

## Глава 7

### ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПОСЕВНЫХ И ПОСАДОЧНЫХ МАШИН

Главное технологическое требование к посеву – равномерное распределение семян по площади. Каждому растению должна быть обеспечена необходимая для его развития площадь поля, поэтому на каждом квадратном метре нужно высеять оптимальное для района возделывания количество семян данной культуры. Количество семян в килограммах на гектар называется *нормой высева*. Уменьшение нормы высева приводит к снижению урожая, превышение – к непроизводительному расходу семян и снижению урожая из-за взаимного угнетения растений.

#### 7.1. ТРЕБОВАНИЯ К СЕЯЛКАМ И СПОСОБЫ ПОСЕВА

Второе основное требование к посеву – равномерное распределение семян по глубине. Для разных условий определена наилучшая глубина заделки семян разных культур. Уменьшение глубины заделки может привести к вымерзанию всходов, излишне глубокая заделка является причиной ослабления взошедших растений и гибели части ростков, которые не могут пробиться к свету.

При посадке клубнями или рассадой требования равномерного распределения посадочного материала по площади и равномерной глубины его заделки остаются в силе. Добавляется еще требование вертикального положения рассады и уплотнение почвы около корней.

В районах, подверженных ветровой эрозии, посев требуется производить с одновременным уплотнением поверхности почвы специальными сошниками и дополнительными рабочими органами сеялок.

Согласно агротехническим требованиям к сеялкам, последние должны высевать семена при следующих показателях качества работы:

отклонение общего высева от заданной нормы допускается не более 3...5 %;

средняя неравномерность высева между отдельными высевающими аппаратами не должна превышать для зерновых культур 3...6 %, а для бобовых – 4...10 %;

отклонения от заданной глубины заделки могут быть не более  $\pm 1$  см (для 80 % семян);

поверхность поля после прохода сеялки должна быть выровненной, бороздки и гребни не должны превышать 2...3 см;

отклонение ширины стыковых междурядий допускается в пределах  $\pm 2...5$  см;

неравномерность высева удобрений между отдельными туковывсевающими аппаратами не должна превышать  $\pm 10$  %.

Семена сельскохозяйственных культур высеваются различными способами. Норму высева целесообразно корректировать в соответствии со способом посева.

*Рядовой посев* широко применяют при возделывании зерновых культур. Семена заделывают в почву рядами с расстоянием между ними 12...15 см.

*Узкорядный посев* является разновидностью рядового посева с междурядьями 7...8 см. При узкорядном посеве норма высева семян остается такой же, как и при рядовом посеве, или увеличивается на 10...15 %. Расстояние между семенами в рядке при этом увеличивается в 2 раза, а поэтому площадь питания для каждого растения по форме представляет собой менее вытянутый прямоугольник, чем при рядовом посеве.

*Перекрестный посев* применяется для повышения равномерности распределения семян. Сеялки засевают поле поочередно вдоль и поперек. Высевающие аппараты сеялок в этом случае регулируют на половину заданной нормы высева. Разновидностью перекрестного посева является диагональный, который производят по диагонали поля в двух направлениях.

*Широкорядный посев* – это рядовой посев широкими междурядьями: 30, 45, 60, 70 и 90 см. Он позволяет обрабатывать междурядья пропашных культур механизированным способом.

Ленточный посев – разновидность широкорядного, применяется для посева овощных культур. При таком посеве несколько (2...3) рядков (строчек) высевают с междурядьями 15...20 см. Эти строчки образуют ленту. Расстояние между лентами оставляют 45 см так, чтобы рабочие органы культиватора при междурядной обработке не повреждали растений. В зависимости от количества рядов в ленте различают ленточный посев двух-, трех- и четырехстрочный.

*Пунктирный посев* применяется при высеве калиброванных семян свеклы, кукурузы, подсолнечника, гороха, сои и др. В этом случае семена распределяются в рядах на одинаковом расстоянии одно от другого. Ширина междурядий – 45...70 см.

*Гнездовой посев* обеспечивает размещение семян в рядах по несколько штук гнездами. Расстояние между гнездами в рядке – 15...25 см, а ширина междурядий – 30...100 см. Этот посев можно обрабатывать культиваторами только вдоль рядков. Таким образом сеют кукурузу, подсолнечник, овощи.

*Квадратно-гнездовой посев* отличается от гнездового тем, что семена высевают группами в рядки на одинаковом расстоянии друг от друга и располагают с гнездами соседних рядков на одной линии. Ширина междурядий и междугнездий одинаковая и составляет 60, 70 или 90 см. Поле можно обрабатывать в двух направлениях. Квадратно-гнездовым способом высевают семена кукурузы, подсолнечника.

*Разбросной посев* применяется для посева семян по поверхности почвы самолетами, центробежными разбрасывателями, сеялками с последующей их заделкой боронами. Этот способ обеспечивает наиболее равномерное распределение семян по площади поля.

Посадка картофеля, рассады овощей выполняется рядовым способом. Картофель высаживают с междурядьями 70 см и расстояниями между клубнями в рядке от 18 до 35 см. Посадка производится откалиброванными на фракции клубнями со строгим соблюдением заданной густоты. Отклонение ширины основных междурядий допускается не более  $\pm 2$  см, стыковых междурядий не более  $\pm 10$  см; средней линии ряда клубней от вершин гребней – не более 2 см. Глубина посадки на суглинках – 6...8 см, на супесчаных почвах – 8...10 см. Отклонение по глубине допускается в пределах  $\pm 2$  см. Количество пропусков при посадке клубнями 25...50 г не должно превышать 0,5 % и при 51...80 г – 1,5 %. Рабочие органы сажалки не должны повреждать более 3 % клубней.

Посевные машины можно разделить на две группы: универсальные и специальные.

*Универсальные сеялки* высевают семена рядовым способом и предназначены для посева различных сельскохозяйственных культур. Они наиболее выгодны для эксплуатации, так как их использование уменьшает количество посевных машин в хозяйстве, снижаются затраты, увеличивается время использования каждой машины. Полная замена специальных сеялок универсальными затруднена тем, что размеры семян разных культур, нормы посева и глубина заделки семян весьма разнообразны. Кроме того, одни культуры целесообразно возделывать рядовым или широкорядным способом, а другие – квадратно-гнездовым или гнездовым.

*Специальные сеялки* высевают семена одной или двух-трех культур, схожих по физико-механическим свойствам.

*Посадочные машины* предназначены для посадки только одного вида посадочного материала. По назначению делятся на две группы: картофелесажалки и рассадопосадочные машины.

Сеялка или сажалка обычно состоит из следующих основных рабочих частей:

- 1) питающая емкость (семенной ящик, бункер, банка);
- 2) высевательный или высаживающий аппарат;
- 3) направляющий высеваемого материала (семяпроводы, лотки, раструбы);
- 4) сошники;
- 5) заделывающие органы.

Важные задачи точного дозирования семян при работе сеялок выполняют высевательные аппараты, среди которых наиболее распространены катушечные.

## 7.2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС КАТУШЕЧНЫХ ДОЗИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Высевательный (дозировательный) аппарат большинства сеялок представляет собой цилиндрическую катушку с желобками, которые при вращении катушки захватывают семена из питающей емкости и дозированно направляют их на посев. При проектировании катушки вначале определяют количество и параметры желобков исходя из размеров и механических свойств зерен, для которых предназ-

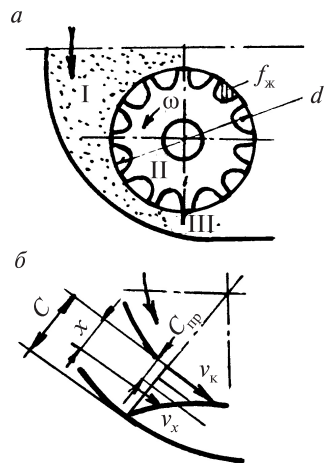


Рис. 7.1. Схема к определению рабочего объема катушки (а) и параметров активного слоя семян (б):  
I – семена; II – катушка;  
III – активный слой семян

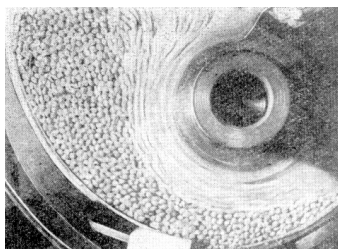


Рис. 7.2. Активный слой вращающейся желобчатой катушки

начена сеялка. Эти данные позволяют найти диаметр катушки (рис. 7.1).

Размеры катушки определяют по заданным пределам изменения нормы высева. Расчет ведут обычно по обобщенной характеристике аппарата – рабочему объему катушки  $V_0$  (в сантиметрах кубических). Рабочим объемом называют объем семян, высеваемый катушкой за один оборот. Он складывается из объема семян  $V_{ж}$ , расположенных в желобках, и объема семян  $V_{акт}$ , движущихся в активном слое, образуемом при вращении катушки:

$$V_0 = V_{ж} + V_{акт}. \quad (7.1)$$

Если значение  $V_{ж}$  может быть определено расчетным путем (с приближением можно принять значение  $V_{ж}$  равным объему желобков), то определение  $V_{акт}$  усложнено рядом обстоятельств. Скорость движения семян непостоянна по толщине активного слоя  $C$ , причем вид функции  $v_x = f(x)$  скорости семян в активном слое может быть определен для конкретных условий только опытным путем (рис. 7.2).

Изучение процесса работы катушечного аппарата показало, что эта функция обычно имеет вид (рис. 7.1, б)

$$v_x = v_k \left(1 - \frac{x}{C}\right)^m, \quad (7.2)$$

где  $v_x$  – скорость семян на удалении  $x$  от катушки;  $v_k$  – скорость катушки;  $x$  – расстояние от катушки в радиальном направлении;  $m$  – показатель, определяемый опытным путем.

Значение  $m$  для пшеницы и ячменя равно 2,6; для овса – 2,5; для льна – 1,7 и для проса – 1,4.

Рабочий объем активного слоя рассчитывают по приведенной толщине активного слоя  $C_{пр}$ , в котором предполагается движение семян с одинаковой скоростью, равной линейной скорости катушки  $v_k$ . Если уравнение для  $v_x$  проинтегрировать в пределах от 0 до  $C$ , то можно установить связь между толщиной  $C$  и  $C_{пр}$ :

$$C = C_{пр}(m + 1). \quad (7.3)$$

Значение  $C_{пр}$  меняется незначительно с изменением длины рабочей части катушки и частоты ее вращения.

При известном значении  $C_{пр}$  (в сантиметрах) объем семян, высеваемых из активного слоя за один оборот катушки

$$V_{акт} = \pi d C_{пр} l_p, \quad (7.4)$$

где  $d$  – диаметр катушки, см;  $l_p$  – рабочая длина катушки, см.

Объем семян, высеваемых желобками

$$V_{ж} = \beta f_{ж} z l_p, \quad (7.5)$$

где  $f_{ж}$  – площадь сечения желобка, см<sup>2</sup>;  $z$  – количество желобков;  $\beta$  – коэффициент заполнения желобков (0,7 при  $l_p = 0,8$  см и 0,85 при  $l_p = 3$  см).

С учетом значений  $V_{ж}$  и  $V_{акт}$

$$V_0 = l_p (\beta f_{ж} z + \pi d C_{пр}). \quad (7.6)$$

Основные параметры катушки ( $d$ ,  $l_p$ ,  $z$ ,  $f_{ж}$ ) должны быть подобраны так, чтобы удовлетворять наибольшему значению рабочего объема  $V_0$  (в сантиметрах кубических) для данной группы семян:

$$V_0 = \frac{Q \pi D_k a}{10 \gamma i (1 - \epsilon)}, \quad (7.7)$$

где  $D_k$  – диаметр колеса сеялки, м;  $a$  – ширина засеваемой катушкой полосы, м;  $Q$  – норма высева, кг/га;  $\gamma$  – объемная масса семян, г/см<sup>3</sup>;  $\epsilon$  – коэффициент проскальзывания приводного колеса;  $i$  – передаточное отношение механизма привода (от приводного колеса к катушке).

В расчет принимается наибольшая норма высева  $Q_{max}$  семян с наибольшей объемной массой  $\gamma_{max}$ .

При определении максимального значения  $l_p$  из выражения (7.6) для  $V_0$  при расчете аппаратов индивидуального высева надо иметь в виду также возможность размещения их под дном семенного ящика для принятой ширины междурядий.

Подставив в выражение (7.7) значение передаточного отношения (отношение количества оборотов катушки  $n_B$  к количеству оборотов колеса  $n$ )

$$i = n_B/n \quad (7.8)$$

и с учетом того, что

$$v_m = \frac{\pi D_k n}{60}, \text{ а } \omega = \frac{\pi n_B}{30}, \quad (7.9)$$

где  $v_m$  – скорость движения агрегата, м/с;  $\omega$  – угловая скорость катушки, рад/с,

получим

$$V_0 = \frac{2Q\pi v_m a}{10\omega\gamma(1-\varepsilon)}, \quad (7.10)$$

откуда

$$\omega_{\min} = \frac{Q\pi v_m a}{5V_0\gamma(1-\varepsilon)}. \quad (7.11)$$

Наибольшая угловая скорость катушки  $\omega_{\max}$  ограничена условием невыпадения зерна из желобков. Рассмотрим положение, когда зерно находится на краю желобка. Оно испытывает действие выталкивающей центробежной силы  $m\omega^2 r$ , которой противодействует сила трения  $fmg$ , возникающая между зерном и катушкой. Граничное условие выпадения зерна обеспечивается при равенстве сил

$$fmg = m\omega^2 r, \quad (7.12)$$

где  $m$  – масса зерна;  $r$  – радиус катушки;  $f$  – коэффициент трения зерна о материал катушки.

Из равенства (7.12) получаем наибольшую возможную угловую скорость катушки высевающего аппарата:

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{fg}{r}}. \quad (7.13)$$

Таким образом, допустимая угловая скорость катушки лежит в пределах

$$\frac{2 \cdot 10^{-3} Q \pi v_m a}{V_0 \gamma (1 - \varepsilon)} < \omega < \sqrt{\frac{fg}{r}}. \quad (7.14)$$

На сеялках угловая скорость  $\omega$  устанавливается в зависимости от нормы высева и вида высеваемой культуры. При этом следует учитывать возможное влияние угловой скорости на процесс заполнения желобков семенами.

Существующие катушечные высевающие аппараты имеют относительно невысокую частоту вращения, и при выборе их параметров в основном учитывают условия устойчивого заполнения желобков катушки.

**Задача.** Определить рабочий объем катушки высевающего аппарата сеялки СПУ-6 при высеве семян пшеницы объемной массой 0,9 г/см<sup>3</sup>; норме высева  $Q = 200$  кг/га; диаметре опорно-приводного колеса сеялки  $D_k = 0,7$  м; коэффициенте проскальзывания приводного колеса 0,05; передаточном отношении механизма привода (от приводного колеса к катушке)  $i = 0,6$ .

**Решение.** Из уравнения (7.7) с учетом того, что одна катушка засеивает полосу шириной 3 м,  $V_0 = \frac{200 \cdot 3 \cdot 14 \cdot 0,7 \cdot 3}{10 \cdot 0,9 \cdot 0,6 (1 - 0,05)} = 257 \text{ см}^3$ .

### 7.3. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИСКОВЫХ ВЫСЕВАЮЩИХ АППАРАТОВ

Распространение на сеялках точного высева получили преимущественно дисковые аппараты с вертикальной и горизонтальной осью вращения. Аппараты с вертикальной осью вращения могут быть снабжены тарельчатым или ячеистым диском, а аппараты с горизонтальной осью вращения – только ячеистыми.

Ячеисто-дисковый высевающий аппарат состоит из ячеистого диска, отражателя и выталкивателя.

Работа дисковых высевающих аппаратов точного высева складывается из трех чередующихся фаз: западания семян в ячейки, отражения лишних семян, выталкивания высеваемых семян.

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. Например, для круглой ячейки диаметром  $D$ , если семена расположены «стоя», при заполнении требуется выполнение условия

$$2a_{\min} > D = b_{\max} + k_1, \quad (7.15)$$

где  $a_{\min}$  – минимальная толщина семени;  $b_{\max}$  – максимальная ширина семени;  $k_1$  – зазор между стенкой ячейки и семенем.

При определении глубины ячейки  $h$ , если семена расположены «плашмя», необходимо соблюдать условие

$$2a_{\min} > h = a_{\max} + k_2, \quad (7.16)$$

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

В более общем случае, без учета положения семян в ячейке, можно исходить из объема семени  $V_c$  и объема ячейки  $V_y$ :

$$2V_{c\min} > V_y > 2V_{c\max}, \quad (7.17)$$

Исходя из средних размеров семян, можно использовать выражение

$$2\sqrt[3]{l_{\min} \cdot b_{\min} \cdot a_{\min}} > \sqrt[3]{L \cdot A \cdot B} > \sqrt[3]{l_{\max} \cdot b_{\max} \cdot a_{\max}}, \quad (7.18)$$

где  $L, A, B$  – длина, ширина и высота ячейки;  $l, b, a$  – длина, ширина и толщина семени.

Это необходимое, но недостаточное условие западания семян в ячейки. Большое значение имеет также скорость вращения диска. Без перемещения диска относительно семян процесс западания их в ячейки невозможен. Однако он становится невозможным и при чрезмерно большой относительной скорости диска.

При работе диск силами трения увлекает соприкасающийся с ним слой семян, сообщая ему некоторую абсолютную скорость  $v_c$ , меньшую окружной скорости  $v_d$  центра ячеек диска.

При единичном или небольшом слое семян западание происходит в тот момент, когда центр тяжести семени оказывается у края ячейки. Если же высота слоя семян в банке значительна, то на семя, кроме силы тяжести  $mg$ , действуют силы вертикального

$P_b$  и горизонтального  $P_r$  давлений, а также сила трения  $fP_b$ . При таком действии сил западание семени начинается только после смещения его центра тяжести относительно края ячейки на некоторое расстояние  $\delta$  (рис. 7.3). Для свекловичной сеялки, например,  $\delta = (0,35 \dots 0,45)l$ .

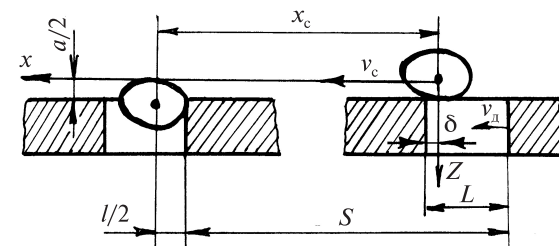


Рис. 7.3. Схема к анализу процесса западания семян в ячейку дискового высевального аппарата

В сеялках для посева кукурузы при рабочей скорости агрегата 2,5 м/с (9 км/ч) скорость центра ячейки составляет 0,73, а в свекловичных – 0,43 м/с.

Дисковый высевальный аппарат установлен под бункером с семенами и приводится в действие от опорно-приводного колеса сеялки. Количество семян, которое должно быть высеяно на одном гектаре, можно определить как

$$N = \frac{10^4}{ba}, \quad (7.19)$$

где  $b$  – ширина междурядий, м;  $a$  – расстояние между семенами в рядке, м.

При скорости поступательного движения сеялки  $v_m$  частота подачи семян высевальным аппаратом (количество семян в секунду) должна быть

$$K = v_m/a. \quad (7.20)$$

Если на диске имеется  $z$  ячеек, то количество семян, подаваемых аппаратом за 1 с (при отсутствии пропусков) составит

$$k = zn_d/60, \quad (7.21)$$

где  $n_d$  – частота вращения диска высевального аппарата, мин<sup>-1</sup>.

Приравняв выражения (7.20) и (7.21), получим

$$a = \frac{60v_m}{zn_d}. \quad (7.22)$$

Действительное расстояние между семенами отличается от расчетного из-за влияния ряда факторов (скольжения приводных колес, незаполнения ячеек). Дисковые высевальные аппараты обеспечивают удовлетворительную работу при окружных скоростях диска 0,20...0,35 м/с. Установлены следующие нормы высева семян свеклы на 1 м рядка: нормальные – 10; 15; 20 и 25 шт.; повышенные – 35 и 50 шт. Расстояние между семенами в рядке должно быть 10; 6; 7; 5; 4 см и при повышенных – 2,9 и 2 см.

#### 7.4. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ВЫСЕВАЮЩИЕ АППАРАТЫ

Пневматические высевальные аппараты по характеру работы разделяют на две группы: для рядового (разбросного) посева зерновых культур и для точного (однозернового) посева пропашных культур.

Точный высев зерновых культур не нашел широкого применения из-за несущественности агротехнического эффекта.

Известны пневматические высевальные аппараты (рис. 7.4) системы «Аккорд», применяемые на сеялках типа СПУ. В качестве дозатора используется катушка 2 или другие устройства, а распределителем 4 служит головка с обратным конусом, на который подается масса семян в воздушном потоке. Масса, подаваемая снизу вверх, равномерно распределяется обратным конусом по его основанию, и оттуда семена поступают через горловины в семяпроводы 5, а от них со скоростью 3...5 м/с – в сошники и выбрасываются в открытые борозды.

В зависимости от ширины захвата распределительная головка сеялок имеет 21...29 мундштуков. По показателю поперечной равномерности высева он несколько уступает катушечным с индивидуальной регулировкой (неравномерность 3,3...6,0 % против 2...3 %).

Для деления воздушно-зернового потока по семяпроводам служит конструкция оригинального распределителя. Принцип его работы основан на использовании параболической закономерности

распределения семян в подводящем трубопроводе и параболической закономерности рассеивания семян после взаимодействия с сегментами-отражателями. Отражение от каждого сегмента происходит по всей ширине выходного сечения. Эпюры распределения каждого отражателя, накладываясь друг на друга в выходном сечении, превращаются в сумме почти в прямую линию (рис. 7.5).

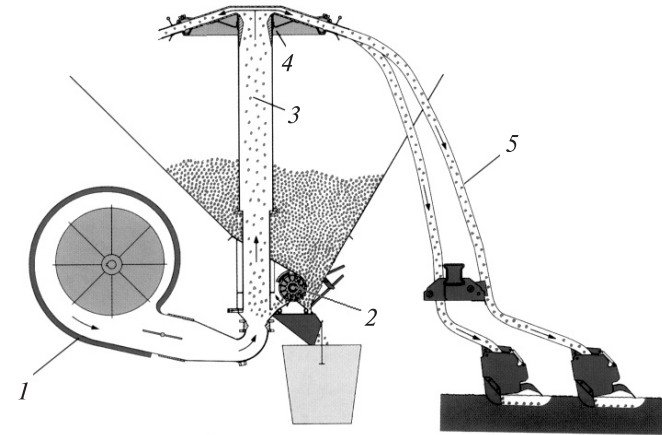


Рис. 7.4. Схема пневматической сеялки:  
1 – вентилятор; 2 – катушка; 3 – вертикальный трубопровод;  
4 – распределитель; 5 – семяпровод

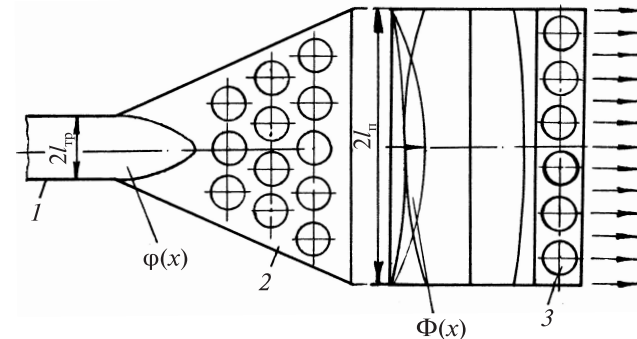


Рис. 7.5. Преобразование потока частиц сферическими сегментами-отражателями:  
1 – подводящий патрубок; 2 – отражающая поверхность;  
3 – входные отверстия семяпроводов

Параболическая функция распределения семян в подводящем трубопроводе  $y = \phi(x)$  после взаимодействия с отрагательной поверхностью имеет вид  $y = \Phi(x)$ . Площади, ограниченные кривыми  $y = \phi(x)$  и  $y = \Phi(x)$ , равны и составляют  $S$ . Тогда средние значения этих функций определяются как

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{S}{2l_{\text{тр}}}; \\ \Phi &= \frac{S}{2l_{\text{н}}}, \end{aligned} \quad (7.23)$$

где  $l_{\text{тр}}$  – ширина подводящего трубопровода;  $l_{\text{н}}$  – ширина отраженного потока семян.

Если максимальное отклонение начальной функции распределения  $y = \phi(x)$  от своего среднего значения будет больше, чем максимальное отклонение функции распределения  $y = \Phi(x)$  после прохождения частицами семян отрагателей от своего среднего значения, то закономерность распределения частиц после прохождения ими отрагателей имеет тенденцию к выпрямлению, т. е. приближению к прямой линии. В этом случае должно соблюдаться следующее неравенство

$$\max \left| \frac{S}{2l_{\text{тр}}} - \phi(x) \right| > \max \left| \frac{S}{2l_{\text{н}}} - \Phi(x) \right|. \quad (7.24)$$

Если среднее значение распределения будет равно максимальному значению функции, т. е.

$$\max \left| \frac{S}{2l_{\text{н}}} - \Phi(x) \right| = 0, \quad (7.25)$$

то закономерность распределения представит собой прямую горизонтальную линию, а распределение семян будет идеально равномерным. С учетом этого были созданы конструкции распределителей семян для пневматических сеялок, у которых средняя неравномерность распределения семян не выходила за пределы 3 %.

## 7.5. ВЫСАЖИВАЮЩИЕ АППАРАТЫ

На большинстве известных картофелесажалок используются ложечные высаживающие аппараты с зажимами клубней (более ранние) или без зажимов (современные).

Работа высаживающего аппарата включает следующие фазы.

*Фаза I* – захват клубня ложечкой из общей массы.

Необходимую частоту вращения диска при посадке картофеля одиночными клубнями находим из уравнения  $v_{\text{м}} = \frac{azn}{60}$ :

$$n = \frac{60v_{\text{м}}}{az}, \quad (7.26)$$

где  $v_{\text{м}}$  – поступательная скорость сажалки, м/с;  $a$  – расстояние между клубнями, м;  $z$  – количество ложечек на диске.

Увеличение частоты вращения диска свыше  $35 \text{ мин}^{-1}$  может вызвать выпадение клубней из ложечки. Для выяснения этого рассмотрим равновесие в ложечке клубня шарообразной формы (рис. 7.6).

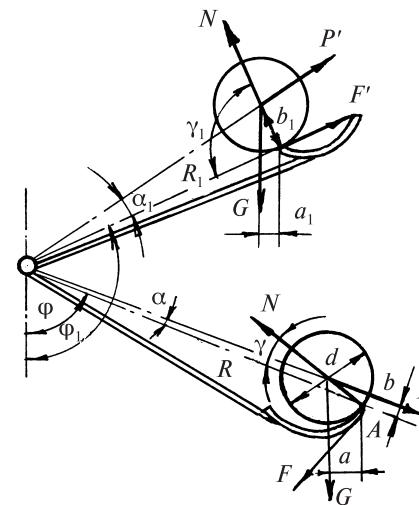


Рис. 7.6.

Без учета влияния бокового щитка на клубень, расположенный в ложечке, действуют силы: тяжести  $G$ , центробежная  $P$ , нормальная  $N$  и касательная  $F$  реакции ложечки.

Клубень не выпадает из ложечки, если момент силы тяжести относительно точки  $A$  будет больше момента силы инерции:

$$Ga > Pb. \quad (7.27)$$

Из рис. 7.5 видно, что

$$a = \frac{d}{2} \sin(\varphi - \gamma); \quad b = R \sin \alpha. \quad (7.28)$$

Так как  $G = m_k g$ , а  $P = m_k \omega^2 R$ , то

$$m_k g \frac{d}{2} \sin(\varphi - \gamma) > m_k \omega^2 R^2 \sin \alpha, \quad (7.29)$$

где  $m_k$  – масса клубня;  $\omega$  – угловая скорость диска,

откуда

$$\sin(\varphi - \gamma) > \frac{2\omega^2 R^2 \sin \alpha}{gd}. \quad (7.30)$$

Выпадение клубня из ложечки тем вероятнее, чем больше частота вращения диска  $\omega$  и больше размеры клубня, так как с увеличением  $d$  угол  $\gamma$  растет.

*Фаза II* – фиксация клубня в ложечке происходит в тот момент, когда она выходит из слоя клубней.

При несвоевременном зажиме клубни будут выпадать через край ложечки. Клубень не выпадет при условии

$$Ga_1 > P'b_1. \quad (7.31)$$

Решив неравенство (7.31), получим

$$\sin(\varphi_1 - \gamma_1) \leq \frac{2\omega^2 R_1^2 \sin \alpha_1}{gd}. \quad (7.32)$$

Из выражения (7.32) определяют угол  $\varphi_1$  поворота диска, при котором клубень должен быть зажат в ложечке. Фиксация клубня происходит при  $\varphi_1 = 90...115^\circ$ .

*Фаза III.* Она характеризуется фиксированным положением клубня в ложечке и его движением вместе с диском.

*Фаза IV* – освобождение клубня зажимом.

При одинаковых размерах клубней рычаг освобождается в одном и том же положении ложечки. Диск при этом поворачивается на угол

$$\phi = \frac{2\pi}{z}. \quad (7.33)$$

Величина угла поворота диска относительно горизонтального диаметра при высеве минимальных и максимальных клубней может несколько различаться.

Вследствие неодинаковых размеров и формы клубней открытие зажимов из-за различий положения рычажка производится через различные промежутки времени, поэтому разные по размерам клубни падают с разной высоты и происходит неравномерное распределение их в рядке. Для равномерной раскладки клубней в бороздке требуется сортировать посадочный материал по весовым фракциям, например 30...50, 50...80, 80...100 г.

При посадке невыровненных клубней массой 30...110 г отклонение расстояний между клубнями в рядке составляет  $\pm(15...18)\%$ .

Удовлетворительная работа картофелесажалок с ложечковым высаживающим аппаратом с пропусками не более 3% (допустимыми по агротехническим требованиям) обеспечивается при частоте захвата клубней 7 шт./с. Работа с большей скоростью приводит к резкому возрастанию числа пропусков.

Существенно улучшить условия захвата клубней и равномерность раскладки их вдоль борозды позволяет конструкция цепочно-ложечного высаживающего аппарата. Технологический процесс работы этого аппарата более прост и исключает фазу зажатия клубня. Известны также высаживающие аппараты конвейерного типа. Они отличаются устойчивостью работы с клубнями различных размеров.

## 7.6. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СОШНИКОВ

Рабочий процесс сошника складывается из трех фаз: образование бороздки, размещение в ней семян, частичная или полная заделка семян. Процесс образования борозд различными типами сошников различен.

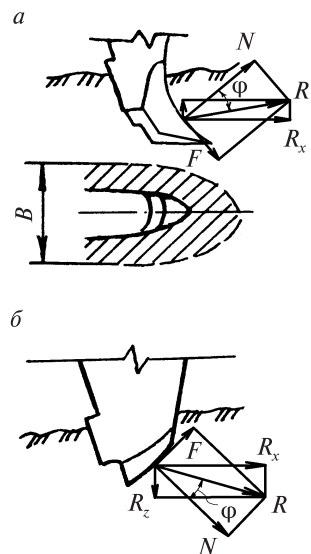


Рис. 7.7. Особенности работы сошников с острым (а) и тупым (б) углом вхождения в почву

Анкерные сошники с острым углом вхождения (рис. 7.7, а) раздвигают почву в стороны, одновременно слегка поднимая ее вверх, и сдвигают вперед. В итоге перед сошником образуется предсошниковый холм, а результирующая реакция  $R$  направлена вверх. Ширина предсошникового холма  $B$  определяет расстановку сошников в одном ряду в поперечном направлении, т. е.  $a_c > B$ , где  $a_c$  – расстояние между сошниками и  $B$  – ширина предсошникового холма.

При  $a_c < B$  предсошниковые вспученности смыкаются, происходит сгуживание почвы, способствующее забиванию сошников, и процесс бороздообразования нарушается. По опытным данным для сошников с острым углом вхождения в почву значение  $a_c$  следует принимать не менее 20 см.

Сошники с тупым углом вхождения (рис. 7.7, б) при работе раздвигают почву и вдавливают ее вниз в соответствии с направлением действия реакции  $R$ , что более полно соответствует агротехническим требованиям по обеспечению плотного ложа для семян. В результате дно и стенки бороздки уплотняются, предсошниковая вспученность сводится до минимума и значение  $a_c$  может быть уменьшено до 15 см.

Килевидные сошники делают более глубокую бороздку. По опытным данным для килевидных сошников  $a_c > 15$  см. Чтобы получить необходимую ширину междурядий, приходится, как правило, расставлять сошники на сеялках в два ряда.

Двухдисковые сошники раздвигают почву в стороны с небольшим перемещением ее частиц вверх и несколько уплотняют стенки и дно бороздки, но меньше, чем килевидные сошники. Для двухдисковых сошников значение  $a_c$  рекомендуется принимать равным 25...26 см. Для уменьшения расстояния  $a_c$  сошники располагают по ходу сеялки в два ряда.

Ширину бороздки между нижними точками режущих кромок обоих дисков определяют так, как показано на рис. 7.8. Пусть точка  $m$  стыка дисков находится на высоте, определяемой углом  $\alpha$  наклона радиуса  $R$  к вертикали. При угле  $\psi$  между дисками ширина бороздки  $b_6$ , составляющая расстояние между нижними точками лезвий дисков,

$$b_6 = BB' = 2mB \sin \frac{\psi}{2}. \quad (7.34)$$

Так как

$$mB = mO - BO = R - R \cos \alpha = R(1 - \cos \alpha), \quad (7.35)$$

то

$$b_6 = 2R(1 - \cos \alpha) \sin \frac{\psi}{2}. \quad (7.36)$$

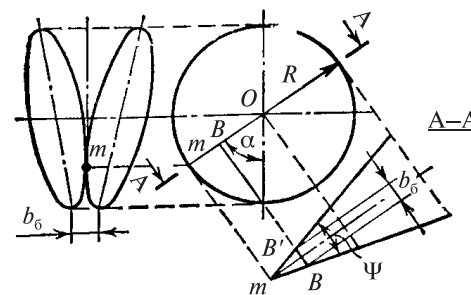


Рис. 7.8. Схема работы двухдискового сошника сеялки

При высоком расположении точки  $B$  ( $\alpha > 50^\circ$ ) диски работают раздельно и проводят две самостоятельные бороздки. Это использовано в дисковом сошнике, предназначенном для узкорядных сеялок. Для такого сошника при  $2R = 350$  мм расстояние между бороздками  $b_6$  составляет 65 мм.

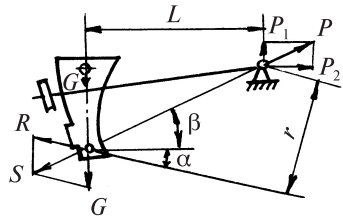


Рис. 7.8. Схема к определению устойчивости хода сошника по глубине

На равномерность глубины укладки и заделки семян большое влияние оказывает устойчивость хода сошника. Она зависит от системы крепления сошников к раме и от направления действующих на сошник сил. Наибольшее распространение получила индивидуально-поводковая одношарнирная система крепления сошников.

При установившемся поступательном движении сеялки на сошник действуют три силы (рис. 7.9): сила тяжести сошника с поводком  $G$ , приложенная к центру тяжести системы; сила общего сопротивления  $R$ , направленная против движения и вверх под некоторым углом к горизонту; сила тяги  $P$ , проходящая через точку  $O$  подвеса поводка.

При установившемся движении сошника указанные силы должны находиться в равновесии, т. е. равнодействующая  $S$  сил  $R$  и  $G$  должна быть равна силе  $P$ , но противоположно направлена и должна проходить через шарнир  $O$  подвеса поводка. Для равновесия также должно быть выдержано условие равенства моментов

$$Rr = GL. \quad (7.37)$$

Таким образом, для равновесия сил  $G$ ,  $R$  и  $P$  необходимо создать такие условия, при которых изменения указанных сил были бы минимальными.

Очевидно, что с изменением почвенных условий меняется значение силы  $R$ , а следовательно, и момент  $Rr$ . При постоянном значении момента  $GL$  глубина хода сошника не будет оставаться постоянной. Таким образом, вследствие непостоянства сопротивления  $R$  условие равновесия сошника непрерывно нарушается. Его можно соблюдать только при хорошо обработанной почве с равномерной разделкой на глубине хода сошника.

Изменение глубины заделки семян является случайным процессом  $a_3(t)$ , который обусловлен не только глубиной хода сошника, но и характером процессов подъема и осыпания почвы, имеющих место в подсошниковой полости.

Расчетную динамическую схему работы сошника при укладке семян на дно борозды и заделке ее почвой можно представить в виде комбинированной модели из двух элементов (рис. 7.10): собственно сошника  $1$  с подвеской и почвы  $2$ . Входными воздействиями на сошник являются неровности поверхности поля  $z_n(t)$  и сопротивление почвы  $R(t)$ . Они вызывают угловые колебания сошника  $\psi(t)$ , которые можно рассматривать как входное воздействие на почву.

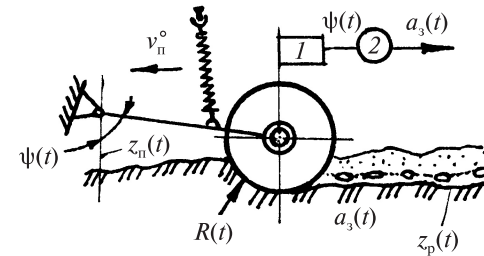


Рис. 7.9. Схема и динамическая модель работы сошника сеялки: 1 – сошник; 2 – почва

Выходной переменной элемента  $2$  будет глубина заделки семян:

$$a_3(t) = z_n(t) - z_p(t). \quad (7.38)$$

Влияние  $z_n(t)$  на колебания  $\psi(t)$  не непосредственно, а через колебания рамы сеялки, опорные колеса которой воспринимают эти воздействия.

## Глава 8

### ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ ХИМИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ РАСТЕНИЙ

Сельское хозяйство несет большие потери от вредителей, болезней растений и сорняков, составляющие почти пятую часть от объемов производства сельхозпродукции. Согласно оценкам FAO (продовольственная и сельскохозяйственная организация ООН), если сейчас прекратить использование пестицидов в сельском хозяйстве, то общее производство сельскохозяйственной продукции сократится на 25...30 %. Следовательно, в защите растений заложен один из важнейших резервов повышения продуктивности земледелия.

#### 8.1. МЕТОДЫ ЗАЩИТЫ РАСТЕНИЙ И ПРИМЕНЯЕМЫЕ ТИПЫ МАШИН

Существуют различные методы защиты растений.

1. *Агротехнический метод* включает комплекс агротехнических приемов (севообороты, обработка почвы, оптимальные сроки сева, подбор устойчивых к вредителям и болезням сортов растений), повышающих культуру земледелия и создающих благоприятные условия для роста полезных растений и неблагоприятные для вредителей, возбудителей болезней и сорняков.

2. *Химический метод* направлен на уничтожение сорняков, вредителей и болезней сельскохозяйственных растений с помощью химических препаратов – пестицидов. Этот метод защиты универсальный и высокопроизводительный. Однако его неправильное применение может привести к накоплению ядов в растениях в количествах, вредных для здоровья животных и людей.

3. *Биологический метод* основан на использовании против вредителей и сорняков их естественных врагов (паразитов, хищников, болезнетворных микробов).

4. *Механические* методы включают применение различных устройств – капканов, ловушек, гусеницеловок и др.

5. *Физические* методы заключаются в применении против вредителей и возбудителей болезней растений ультразвука, токов высокой частоты, радиоактивных препаратов, ионизирующих излучений и др.

Различные методы борьбы с вредителями не заменяют и не исключают, а дополняют друг друга, поэтому их необходимо разумно сочетать. Например, химический, агротехнический, биологический и другие методы входят в систему интегрированной защиты растений.

Разнообразный видовой состав болезней, вредителей и сорняков, их биологические особенности, многообразие сельскохозяйственных культур и технологий возделывания обуславливают необходимость применения около 350 различных пестицидов. По назначению пестициды подразделяются на следующие группы:

- гербициды – для борьбы с нежелательной растительностью;
- инсектициды – для борьбы с вредными насекомыми;
- фунгициды – для борьбы с болезнями;
- зооциды – для борьбы с грызунами и другими вредными позвоночными;
- протравители – для обработки семян с целью предохранения их от болезней и вредителей;
- дефолианты и десиканты – для химического удаления листьев и подсушивания растений на корню;
- нематоциды – для борьбы с нематодами;
- лемациды – для борьбы с моллюсками.

Химические методы борьбы с вредителями и болезнями сельскохозяйственных культур осуществляются путем опрыскивания, опыливания, обработки аэрозолями, протравливания, фумигации.

1. *Опрыскивание* – нанесение химических препаратов в жидко-капельном состоянии в виде растворов, эмульсий, суспензий на растения, тела насекомых и другие поверхности. Высокое качество покрытия поверхности достигается при распыливании рабочей жидкости на капли размером 80...200 мкм.

**Преимущество** опрыскивания – сравнительно малый расход пестицида.

**Недостаток** – сложность приготовления раствора и большой расход воды (200...600 л/га для полевых культур; 1000...2000 л/га – для садов).

**2. Опыливание** – это нанесение химических препаратов в порошкообразном, сухом или увлажненном состоянии на поверхности обрабатываемых растений.

**Преимущества:** опыливание значительно проще опрыскивания, обеспечивает тонкий распыл препарата по поверхности растений, сокращает затраты времени на подготовку и заправку машин. Опыливатели проще опрыскивателей по конструкции и имеют более высокую производительность.

**Недостатки:** слабая прилипаемость порошка к поверхности растений, увеличивающая расход пестицидов; отрицательное влияние ветра. Наилучшее опыливание дает препарат с размерами частиц 15...25 мкм при наземном опыливании и 25...40 мкм – при авиационном. Для лучшей прилипаемости добавляют минеральные масла в количестве 3...5 %.

**3. Обработка аэрозолями** состоит в распылении мельчайших частиц твердого (дыма) или жидкого (тумана) пестицида. Дымы обычно получают от сжигания без пламени при температуре не выше 180 °С специальных дымовых шашек и других материалов с пестицидами. Туманы получают из жидкого раствора механическим, термическим или термомеханическим способами. Дымы применяются для дезинфекции помещений, туманы как в помещениях, так и в полевых условиях.

**Преимущества:** значительное уменьшение расхода препарата (в десятки раз), повышение производительности машин, улучшение равномерности покрытия, повышение качества работ (уничтожаются вредные насекомые не только на растениях и земле, но и в воздухе).

**Недостатки:** трудноуправляемость процессом; аэрозоли под действием воздушных потоков легко отнесутся в сторону и вверх; наблюдаются потери препарата из-за высокой испаряемости аэрозолей.

**4. Протравливание** – обработка специальными препаратами посевного и посадочного материала. Протравливание может быть су-

хое, полусухое и мокрое. Сухое протравливание проводят за 2...6 месяцев до посева, когда тщательно перемешивают материал с сухим порошкообразным препаратом. Полусухое – за несколько дней до посева. Семена смачивают раствором протравителя с высокой концентрацией, но малыми дозами. Затем полученный материал проветривают. Мокрое – непосредственно перед посевом. Семена смачивают раствором с более низкой концентрацией и 2...3 часа выдерживают под брезентом (пленкой), затем идет просушка до нормальной влажности. При машинном протравливании обычно расходуют 10 л раствора протравителя на 1 т обрабатываемых семян.

**5. Фумигация** заключается в насыщении ограниченного пространства сильнодействующими, быстро испаряющимися веществами. Фумигацию успешно применяют в закрытых помещениях, зернохранилищах, теплицах, оранжереях, на складах, зерна под брезентом, животных в специальных камерах, почвы для уничтожения возбудителей болезней корневой системы растений. Помещение после фумигации проветривают и дегазируют.

Машины для химической борьбы с вредителями, болезнями и сорняками должны удовлетворять следующим требованиям:

равномерно распределять препараты по обрабатываемому объекту (степень неравномерности не должна превышать 5 %);

отклонение от заданной нормы расхода допускается не более 3 %;

истребительный эффект должен быть не менее 95 % для вредителей и 90 % для сорняков;

повреждение культурных растений не должно превышать 0,5 %.

Кроме того, к отдельным машинам предъявляются дополнительные агротехнические требования. В опрыскивателях неравномерность состава рабочей жидкости не должна превышать  $\pm 5$  %. Протравливатели должны перемешивать семена с препаратами для равномерного покрытия, быть герметичны и безопасны при работе, рабочие органы не должны повреждать семена.

Машины для химической защиты растений можно подразделить на пять групп:

опрыскиватели, создающие поток распыленной рабочей жидкости;

опыливатели, обрабатывающие растения порошкообразными сухими химикатами; кроме машин, предназначенных только для

опыливания, применяются и комбинированные опрыскиватели-опыливатели;

аэрозольные генераторы, которые образуют ядовитый туман термомеханическим способом; они же могут разбрызгивать растворы препарата механическим способом;

протравливатели, предназначенные для перемешивания семян с протравителями в целях защиты от болезней и вредителей растений;

фумигаторы локально впрыскивают ядовитую жидкость для уничтожения возбудителей болезни растений.

Опрыскиватели и опыливатели выпускаются промышленностью прицепными или навесными и состоят из следующих узлов: резервуара с мешалкой, насоса или вентилятора, пульта управления (дозатора), системы фильтров для очистки рабочей жидкости, штанги и распыливающих устройств.

В современной практике защиты растений используется комплексный подход интегрированной защиты растений, объединяющий различные методы и приемы. Большие возможности для снижения пестицидной нагрузки обеспечивает применение системы точного земледелия на основе GPS и различных датчиков.

Качество работы опрыскивателей и опыливателей и расход пестицида во многом зависит от работы распыливающих устройств. Многочисленными исследованиями доказано, что от размера образуемых частиц ядохимиката зависит активность (токсичность) препарата, равномерность и полнота покрытия растений. Мелкие частицы более полно и равномерно покрывают поверхность и лучше удерживаются на поверхности листьев.

Среди указанных типов машин наибольшее распространение получили опрыскиватели.

## 8.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОПРЫСКИВАНИЯ

Наиболее распространенным способом применения различных пестицидов является их нанесение на обрабатываемые поверхности в жидко-капельном виде. При этом главной задачей является повышение эффективности обработок при снижении потерь препаратов.

Повышению эффективности действия пестицидов способствует мелкокапельное опрыскивание, которое может обеспечивать более равномерное покрытие препаратами зон обработки. Однако время существования водяной капли и дальности ее полета до полного испарения зависит от размера капли, температуры и относительной влажности воздуха. Так, при влажности воздуха 20 % и температуре 30 °С водяные капли диаметром 70 мкм до полного испарения пролетают всего 15 см, диаметром 150 мкм – 2,3 м. Скорость испарения капель удваивается при каждом снижении относительной влажности воздуха с 95 до 85 %, с 85 до 70 %, с 70 до 45 %. Она же удваивается и при повышении температуры воздуха на каждые 10 °С в пределах от 10 до 30 °С.

*Средний диаметр капли* – это первый критерий качества работы опрыскивателей. Средний диаметр капель зависит от типа и параметров распылителя, рабочего давления и обычно составляет 150...300 мкм, а при аэрозольном опрыскивании – 50...100 мкм. По существующим методикам средний размер капель оценивают по медианно-массовому (ММД) и медианно-числовому (МЧД) диаметрам, что соответствует диаметру капли, который делит их массу или количество пополам.

*Степень покрытия каплями обрабатываемой поверхности M* (в процентах) – второй критерий оценки работы опрыскивателей:

$$M = \frac{100\pi}{4A_0} (d_1^2 n_1 + d_2^2 n_2 + \dots + d_n^2 n_n) = \frac{25\pi}{A_0} \sum d_i^2 n_i, \quad (8.1)$$

где  $d_1, d_2, \dots, d_n$  – диаметры следов капель, м;  $n_1, n_2, \dots, n_n$  – количество капель каждого размера;  $A_0$  – исследуемая площадь, м<sup>2</sup>.

При условии равномерного расположения частиц препарата по обрабатываемой поверхности теоретическая степень покрытия определяется как

$$\Pi_T = \frac{S}{\frac{F_{\text{эф}}}{F_{\text{сл}}} - 1}, \quad (8.2)$$

где  $S$  – площадь обрабатываемой поверхности, м<sup>2</sup>;  $F_{\text{эф}}$  – площадь эффективного действия препарата, м<sup>2</sup>;  $F_{\text{сл}}$  – площадь следа, покрываемая каплей, м<sup>2</sup>.

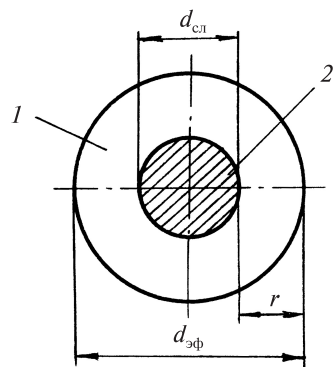


Рис. 8.1. Зона эффективного действия капли пестицида: 1 – след капли; 2 – зона эффективного действия

Отсюда степень эффективного покрытия каплями обрабатываемой поверхности

$$M_{эф} = k_{эф} M. \quad (8.4)$$

С уменьшением размеров капли увеличивается коэффициент эффективного действия.

Мелкокапельное дробление требует высокого давления, но увеличение давления связано с возрастанием потребляемой мощности, увеличением размера и массы гидравлических насосов, что нежелательно как с конструкторской, так и с эксплуатационной точки зрения. С учетом этого для получения мелкокапельного дробления иногда используют насосы низкого давления с дополнительным частичным дроблением жидкости вентиляторами.

### 8.3. ПАРАМЕТРЫ РАСПЫЛИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

По принципу действия распыливающие устройства (распылители, наконечники) разделяют на *гидравлические*, у которых рабочая жидкость распыливается под действием давления жидкости, и *вентиляторные*, у которых рабочая жидкость дробится совместно под действием гидравлического давления и воздушной струи.

Коэффициент эффективного действия капли, равный отношению общей площади эффективного действия к площади, образованной следом капли (рис. 8.1), – третий критерий качества опрыскивания:

$$k_{эф} = \frac{F_{эф}}{F_{сл}} = \frac{(d_{сл} - 2r)^2}{d_{сл}^2}. \quad (8.3)$$

Здесь площадь следа капли  $F_{сл} = \pi d_{сл}^2 / 4$ , а площадь эффективного действия капли  $F_{эф} = \pi (d_{сл} - 2r)^2 / 4$ , где  $r$  – зона эффективного биоцидного действия, равная 0,0001...0,0002 м.

Современные опрыскиватели снабжены гидравлическими распыливающими наконечниками различных видов: центробежные, пневматические, струйные и вращающиеся.

Рабочий поток, образуемый гидравлическим распыливающим устройством опрыскивателя, складывается из воздуха и массы мельчайших частичек жидкости. После выхода из распылителя рабочий поток ведет себя аналогично свободной затопленной струе (рис. 8.2). Вследствие беспорядочного поперечного перемещения вихрей при турбулентном движении газа в струе происходит взаимодействие между струей и окружающим ее неподвижным воздухом. В результате струя постепенно увлекает за собой все большую массу окружающего воздуха и при этом, отдавая ему часть своей кинетической энергии, постепенно теряет скорость и расширяется. Образуется турбулентный пограничный слой струи 3, который снаружи граничит с окружающим неподвижным воздухом, а изнутри – с ядром невозмущенного потока 2. По мере удаления от начального сечения 4, т. е. увеличения  $X$ , пограничный слой 3 становится шире, а ядро невозмущенного потока сужается, наконец, в сечении струи на расстоянии  $\Pi$ , называемом переходным, это ядро исчезает. Далее расположен основной участок струи  $\text{III}$ , в котором пограничный слой заполняет все поперечное сечение. На основном участке происходит дальнейшее расширение струи до расстояния  $H_x$ , сопровождающееся уменьшением скорости на ее оси. Точка пересечения внешних границ струи называется ее полюсом  $I$ .

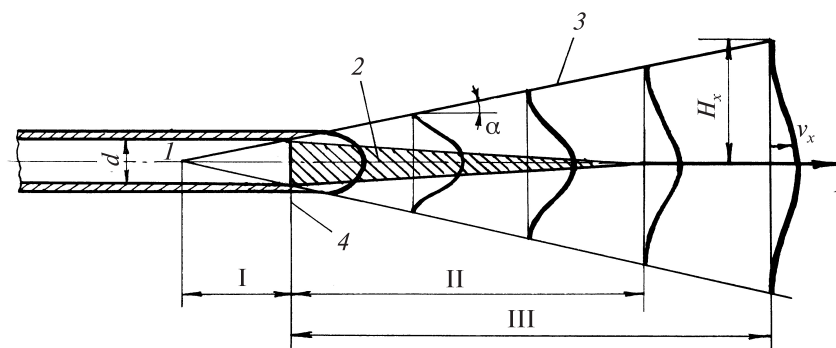


Рис. 8.2. Образование свободной турбулентной струи: 1 – полюс струи; 2 – ядро потока; 3 – пограничный слой струи; 4 – начальное сечение;  $\alpha$  – боковой угол расширения потока

Поперечные составляющие скорости в струе малы по сравнению с ее продольными составляющими, и ими обычно пренебрегают.

На начальном участке струи у выхода из распылителя скорость ядра потока будет наибольшей: она определяется давлением внутри распыливающего устройства. В дальнейшем на основном участке скорость падает. В направлении от оси потока к границе струи и на ее границе скорость также уменьшается до нуля. Эпюры скорости в разных сечениях струи имеют аналогичный характер.

Известно значительное количество конструкций гидравлических распылителей, среди которых можно выделить четыре основных типа: щелевые, дефлекторные, центробежные (вихревые) и центробежно-струйные. Они различаются принципом работы и характером распределения выходящей жидкости по ширине факела распыла (рис. 8.3).

В процессе распыления за счет давления поток жидкости дробится на капли. Из-за сужения соплового канала внутри распылителя жидкость ускоряется. При выходе из сопла распылителя давление падает и жидкость распространяется в заданном геометрией сопла направлении. При этом вначале образуется гладкая пленка, которая под воздействием воздушной среды становится неустойчивой и волнистой. В итоге она распадается на нити. Нити в свою очередь распадаются на капли различной величины, которые и формируют факел распыленной жидкости.

Щелевые распылители (рис. 8.3, *a*) представляют собой насадки со щелевидным соплом (или несколькими соплами). Распределение жидкости в пределах факела распыла близко к треугольному, что обеспечивает высокую равномерность распределения жидкости при соответствующем перекрытии факелов распылителей, установленных на штанге опрыскивателя.

Размеры капель, образуемых щелевыми распылителями, зависят от размера сопла, угла при вершине факела и давления жидкости в системе нагнетания опрыскивателя.

Наиболее распространены распылители фирм Teejet, Hardi, Delavan, Lurmark, Нурро, Kowex, Lechler, Jacto. Основным производителем распылителей в Республике Беларусь является ООО «Ремком». Предприятие выпускает три типоразмера стандартных щелевых распылителей: СТ 110.03, СТ 110.04, СТ 110.08.

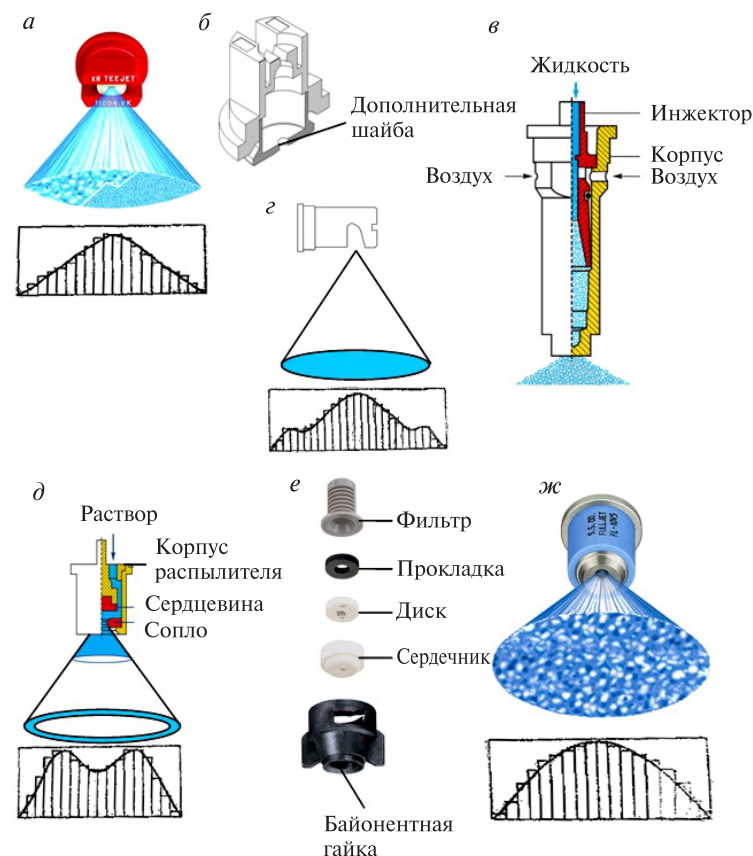


Рис. 8.3. Основные типы распылителей и эпюры распределения жидкости: *a* – щелевой; *b* – с дополнительной шайбой; *v* – инжекторный; *z* – дефлекторный; *d*, *e* – центробежный (вихревой) с полым конусом распыла; *ж* – центробежный (вихревой) со сплошным конусом распыла

Маркировка распылителей соответствует стандарту ISO. Аббревиатура СТ обозначает принадлежность распылителей к серии «Стандарт», цифры 110 – угол при вершине факела распыла ( $110^\circ$ ). Число, идущее после точки, показывает производительность (американских галлонов/мин) распылителя, т. е. количество жидкости, проходящее через распылитель за 1 мин при давлении 0,3 МПа. Для перевода в единицы системы СИ (л/мин) необходимо умножить указанную производительность на коэффициент 4.

Например: СТ 110.03 – распылитель стандартного ряда с углом при вершине факела 110° и производительностью 0,3 галлона/мин (или 1,2 л/мин).

Цвет распылителей (цветовая кодировка) соответствует ISO 10625:2005. Присоединительные размеры соответствуют международному стандарту ISO 10626:1991.

Распылители изготавливаются из специального химически стойкого пластика, относящегося к классу полиоксиметиленов. Износостойкость этого материала уступает только керамике, превосходя нержавеющую сталь в 2 раза, а латунь – более чем в 30 раз.

В зависимости от размера выходного отверстия и создаваемого рабочего давления щелевые распылители могут обеспечивать мелко- или крупнокапельный распыл жидкости. Меньший размер отверстия и большее давление позволяют получить капли меньшего размера. Щелевые распылители обычно имеют равномерную эпюру распределения жидкости по ширине факела распыла, что в свою очередь способствует получению равномерного распределения пестицидов по всей ширине захвата штанги. Они способны качественно вносить растворы любых типов пестицидов.

Борьба с наличием склонных к испарению мелких капель в факеле распыла щелевых распылителей привела к созданию двух их разновидностей, несколько улучшивших качество дробления жидкости: распылителей, имеющих внутри шайбу с отверстием, и инжекторных.

Достаточно простым решением является установка в щелевой распылитель дополнительной шайбы с отверстием, ось которого совпадает с осью сопла распылителя (рис. 8.3, б). Производительность распылителя определяется диаметром отверстия в шайбе, что позволяет увеличить площадь проходного сечения сопла. Поток жидкости перед выходом из сопла значительно более турбулентен, чем в обычном распылителе, что предотвращает образование жидкостной пленки на выходе из сопла. В результате, по данным фирм-разработчиков относительное количество мелких капель в факеле распыла снижается до 4–5 %, что значительно меньше, чем при работе обычного распылителя. Распылители этого типа рекомендуются использовать при скорости ветра до 8 м/с.

Серии распылителей данного типа выпускают известные фирмы, такие как Teejet (серия DG (DriftGuard)), Lurmark, Jacto и

Hardi (серия LD (LowDrift)). В Беларуси данный тип распылителей (серия AC) производит ООО «Ремком».

Инжекторные распылители работают с подсосом в распылитель воздуха (рис. 8.3, в) и образуют на выходе из сопла низкократную пену. Их преимущества заключаются в:

снижении сноса рабочей жидкости ветром из-за значительного уменьшения количества мелких капель в факеле распыла;

увеличении степени покрытия растений при неизменном расходе жидкости на единицу площади;

повышении производительности опрыскивателя в результате снижения нормы внесения рабочей жидкости (до 2 раз);

обеспечении лучшего проникновения в растительный покров при увеличении скорости падения и размеров капель;

отсутствии потерь пестицида из-за скатывания крупных капель с поверхности листьев растений, так как их удельный вес значительно ниже, чем у обычных капель;

возможности эксплуатации распылителей в более широком диапазоне давлений (0,3–2,0 МПа) без проблем, связанных с образованием мелких капель.

Недостатком инжекторных распылителей является относительная сложность конструкции. Распылители данного типа представляют фирмы Teejet (серия AI), Hardi (серия INJET), Lechler (серия ID), Lurmark (серия DB), Albuz (серия AVI). В Беларуси данный тип распылителей (серия АэроПлюс) производит ООО «Ремком».

Дефлекторные распылители предназначены для более грубого распыла пестицидов и внесения жидких минеральных удобрений (рис. 8.3, г). Через подводящее отверстие (диаметром 1,6; 2,0 или 4,0 мм) подается струя жидкости, которая ударяется в отражательную поверхность и сходит с нее в виде тонкой пленки. Пленка жидкости на небольшом расстоянии от распылителя распадается на капли диаметром 250–400 мкм, обеспечивая плоский факел распыла с углом до 120–170°. Эпюра распределения жидкости по ширине факела имеет «всплески» по краям, поэтому для достижения равномерного внесения пестицидов необходима тщательная регулировка высоты установки штанги над обрабатываемой поверхностью.

Центробежные (вихревые) распылители с полым конусом распыла по конструкции бывают двух видов: первый имеет в корпусе шайбу с калиброванным отверстием и завихритель (рис. 8.3, д);

второй – раздельные диск и сердечник (рис. 8.3, *е*). У полевых экономичных распылителей диаметр выходного отверстия составляет 1,25 мм с шагом резьбы завихрителя 3 мм. Распылители данного типа обеспечивают конусный распыл без капель посередине. Эюра вихревого распылителя имеет «двухвершинное» распределение жидкости по ширине захвата и повышенную общую неравномерность внесения пестицидов.

Центробежные распылители (центробежно-дисковые, струйные) со сплошным конусом распыла обеспечивают выход жидкости в виде заполненного конуса с равномерным распределением по ширине факела (рис. 8.3, *ж*). Однако устройство подобных распылителей более сложно, они склонны к забиванию и находят ограниченное применение.

На некоторых ранцевых опрыскивателях применяют полевые обычные и полевые экономичные распылители. Последние обеспечивают большее дробление жидкости и меньший ее расход.

Конструкции современных распылителей постоянно совершенствуются. Одним из перспективных направлений является использование двухщелевых распылителей. Совершенствование распылителей часто направлено на получение монодисперсного распыла с регулируемым размером образуемых капель.

Полевые наконечники распыливают жидкость под давлением 3...10 кг/см<sup>2</sup> (0,3...1,0 МПа) и создают струю длиной 1...2 м с углом распыла 80...98°. Полевой наконечник имеет сердечник с винтовой нарезкой с шагом 8 мм или 3 мм (экономичный). Жидкость, проходя под давлением по винтовому каналу сердечника получает вращательное движение и при выходе из колпачка распыливается в виде факела. Колпачки имеют отверстия от 1,25 до 2,5 мм.

Садовые наконечники работают под давлением 1,5...2,5 МПа. Их конструкция аналогична конструкции полевых наконечников. Расход жидкости регулируют заменой дисков, имеющих различные диаметры выходных отверстий. Основной недостаток полевых и садовых наконечников – их частое засорение.

Распылители разных типов характеризуются углом факела распыла  $2\gamma$  (15...150°), расчетной шириной захвата  $b$  и закономерностью распределения жидкости по ширине факела. Расход рабочей жидкости через распылитель зависит от диаметра выходного отверстия и давления. Для садовых брандспойтов при работе под давлени-

нием 2 МПа зависимость между расходом  $q$  и диаметром выходного отверстия  $d$  имеет вид

$$\frac{q_1}{q_2} = \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2. \quad (8.5)$$

В общем случае связь расхода жидкости с давлением  $P$  следующая

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{\sqrt{P_1}}{\sqrt{P_2}}, \quad (8.6)$$

т. е. для увеличения расхода жидкости в 2 раза необходимо увеличить давление в 4 раза.

Для распределения порошковидных форм пестицидов применяются опыливатели. Они имеют бункер, дозирующее устройство и вентилятор с распыливающей насадкой.

В опыливателях применяют: цилиндрические, ложкообразные, секирообразные, плоские (щелевые) и комбинированные насадки. Комбинированные опыливают растения с увлажнением порошка. Расход жидкости 25...100 % от массы порошка (вода, масло). Однако в последнее время порошковидные формы пестицидов находят ограниченное применение по экологическим соображениям.

#### 8.4. РАСЧЕТ ПОТРЕБНОГО КОЛИЧЕСТВА РАСПЫЛИВАЮЩИХ НАКОНЕЧНИКОВ И НАСТРОЙКА ОПРЫСКИВАТЕЛЯ И ОПЫЛИВАТЕЛЯ

Расход рабочей жидкости через один распыливающий наконечник можно определить по формуле

$$q = 0,06 F \mu \sqrt{2gp}, \quad (8.7)$$

где  $F$  – сечение выходного отверстия наконечника, мм<sup>2</sup>;  $\mu$  – коэффициент расхода, зависящий от конструкции распылителя и учитывающий коэффициент скорости  $\varphi_v$  и сужения струи  $\varepsilon$  ( $\mu = \varepsilon\varphi_v$ );  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $p$  – давление при входе жидкости в распыливающий наконечник, мм вод. ст.

Для центробежных наконечников с сердечниками  $\mu = 0,41$ , для центробежных тангенциальных  $\mu = 0,27$ . Для дефлекторных распылителей коэффициент  $\mu$  зависит от диаметра выходного отверстия и составляет  $0,55...0,75$ . Для щелевых распылителей коэффициент расхода  $\mu$  составляет  $0,80...0,88$ .

Минутный расход (л/мин) рабочей жидкости опрыскивателя рассчитывается

$$q_1 = vBQ/600, \quad (8.8)$$

где  $v$  – скорость агрегата, км/ч;  $B$  – ширина захвата машины, м;  $Q$  – норма расхода рабочей жидкости, л/га.

Из уравнений (8.7) и (8.8) получим потребное количество распыливающих наконечников:

$$n = q_1/q. \quad (8.9)$$

Наиболее эффективно производить настройку опрыскивателей подбором необходимого типоразмера распылителя, так как множитель  $F$  входит в формулу (8.7)  $q$  в 1-й степени, а  $p$  – в степени  $0,5$ , поэтому увеличение площади сечения сопла дает пропорциональное изменение расхода.

При настройке опрыскивателя проверяют его комплектность и исправность, устраняют возможные подтекания рабочей жидкости. Штанга должна быть укомплектована распылителями одного типа и размера. Резервуар опрыскивателя заполняют чистой водой (на 1/3 емкости) и осуществляют пробное включение, в результате которого выявляют возможные недостатки и неисправности. По имеющимся таблицам выбирают предварительные параметры настройки (тип распылителя, рабочее давление) и осуществляют сбор жидкости, проходящей за минуту через один распылитель, в специальный мерный стакан. Количество жидкости в стакане должно соответствовать расчетному

$$q = q_1/n. \quad (8.10)$$

Замеры рекомендуется повторить 7...9 раз по всей длине штанги.

На равномерность распределения рабочей жидкости по ширине штанги оказывает влияние ширина захвата каждого распылителя, которая связана с величиной угла  $2\gamma$  при вершине факела рас-

пыла. Эксплуатировать опрыскиватель необходимо при давлении в системе нагнетания не менее  $0,25...0,30$  МПа. При таком давлении происходит стабилизация угла  $2\gamma$  при вершине факела и незначительные колебания давления не приводят к ухудшению равномерности внесения рабочей жидкости.

Равномерное распределение вносимой рабочей жидкости по ширине штанги обеспечивается при определенной высоте  $h_{шт}$  ее установки. При назначении данного эксплуатационного параметра должны учитываться тип используемых распылителей, расстояние между распылителями  $l_{шт}$  на штанге, угол  $2\gamma$  факела распыла, а также его форма (рис. 8.4).

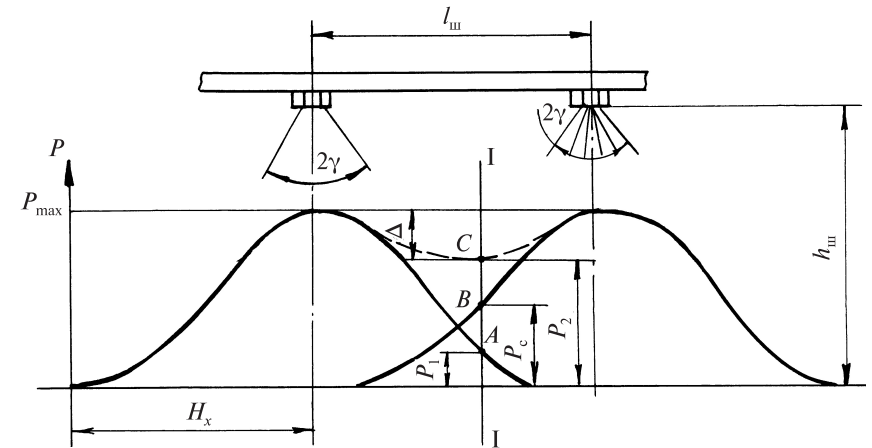


Рис. 8.4. Схема к определению рациональной высоты установки штанги опрыскивателя

Высота установки распылителей  $h_{шт}$  должна обеспечивать перекрытие факелов распыла на уровне обрабатываемой поверхности. При этом в любом сечении (I–I и др.) должно соблюдаться соотношение

$$P_{\max} - P_c = \Delta < \Delta_{\text{доп}}, \quad (8.11)$$

где  $P_{\max}$  – наибольшее количество жидкости в сечениях по ширине факела распыла, л;  $P_c$  – суммарное количество жидкости в рассматриваемом сечении I–I зоны перекрытия смежных факелов распыла, л ( $P_c = P_1 + P_2$ , где  $P_1$  – количество жидкости, поступающей в сечение I–I зоны перекрытия факелов от одного распылителя;  $P_2$  – количество жидкости, поступающей в сечение I–I зоны пе-

рекрытия факелов от второго распылителя);  $\Delta$  — отклонение количества жидкости в рассматриваемом сечении I—I от максимального, л;  $\Delta_{\text{доп}}$  — допустимое отклонение распределения жидкости по ширине штанги, л.

Величина допустимого отклонения распределения жидкости по ширине захвата определяется коэффициентом вариации, величина которого не должна превышать 15 %. При работе опрыскивателя важно соблюдать стабильность положения штанги по высоте, поскольку колебания штанги приводят к нарушению установленной равномерности внесения пестицидов.

Потребный расход пылевидного препарата опыливателем определяется по формуле, аналогичной формуле для опрыскивания.

В связи с большим расходом порошкообразного препарата, плохой прилипаемостью его к листьям растений и сильным влиянием ветра опыливатели применяют редко.

⇒ **Задача.** Определить минутный расход рабочей жидкости через один распылитель опрыскивателя при норме расхода  $Q = 200$  л/га; ширине штанги  $B = 12$  м; рабочей скорости  $v = 8$  км/ч; количестве распылителей  $n = 24$ .

**Решение.** Из уравнений (8.8; 8.9) с учетом количества распылителей

$$q_1 = \frac{8 \cdot 12 \cdot 200}{600 \cdot 24} = 1,33 \text{ л/мин.}$$

## Глава 9

### ПОДВОДЯЩИЕ РАБОЧИЕ ОРГАНЫ УБОРОЧНЫХ МАШИН

Подводящие рабочие органы обеспечивают подъем, отделение убираемых растений от остального стеблестоя и их подачу на последующие рабочие органы машин. Для этих целей применяют делители, стеблеподъемники и мотовила.

#### 9.1. ТИПЫ И РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДЕЛИТЕЛЕЙ

Делители уборочных машин отделяют срезаемые или вытеребиваемые растения от остального массива, разделяют их при необходимости на полосы и подводят к последующим рабочим органам. По конструкции и принципу работы выделяют пассивные и активные делители.

*Пассивные делители* бывают торпедные с регулируемыми стеблеотводами, клиновые в виде носка на боковине жатки и прутковые. Торпедный делитель (рис. 9.1, а) состоит из корпуса 1, наружного 2 и внутреннего 3 стеблеотводов, соединенных между собой шарнирно посредством башмака 4, и носка. Положение корпуса 1 регулируют по вертикали и фиксируют с помощью зубчатого зажима 5. Внутренний и наружный стеблеотводы можно перемещать по вертикали и горизонтали, фиксируя зубчатыми зажимами и стопорными винтами.

При уборке спутанных длинностебельных культур внешний стеблеотвод отводят вправо вверх, добиваясь хорошей укладки поникших стеблей на нескошенный хлебостой. Чем больше длина стеблей, тем дальше необходимо отводить стеблеотвод. Разделение

массы должно происходить до того, как она будет срезана режущим аппаратом.

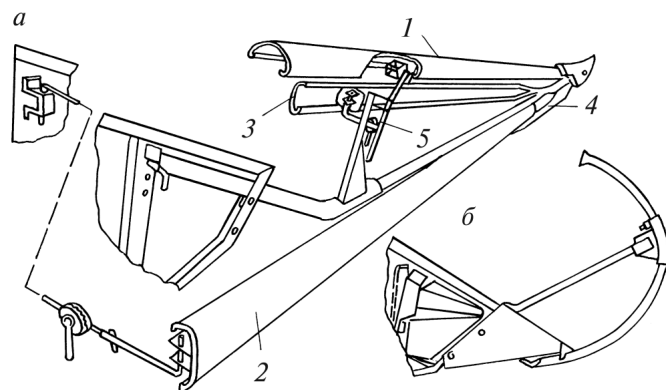


Рис. 9.1. Пассивные делители:  
а – торпедный; б – клиновой

При уборке стеблестоя с полеглостью вправо внешний стеблеотвод поднимают по возможности выше и немного отводят вправо. Корпус устанавливают в крайнее верхнее положение. Внутренний стеблеотвод отводят влево вверх, но настолько, чтобы он не мешал работе мотовила.

При уборке стеблестоя со сплошной полеглостью влево внешний стеблеотвод отводят до предела вправо, причем задний конец должен быть расположен несколько выше хлебостоя. Корпус устанавливают в крайнее верхнее положение. Внутренний стеблеотвод в таком случае практически бесполезен. Для уменьшения потерь срезанным колосом при этом необходимо также монтировать левый делитель. Его корпус должен быть поднят до предела, а внутренний стеблеотвод установлен в крайнее правое положение. При уборке короткостебельных растений делители с регулируемы-ми стеблеотводами заменяют на клиновые (рис. 9.1, б).

Пассивные делители обеспечивают требуемое качество работы только на относительно негустом, прямостоячем стеблестое.

В более сложных условиях уборки: на спутанном, толстостебельном, густом стеблестое – используют *активные делители*. Они, в зависимости от вида рабочего органа могут быть ножевыми или шнековыми.

Рассмотрим процесс отгиба прямостоячих стеблей делителем, прутком  $A_0B_0$  (рис. 9.2) которого расположен в пространственной системе координат с осями  $OX$ ,  $OY$ ,  $OZ$ . Для упрощения примем, что стебли сохраняют свою прямолинейность при наклоне и не взаимодействуют между собой.

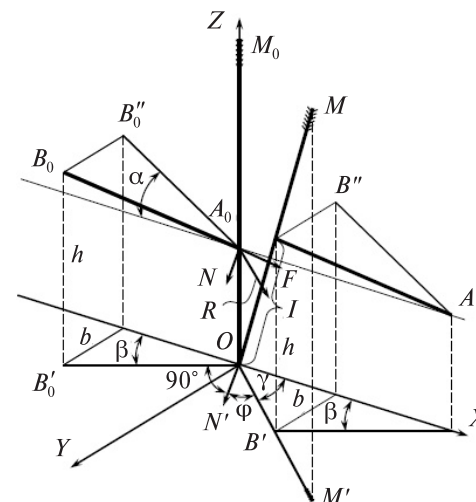


Рис. 9.2. Схема отгиба стебля прутком делителя

Положение прутка  $A_0B_0$  определяется его проекциями  $OB'_0$  на горизонтальную плоскость  $XOY$  и  $A_0B''_0$  на вертикальную плоскость  $XOZ$ , углами  $\alpha$  и  $\beta$  и расстоянием  $h$  точки  $B_0$  от плоскости  $XOY$ . Примем, что пруток движется в направлении оси  $X$ , а точка  $A_0$  расположена в плоскости  $XOZ$ .

При отгибе стеблей наибольший наклон получают те из них, которые совпадают с осью  $OZ$ . Если стебель  $OM_0$  первоначально был расположен по оси  $OZ$ , то при перемещении делителя он, скользя по прутку  $A_0B_0$ , займет положение  $OM$ , которое определится проекцией  $OM'$ .

Пруток  $A_0B_0$  воздействует на стебель нормальной силой  $N$  и силой трения  $F$ . Сила  $N$  перпендикулярна как стеблю  $OM$ , так и прутку  $A_0B_0$ , а сила  $F$  направлена по  $A_0B_0$ . Равнодействующая  $R$  сил  $N$  и  $F$  вызывает наклон стебля в плоскости  $M'OM_0$ , след от которой с осью  $OX$  составляет угол  $\gamma$ .

Так как сила  $N$  перпендикулярна и прутку  $A_0B_0$ , и стеблю  $OM_0$ , то она расположена в горизонтальной плоскости. Тогда в плоскости  $XOY$  между линиями  $OB'_0$  и  $N'$  будет прямой угол, а проекция стебля  $OM'$  будет отклонена от нормали  $N'$  на угол  $\phi$  трения стебля о делитель. В соответствии с этим из рис. 9.2 имеем  $\gamma = 90^\circ - (\beta + \phi)$ .

Наибольшее отклонение стебля от вертикального положения будет в тот момент, когда прутки коснутся стебля в точке  $B$ .

Из прямоугольного треугольника  $OBV$  имеем

$$OB = l = \sqrt{h^2 + (OB')^2}. \quad (9.1)$$

Так как  $OB' = b / \sin \gamma$ , то участок  $l$  стебля, расположенный под делителем (от почвы до точки соприкосновения с делителем), будет равен

$$l = \sqrt{h^2 + b^2 / \sin^2 \gamma} \quad (9.2)$$

или

$$l = \sqrt{h^2 + b^2 / \cos^2 (\beta + \phi)}, \quad (9.3)$$

где  $b$  – расстояние от оси делителя до крайней задней кромки прутка (половина ширины делителя), м.

Из выражения (9.3) следует, что длина участка  $l$  тем больше, чем больше угол  $\phi$  трения стебля о делитель и угол  $\beta$  раствора делителя. Отклонение стебля растет с увеличением ширины  $b$  и высоты  $h$  установки делителя.

**Задача.** Определить длину участка стебля, расположенного под делителем шириной  $2b = 0,35$  м, при высоте его крайней задней кромки над поверхностью поля  $h = 0,4$  м, угле заострения делителя  $2\beta = 30^\circ$  и коэффициенте трения стебля о прутки делителя  $f = 0,5$ .

**Решение.** С учетом того что угол трения  $\phi = \arctg f = \arctg 0,5 = 0,46$  рад =  $26,6^\circ$ , длина участка под делителем из уравнения (9.3) будет равна

$$l = \sqrt{h^2 + b^2 / \cos^2 (\beta + \phi)} = \sqrt{0,4^2 + 0,175^2 / \cos^2 (15 + 26,6)} = 0,46 \text{ м.}$$

## 9.2. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ДЕЛИТЕЛЕЙ ЛЬНОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Прутковые делители льноуборочных машин представляют собой трех- или пятигранные клинья. Они разделяют стеблестой льна на отдельные полосы и прутками подводят стебли к ремням теревильного аппарата (рис. 9.3). При этом основную работу по подводу стеблей выполняют нижние прутки.

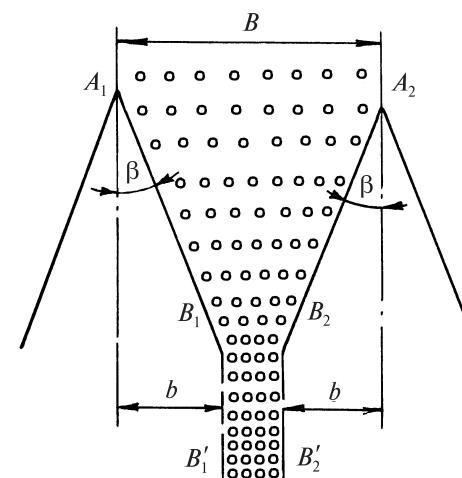


Рис. 9.3. Схема уплотнения стеблей под воздействием делителей

Положение рабочего прутка делителя определяется его высотой над поверхностью поля, а также углом  $\beta$  между прутком и продольной осью делителя (половина угла заострения делителя). Стебли в полосе шириной  $B$  отклоняются по-разному: наибольший наклон получают те, которые находятся на одной оси с делителем. Стебли средней части убираемой полосы поступают в ручей без отгиба.

Захват стеблей теревильными ремнями на разном расстоянии от комлей (из-за различного их наклона) обуславливает растянутость вытеребленных растений. Основными показателями, характеризующими работу делителей, являются абсолютная растянутость ленты льна  $\Delta l = l - h$ , представляющая собой наибольшее

расстояние между комлями вдоль стеблей в ленте, и относительная растянутость, определяемая по формуле

$$\varepsilon = \frac{l-h}{L} 100\%, \quad (9.4)$$

где  $l$  – наибольшая длина участка стебля, расположенного под делителем, м;  $h$  – высота крайней задней кромки делителя, м;  $L$  – средняя длина стеблей, м.

Растянность ленты значительно осложняет последующие операции очеса коробочек, подбора и оборачивания лент. Допускается растянутость ленты  $\varepsilon = 20...25\%$ .

Используя зависимость для участка  $l$  (формула (9.3)), получим выражение для определения относительной растянутости ленты:

$$\varepsilon = \left( \frac{\sqrt{h^2 + b^2 / \cos^2(\beta + \varphi)}}{L} - \frac{h}{l} \right) \cdot 100\%. \quad (9.5)$$

Относительная растянутость ленты уменьшается с увеличением высоты установки делителей. Больше влияние высота установки делителей оказывает на относительную растянутость ленты при уборке короткостебельного льна. На длинностебельном льне высота установки мало изменяет растянутость  $\varepsilon$ .

Следовательно, делители теребивных аппаратов необходимо устанавливать на такой высоте, при которой будет достигнута минимальная растянутость ленты, вызываемая действием делителей, и теребивные ремни будут захватывать наклоненные стебли без повреждения семенных коробочек.

Если принять, что минимальная техническая длина стебля (от поверхности поля до первого разветвления)  $L_{\text{техн}}$ , а размер его участка, зажимаемый ремнями,  $l_p$ , то без учета криволинейности стебля получим

$$L_{\text{техн}} \geq l + l_p \quad (9.6)$$

или

$$L_{\text{т}} - l_p \geq \sqrt{h^2 + b^2 / \cos^2(\beta + \varphi)}. \quad (9.7)$$

Решив неравенство (9.7), получим

$$h \leq \sqrt{(L_{\text{техн}} - l_p)^2 - b^2 / \cos^2(\beta + \varphi)}. \quad (9.8)$$

Исследования рабочего процесса делителей показали, что на растянутость ленты кроме высоты установки  $h$  оказывает влияние и угол  $\alpha$  наклона делителя в вертикальной плоскости к направлению движения.

Изменение растянутости ленты льна в зависимости от  $\beta$ ,  $h$  и  $\alpha$  при  $b = 13$  см, представленное на рис. 9.4, свидетельствует о том, что при всех прочих равных условиях с уменьшением угла  $\beta$  уменьшается растянутость ленты льна. Таким образом, делители с острым углом, т. е. так называемые удлиненные делители, имеют преимущество перед короткими (тупыми) делителями.

Таковы закономерности воздействия делителей на подводимые стебли льна при условии, что они не взаимодействуют между собой. В действительности при движении машины наклоняемые делителями стебли встречают некоторое сопротивление со стороны других соприкасающихся с ними стеблей, что также влияет на растянутость ленты.

Удлиненные делители улучшают подвод полеглых стеблей льна в теребивный ручей и способствуют повышению чистоты теребления. Это было установлено при испытаниях теребивного аппарата льнокомбайна с двумя вариантами делителей: длинными и короткими. У удлиненных делителей угол между нижними прутками был

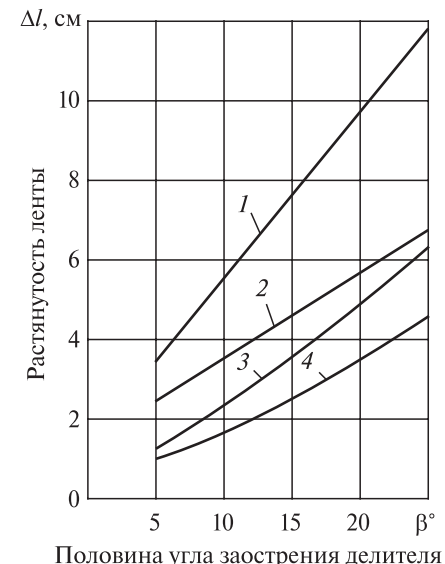


Рис. 9.4. Зависимость растянутости стеблей льна от параметров делителя (данные Г. А. Хайлиса):  
 1 –  $h = 5$  см,  $\alpha = 10^\circ$ ; 2 –  $h = 20$  см,  $\alpha = 10^\circ$ ; 3 –  $h = 5$  см,  $\alpha = 30^\circ$ ;  
 4 –  $h = 20$  см,  $\alpha = 30^\circ$

равен  $29...30^\circ$ , а между верхними –  $24...25^\circ$ ; у коротких делителей эти же углы соответственно были  $45...46^\circ$  и  $31...32^\circ$ . Во время работы длинные делители удовлетворительно подводят в теребивный ручей и прямостоячие, и полеглые стебли льна. Короткие же делители хуже подводят лен в ручей. Это особенно проявлялось при работе на полеглом стеблестое и движении агрегата вдоль полеглости. В данном случае нижние прутки делителей (между которыми имеется большой угол) вместо подвода стеблей в теребивный ручей больше наклоняли стебли льна в сторону движения агрегата, увеличивая растянутость ленты.

Для повышения чистоты теребления льна, уменьшения растянутости стеблей в лентах и повышения надежности технологического процесса подъема, разделения и подвода стеблей в теребивные ручьи при уборке полеглого льна целесообразно устанавливать удлиненные делители.

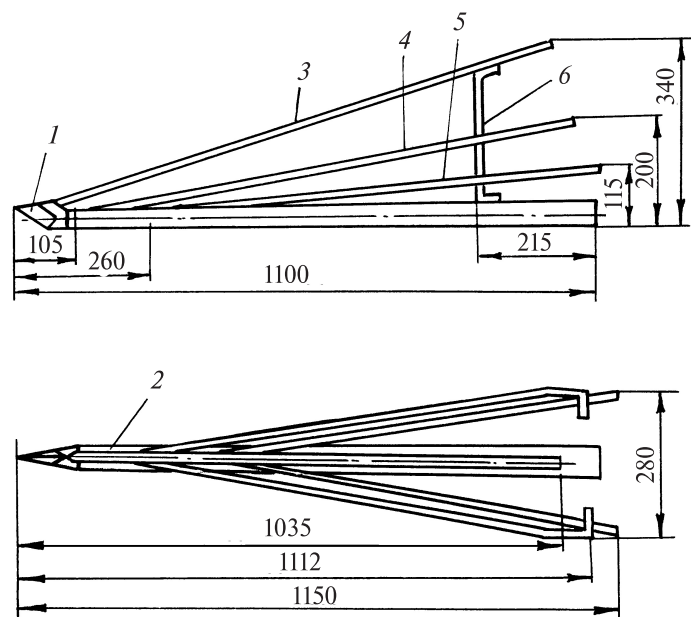


Рис. 9.5. Удлиненный прутковый делитель льноуборочных машин

Удлиненный делитель (рис. 9.5) состоит из стреловидного носика 1, трубы 2 (диаметр 25 мм, длина 1000 мм), центрального прутка 3

(диаметр 10 мм, длина 1020 мм), верхних боковых прутков 4 и 5 (диаметр 12 мм, длина 830 мм) и стойки 6 (диаметр 12 мм, длина 270 мм).

➔ **Задача.** Определить высоту расположения задней кромки делителя, обеспечивающую минимальную растянутость ленты без повреждения коробочек, если ширина делителя  $2b = 0,30$  м, угол заострения делителя  $2\beta = 30^\circ$ , коэффициент трения стебля о пруток делителя  $f = 0,5$ , ширина теребивного ремня  $l_p = 0,1$  м и техническая длина стебля  $L_{\text{техн}} = 0,7$  м.

**Решение.** Исходя из того что угол трения  $\phi = \arctg f = \arctg 0,5 = 0,46$  рад =  $26,6^\circ$ , высота  $h$  из уравнения (9.8) будет равна

$$h = \sqrt{(L_{\text{техн}} - l_p)^2 - b^2 / \cos^2(\beta + \phi)} = \sqrt{(0,7 - 0,1)^2 - 0,15^2 / \cos^2(15 + 26,6)} = 0,57 \text{ м.}$$

### 9.3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СТЕБЛЕПОДЪЕМНИКОВ

Стеблеподъемники поднимают полеглую растительную массу, облегчая ее срез режущим аппаратом. Они бывают *пассивные (жесткие и шарнирные)* и *активные*.

Растения должны перемещаться по рабочей поверхности стеблеподъемника со скольжением, поэтому главным технологическим условием их нормальной работы является выполнение неравенства  $\alpha > \phi$ , где  $\phi$  – угол трения растений по рабочей поверхности стеблеподъемника;  $\alpha$  – угол отклонения нормали от направления движения (рис. 9.6).

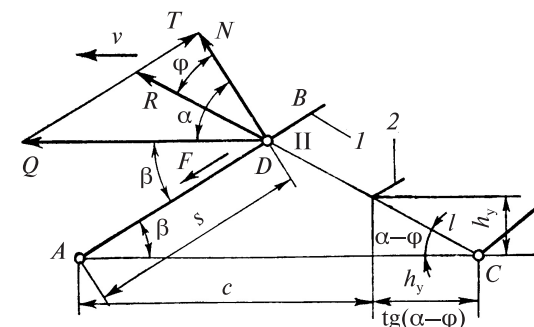


Рис. 9.6. Схема взаимодействия стеблеподъемника с растением: 1 – стеблеподъемник; 2 – режущий аппарат

При движении стеблеподъемника стебель перемещается по его поверхности в направлении силы  $R$ , отклоненной от нормали на угол  $\phi$ . Если стеблеподъемник переместится из положения I в положение II, стебель расположится по линии  $CD$ , наклоненной под углом  $\alpha - \phi$  к направлению движения стеблеподъемника.

Найдем соотношение между перемещением стеблеподъемника и длиной участка  $l = CD$  стебля, на которую воздействует стеблеподъемник.

Из треугольника  $ADC$  имеем

$$\frac{l}{\sin \beta} = \frac{s}{\sin(\alpha - \phi)}, \quad (9.9)$$

где  $s$  — длина рабочей поверхности стеблеподъемника, взаимодействующей со стеблем, м.

Так как  $\alpha = 90 - \beta$ , то получим

$$l = \frac{s \sin \beta}{\cos(\beta + \phi)}. \quad (9.10)$$

Длина участка  $l$ , на которую воздействует стеблеподъемник при перемещении его на одно и то же расстояние, растет с увеличением углов  $\beta$  и  $\phi$ . Из этого следует, что чем больше углы  $\beta$  и  $\phi$ , тем больше растений скапливается на рабочей поверхности. При большом количестве растений поверхность забивается и разделение спутанных стеблей ухудшается.

Стеблеподъемники должны поднимать стебли на такую высоту, при которой срез будет осуществляться с минимальными потерями, т. е. стебли следует срезать ниже расположения бобов, метелок и колосьев.

Определим влияние параметров стеблеподъемника на установку режущего аппарата.

Без учета взаимодействия стеблей из треугольника  $ADC$  имеем

$$\frac{AC}{\sin(\pi/2 + \phi)} = \frac{AD}{\sin(\alpha - \phi)} \quad (9.11)$$

или

$$\frac{c \operatorname{tg}(\alpha - \phi) + h_y}{\operatorname{tg}(\alpha - \phi) \cos \phi} = \frac{s}{\sin(\alpha - \phi)}, \quad (9.12)$$

где  $c$  — вынос стеблеподъемника относительно режущего аппарата, м;  $h_y$  — установочная высота среза, м.

Решив уравнение (9.12), получим

$$h_y = \frac{s \cos \phi}{\sin(\beta + \phi)} - c \operatorname{ctg}(\beta + \phi). \quad (9.13)$$

Из уравнения (9.13) следует, что на  $h_y$  оказывают влияние такие параметры стеблеподъемника, как  $s$ ,  $c$  и  $\beta$ . С увеличением  $c$  и  $\beta$  высоту  $h_y$  необходимо уменьшать.

#### 9.4. ТИПЫ И РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС МОТОВИЛ

Мотовило служит для подвода растений к режущему аппарату, поддержания их во время среза и подачи срезанных стеблей к последующим рабочим органам. При достаточно большой поступательной скорости некоторых уборочных машин возможна работа без мотовила.

Мотовила бывают *жесткопланчатые*, *эксцентриковые* (параллелограммные) и *копирующие*. Мотовило с *жестким креплением планок* (рис. 9.7, а) состоит из вала 1, на котором закреплены крестовины 2, жестко соединенные лучами 3 с планками 4. Для придания жесткости лучи соединены стяжками 5. Такие мотовила удовлетворительно работают только при уборке прямостоячих стеблей. При уборке полеглых растений планки мотовила не поднимают и не подводят стебли к режущему аппарату. На короткостебельных культурах планки плохо очищают режущий аппарат от срезанных стеблей, и они падают на землю. Между траекторией кромки планки мотовила и витком шнека жатки образуется «мертвая» зона (заштрихованная на рисунке), в которой скапливаются стебли, а это приводит к неравномерной подаче массы.

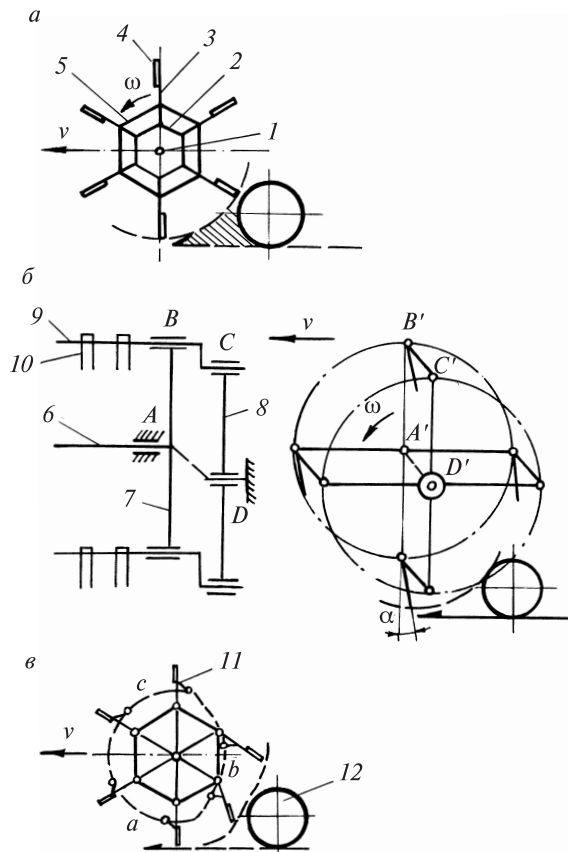


Рис. 9.7. Схемы основных типов мотвил:

*a* – жесткопланчатое; *б* – параллелограммное; *в* – копирующее; 1 – вал; 2 – крестовина; 3 – луч; 4 – планка; 5 – стяжка; 6 – вал; 7 – луч; 8 – обойма; 9 – труба; 10 – пружинные пальцы; 11 – поводок; 12 – шнек

*Эксцентрикотое мотовило* (рис. 9.7, б) состоит из вала 6, лучей 7, обоймы 8 и труб 9 с пружинными пальцами 10. Трубы установлены в подшипниках лучей и кривошипам шарнирно связаны с лучами 8 кольцевой обоймы. Лучи 7 вращаются относительно шарнира А, лучи 8 – относительно шарнира D. Расстояние между шарнирами А и D равно длине прямой части звена BC, а длина AB – расстоянию DC. Таким образом, лучи 7 и 8, кривошип BC трубы и неподвижное звено AD образуют параллелограммный механизм ABCD. При вра-

щении вала сохраняется параллельность звеньев:  $AB \parallel DC$  и  $AD \parallel BC$ . Так как звено AD не изменяет своего положения, то звено BC в процессе движения остается параллельным самому себе, т. е. совершает круговое поступательное движение. Таким же образом движутся пальцы и планки, жестко соединенные со звеном BC.

Угол  $\alpha$  наклона пальцев можно регулировать изменением положения оси D, чем достигается оптимальная настройка мотовила при уборке различного по состоянию стеблестоя.

Эксцентрикотое мотовило удовлетворительно работает как на прямостоячем, так и на полеглом стеблестое. Однако при уборке короткостебельных культур оно плохо подает стебли к шнеку.

*Копирующее мотовило* (рис. 9.7, в) снабжено лучами с поводками 11. Поводки перекатываются по беговой дорожке abc (показано пунктиром), за счет чего планки, закрепленные на лучах, перемещаются по траекториям, расположенным близко к режущему аппарату и шнеку 12. Этим обеспечивается равномерное питание последующих рабочих органов машины. Такими мотовилами оборудуют жатки для уборки трав, короткостебельных сортов зерновых, бобовых, крупяных и других культур.

Во время работы планки мотовила совершают сложное движение: поступательное вместе с машиной со скоростью  $v$  и вращательное с угловой скоростью  $\omega$ .

Траектория абсолютного движения планки мотовила представляет собой циклоиду. Форма циклоиды зависит от значения показателя  $\lambda$  кинематического режима

$$\lambda = \frac{U}{v}, \quad (9.14)$$

где  $U$  – окружная скорость планки, м/с, равная  $\omega R$ ;  $v$  – скорость поступательного движения машины, м/с;  $R$  – радиус мотовила, м.

При  $\lambda < 1$  циклоида будет укороченной, а при  $\lambda > 1$  – удлиненной (рис. 9.8).

В укороченной циклоиде проекция скорости  $v'_4$  абсолютного движения планки на горизонтальную ось по всей траектории направлена в сторону движения машины. В этом случае стебли отклоняются мотовилом от режущего аппарата, т. е. планка мотовила не выполняет своей основной функции подвода стеблей.



Участок  $AE$  – самая широкая часть петли циклоиды. На нем и совершается полезная работа мотовила. Ширину петли можно увеличить за счет увеличения радиуса  $R$  или показателя  $\lambda$ . Значение  $R$  обусловлено конструкторскими соображениями и составляет около 0,5...0,6 м. Увеличение же  $\lambda$  возможно за счет как увеличения угловой скорости  $\omega$ , так и уменьшения поступательной скорости  $v$ . Однако первое приводит к выбиванию зерна из колосьев, а второе – к снижению производительности.

Точка  $A$  петли циклоиды является наиболее подходящей для входа планки в стеблестой. До точки  $A$  планка отклоняет стебли от режущего аппарата, а после нее – подводит их к нему. Скорость абсолютного движения в самой точке  $A$  направлена вниз, а горизонтальная составляющая  $U_{xA}$  абсолютной скорости равна нулю, т. е.

$$U_{xA} = U \left( \frac{1}{\lambda} - \sin \varphi_A \right) = 0. \quad (9.19)$$

Таким образом, положение планки в момент входа ее в стеблестой (точка  $A$ ) определится углом  $\varphi_A$ :

$$\sin \varphi_A = \frac{1}{\lambda}. \quad (9.20)$$

На вымолот зерна из колоса оказывает влияние количество ударов планок по колосьям на 1 м пути. Чем больше ударов, тем выше потери. Количество ударов зависит от скорости и количества планок мотовила. Так как на повышенных скоростях работы скорость планки может быть принята большей, то при одинаковом количестве  $k$  ударов количество планок мотовила необходимо уменьшить.

Установлено, что потери свободным зерном при работе жатки с трехпланчатым мотовилом на скоростях 10...12 км/ч в 1,5...2 раза меньше, чем при уборке зерна жаткой с пятипланчатым мотовилом.

Следовательно, повышение рабочих скоростей жатвенных машин требует снижения количества планок мотовила или же создания безмотовильной жатки, обеспечивающей высококачественную работу на скоростях 0,8...3 м/с.

## 9.5. КОЭФФИЦИЕНТ ВОЗДЕЙСТВИЯ МОТОВИЛА НА СТЕБЛЕСТОЙ

При работе мотовила совместно с режущим аппаратом не все стебли срезаются с участием планок мотовила. Для оценки степени воздействия планок мотовила на стебли используют коэффициент воздействия мотовила на стебли.

При движении машины каждая планка мотовила перемещается по своей траектории (циклоиде). Расстояние  $S_z$  между одинаковыми точками двух соседних циклоид (рис. 9.10,  $a$ ) характеризует участок стеблестоя, приходящийся на каждую планку, и называется *шагом мотовила*.

Величина  $S_z$  может быть определена из выражения

$$S_z = \frac{S_{06}}{z}, \quad (9.21)$$

где  $S_{06}$  – перемещение машины за время  $t_{06}$  одного оборота мотовила, м;  $z$  – количество планок мотовила.

Так как  $S_{06} = V t_{06} = \frac{2\pi R}{\omega} = \frac{2\pi R}{\lambda}$ , то получим

$$S_z = \frac{2\pi R}{\lambda z}. \quad (9.22)$$

Отсюда вытекает, что шаг мотовила прямо пропорционален радиусу  $R$  мотовила и обратно пропорционален числу  $z$  планок и показателю  $\lambda$  кинематического режима.

От значения шага мотовила зависит количество  $k$  ударов планкой по стеблям на 1 м пути движения машины, т. е.

$$k = \frac{1}{S_z} = \frac{\lambda z}{2\pi R}. \quad (9.23)$$

Под коэффициентом воздействия мотовила на стебли понимается показатель  $\eta$ , характеризующий ширину  $\Delta x$  полосы стеблей, которые нож срезает при воздействии планки мотовила, и равный отношению

$$\eta = \frac{\Delta x}{S_z}. \quad (9.24)$$

Определим ширину  $\Delta x$  полосы стеблей, срезаемых ножом при воздействии мотвила, на редком стеблестое при установке вала  $O$  мотвила над ножом  $N$ . Пусть мотвило работает на прямостоячем стеблестое высотой  $L$  (рис. 9.10, *a*). Примем, что планка  $A$  мотвила входит в стеблестой в точке  $A_1$ , для которой  $U_{x_\lambda} = 0$ . Тогда первым встречается с планкой стебель  $m_1$ . Моменту входа планки в стеблестой соответствуют положения вала мотвила  $O_1$  и ножа  $N_1$ .

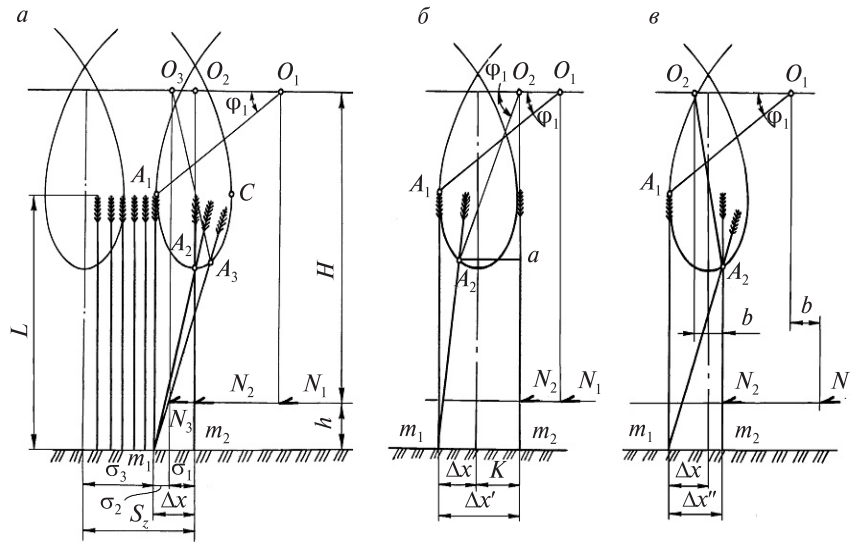


Рис. 9.10. Схема воздействия планки мотвила на стеблестой:  
*a* – без учета взаимодействия стеблей; *б* – при густом стеблестое;  
*в* – с учетом выноса вала относительно режущего аппарата

При работе планка, двигаясь по циклоиде  $A_1 A_2 C$ , захватывает стебли и наклоняет их. Если не учитывать взаимодействия стеблей, то начