители, при норме выше 150 л/га – щелевые и дефлекторные. Для борьбы с сорняками предпочтительнее щелевые распылители. Факелы распыла у распылителей должны быть симметричны и на-

правлены вертикально вниз (угол  $\alpha_1 \approx \alpha_2$ ), полуфакела распыла должны быть  $+10^\circ$  (рис. 12.2).

Изменением высоты  $H$  штанги над поверхностью поля добиваются такого положения, при котором факелы распыла соседних распылителей перекрывают один другого на половину ширины захвата, т.е. на величину  $\Delta b = b / 2 = T$ , где  $T$  – шаг расстановки распылителей на штанге). При этом плоскости факелов распыла повернуты относительно оси штанги на  $5...10^\circ$  и не перекрещиваются.

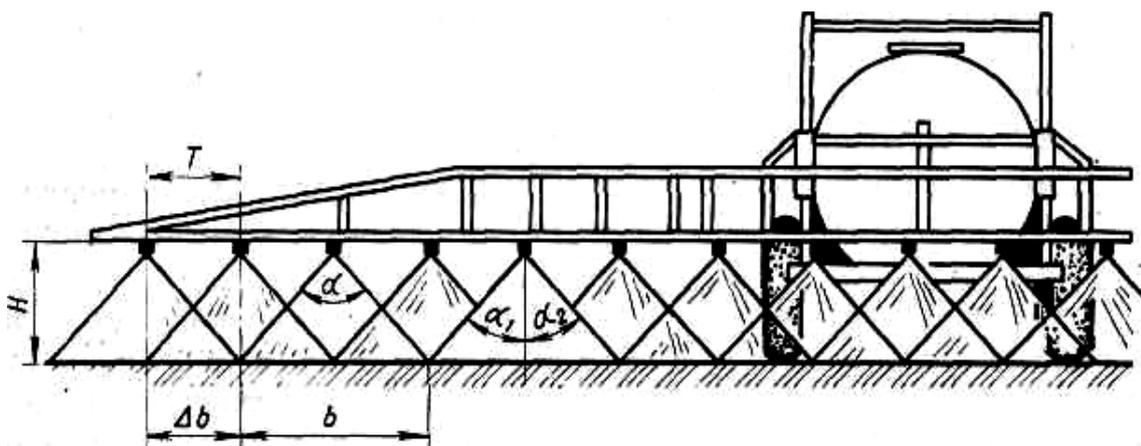


Рис. 12.2. Схема расположения штанги опрыскивателя над поверхностью почвы

Далее устанавливают на заданную дозу внесения рабочей жидкости. Для этого сначала определяют необходимый расход рабочей жидкости в единицу времени [2]

$$q_{\Pi} = Q_{РЖ} B v, \quad (12.3)$$

где  $B$  – ширина захвата;

$v$  – рабочая скорость опрыскивателя.

При этом полученное значение должно быть меньше подачи насоса, т.е.  $q_0 < q_H$ , иначе случае опрыскиватель не обеспечит заданную дозу внесения ядохимиката. Если же  $q_0 > q_k$ , то нужно уменьшить значение  $B$  или  $v$ .

Затем рассчитывают средний расход рабочей жидкости через один распылитель  $q_1 = q_{\Pi} / n$ , где  $n$  – число распылителей, установленных на штанге или сопле вентилятора. Далее по вычисленному значению  $q_1$ , пользуясь таблицей, приведенной в инструкции по эксплуатации опрыскивателя, определяют рабочее давление и устанавливают его, регулируя сжатие пружины редукционного клапана и ориентируясь на показания манометра.

Правильность настройки проверяют сначала в стационарных условиях, затем при движении в поле. В первом случае под каждый из распылителей устанавливают мерную пронумерованную емкость вместимостью 2.5...3 л, включают машину и секундомер и в течение одной минуты отбирают жидкость. Вычисляют среднее арифметическое значение расхода, как частное от деления суммы всех полученных значений на число проверенных распылителей. Отклонение расхода жидкости для каждого распылителя от среднего значения не должно превышать  $\pm 10\%$ .

Фактическую дозу внесения жидкости проверяют в поле. Для этого в опрыскиватель заливают определенное количество  $V$  воды и на выбранной скорости проводят обработку до полного опорожнения. Фактическую дозу получают делением объема израсходованной жидкости на обработанную площадь, т.е.  $Q_{\phi} = V/BL$ , где  $L$  – расстояние, которое прошел опрыскиватель до полного вылива воды. Если  $Q_{\phi} = Q_{РЖ} (1 \pm 0,1)$ , то установка расхода рабочей жидкости произведена правильно.

При настройке вентиляторного опрыскивателя на обработку полевых культур для получения максимальной ширины захвата и производительности сопло вентилятора устанавливают перпендикулярно к направлению движения агрегата под углом  $28...45^{\circ}$  к горизонту. Опрыскивание целесообразно проводить в нежаркую безветренную погоду, утром после схода росы и вечером с наступлением прохлады. При скорости ветра более 5 м/с проводить опрыскивание не рекомендуется.

**Опыливатели** устанавливают на заданную норму расхода ядохимикатов аналогично опрыскивателям. По заданной норме  $Q$  расхода порошкообразного ядохимиката, пользуясь формулой (12.3), рассчитывают расход ядохимиката в единицу времени. Предварительно настраивают и на несколько минут включают опыливатель. Разделив массу собранного порошка на продолжительность опыта, получают расход ядохимиката в единицу времени и сравнивают его с расчетным. Окончательную проверку производят в поле. Для этого загружают в бункер предварительно взвешенный порошок, распыляют его и измеряют обработанную площадь. Определяют его фактический расход и сравнивают с установленной нормой. Если расхождение не превышает  $\pm 5\%$ , то установка опыливателя выполнена правильно.

**Аэрозольные генераторы** устанавливают на заданную норму расхода рабочей жидкости так же, как и опрыскиватели. По формуле (12.3) находят расход рабочей жидкости в единицу времени. Заливают в резервуар известное количество дизельного топлива (без ядохимиката), пускают генератор и отмечают время его распыла. Частное от деления

распыленного количества жидкости на время распыла определяет фактический ее расход в единицу времени. Сравнив его с расчетным, делают выводы и при необходимости корректируют настройки. Окончательно установку проверяют в поле.

Для протравливателей после предварительных настроек фактический расход ядохимиката определяют экспериментально как частное от деления массы израсходованного ядохимиката на массу обработанного зерна. Если расхождение не превышает  $\pm 10\%$ , то норма расхода установлена правильно.

#### 12.4. Структура рабочего потока опрыскивателя

Рабочий поток образуется распыливающим устройством опрыскивателя из воздуха и массы мельчайших частичек жидкого ядохимиката, распределенного в нем. После выхода из опрыскивателя рабочий поток ведет себя в соответствии со схемой (12.3).

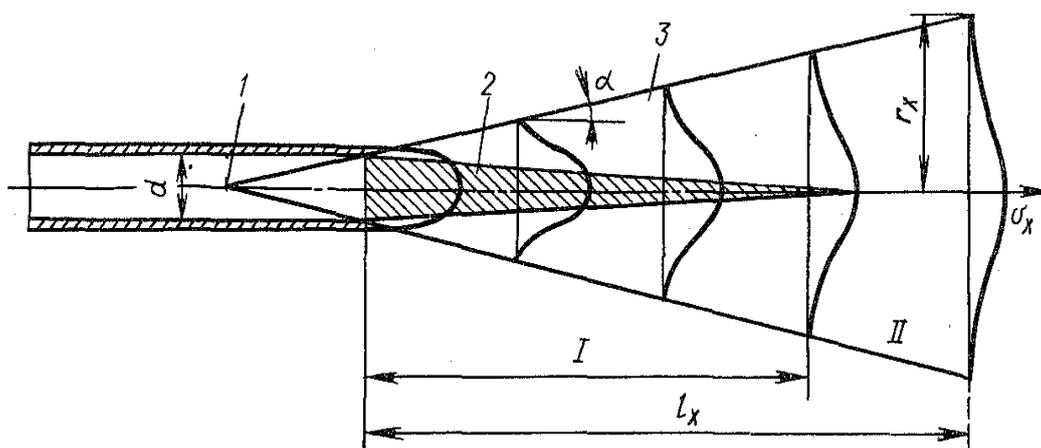


Рис. 12.3. Схема струи рабочего потока опрыскивателя:  
 1 – полюс струи; 2 – ядро потока; 3 – переходное сечение;  
 I, II – начальный и основной участки струи

Поток равномерно расширяется по мере удаления от выходного отверстия, его масса постепенно увеличивается, так как в него вовлекаются частицы окружающего воздуха, а скорость уменьшается в определенной зависимости от расстояния. Четко выделяются два участка – начальный и основной.

В начальном участке струи у выхода из опрыскивателя (наконечника) скорость ядра потока будет постоянной и наибольшей: она определяется давлением внутри распыливающего устройства. На основном участке скорость падает. В направлении от оси потока к границам струи скорость также уменьшается и на границе струи становится равной ну-

лю. Эпюры скоростей имеют аналогичный характер в разных сечениях трубы. У опрыскивателей разных типов различен и боковой угол  $\alpha$  расширения струи. Этот угол для каждой данной струи постоянный, его значение определяется степенью турбулентности.

**Скорость  $v$**  (м/с) выхода потока из сопла при заданном диаметре  $d_c$  выходного отверстия определяется по формуле [1]

$$v = 2,08v_x(r_x/d_c + 0,145), \quad (12.4)$$

где  $d_c$  – диаметр выходного отверстия;

$r_x$  – радиус поперечного сечения струи на расстоянии  $l_x$  от сопла.

Среднее значение выходной скорости обычно несколько меньше расчетного и вычисляется по формуле [1]

$$v_{cp} = kv, \quad (12.5)$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности, ( $k = 1$  для сужающегося отверстия;  $k = 0,875$  для цилиндрической трубы;  $k = 0,75$  для диффузора с углом расширения  $8...10^\circ$ ) смотрите приложение.

Падение скорости по мере удаления от выходного отверстия  $v_x$  (м/с) на расстоянии  $l_x$  от распыливающего наконечника определяется из выражения (12.4) при условии  $v = v_{cp}$ .

Средняя выходная скорость, полученная по формулам (12.4) и (12.5), дает возможность вычислить диаметр отверстия распылителя  $d_c$  (мм)

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^3 \cdot Q'_1}{\pi 60 v_{cp}}} = 4,61 \sqrt{Q'_1 / v_{cp}}, \quad (12.6)$$

где  $Q'_1$  – расход через наконечник, л/мин;

$v_{cp}$  – средняя скорость истечения м/с.

Обычно для расчетов принимаются такие значения скорости: при входе в плотную крону большого дерева – 20...35 м/с, в разреженную крону – 10...20 м/с, в куст винограда – 8...15 м/с.

Минимальная скорость для отгибания и поворота листьев составляет 5...6 м/с. При мелкокапельном опрыскивании скорость воздуха достигает 50...70 м/с.

## 12.5. Качество работы опрыскивателей

Разнотипные опрыскиватели при различных режимах работы дают дисперсность распыла рабочей жидкости в пределах 25...250 мкм.

Крупные капли хуже удерживаются на объектах обработки, обладают меньшей токсичностью для вредных организмов и дают ожоги листьев культурных растений. Мелкие капли более полно и равномерно покрывают обрабатываемый объект, лучше удерживаются на поверхности листьев растений, более стойки к смыванию дождем.

На качество распыливания жидкости опрыскивателями влияют рабочее давление в системе, технологические свойства пестицида, конструктивные особенности распыливающих устройств и способ доставки ядохимиката (свободная или с помощью турбулентных струй) к объекту обработки. Последний фактор особенно важен, так как раздробленные турбулентными струями частицы доносятся к объекту с минимальными потерями и равномерно осаждаются в самых труднодоступных местах.

Качество работы опрыскивателей оценивается по показателям.

**Средний диаметр капли  $d_{CP}$**  вычисляется по формуле

$$d_{CP} = \frac{d_{CL}}{\sqrt[3]{4\sin^3 \alpha / (2 + \cos^3 \alpha - 3\cos \alpha)}}, \quad (12.4)$$

где  $d_{CL}$  – замеренный диаметр следа капли;

$\alpha$  – угол между касательной к сфере капли в точке ее сечения обрабатываемой поверхностью и самой поверхностью.

Обычно средний диаметр капель  $d_{CP} \approx 0,65 d_{CL}$  и составляет 150...300 мкм, а при аэрозольном опрыскивании он равен 50...100 мкм.

**Степень покрытия каплями обрабатываемой поверхности  $k$  (%)** определяется по формуле

$$k = \frac{100\pi}{4S_0} (d_1^2 n_1 + d_2^2 n_2 + \dots + d_n^2 n_n) = \frac{25\pi}{S_0} \sum d_i^2 n_i, \quad (12.5)$$

где  $d_1, d_2 \dots d_n$  – диаметры следов капель, мкм;

$n_1, n_2 \dots n_n$  – число капель каждого размера;

$S_0$  – исследуемая площадь, мкм<sup>2</sup>.

Каплями должно быть покрыто более 80 % верхней и не менее 60 % нижней поверхности листьев растений.

**Коэффициент эффективного действия кали  $k_D$**  находится по формуле

$$k_D = S_{\text{эф}} / S_{CL} = (d_{CL} + 2r)^2 / d_{CL}^2, \quad (12.6)$$

где  $S_{CL}$  – площадь следа капли, ( $S_{CL} = 0,78 d_{CL}^2$ );

$S_{\text{эф}}$  – площадь эффективного действия капли, ( $S_{\text{эф}} = 0,78 (d_{CL} + 2r)^2$ );

$r$  – зона эффективного действия, ( $r = 100...200$  мкм).

Из выражения (12.6) видно, что с уменьшением размера капли  $d_{сл}$  увеличивается коэффициент эффективного ее действия.

### Список литературы

1. Турбин Б.Г., Лурье А.Б., Григорьев С.М., Иванович Э.М., Мельников С.В. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет. / Турбин Б.Г., Лурье А.Б., Григорьев С.М., Иванович Э.М., Мельников С.В.– Л.: Машиностроение, 1967. – 583 с.
2. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. / Кленин Н.И., Сакун В.А. – М.: Колос, 1994. – 751 с.
3. Халанский В.М., Горбачев И.В. Сельскохозяйственные машины. / Халанский В.М., Горбачев И.В. – М.: Колос, 2004. – 624 с.
4. Кленин Н.И., Егоров В.Г. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. / Кленин Н.И., Егоров В.Г. – М.: Колос, 2004. – 464 с.

*Некоторые коэффициенты необходимые при расчете*

Название	Символ	Значение
Коэффициент построения профиля отвала	$k$	культурного 1,27 винтового $\geq 1,75$ винтового $\geq 2$
Коэффициент использования тягового усилия трактора	$\eta$	0,8...0,85
Коэффициент сопротивления передвижению орудия	$f$	для жнивья 0,5 для клеверицы 1
Коэффициент соотношения $D$ и $a$ для дисковых орудий	$k$	для плугов 3...3,5 для борон 4...6 для луцильников 5...6
Коэффициент заполнения желобков высевающего аппарата	$k_{nl}$	для основных зерновых культур 0,58...0,65
Коэффициент, учитывающий распределение скорости истечения	$\mu$	машины для внесения пылевидных удобрений 0,4..0,7
Коэффициент, учитывающий форму распылителя	$k$	для сужающего отв. 1 для цилиндрической трубы 0,875 для диффузора с углом 0,75

Учебное издание

КАПУСТИН Алексей Николаевич

# ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА МАШИН ДЛЯ ОСНОВНОЙ И ПОВЕРХНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВ, ПОСЕВНЫХ МАШИН И МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ

Учебное пособие

Научный редактор  
кандидат технических наук,  
доцент

*О.Ю. Ретюнский*

Редактор  
Компьютерная вёрстка  
Дизайн обложки

*Т.В. Казанцева*

*А.Н. Капустин*

*О.Ю. Аршинова*

Подписано к печати 16.09.11. Формат 60х84/8. Бумага «Снегурочка».  
Печать XEROX. Усл.-печ.л.7,79 . Уч.-изд.л. 7,05.  
Заказ 1414 Тираж 100 экз.



Национальный исследовательский Томский политехнический университет  
Система менеджмента качества  
Издательства Томского политехнического университета сертифицирована  
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO 9001:2008



**ИЗДАТЕЛЬСТВО**  **ТПУ**. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.  
Тел./факс 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru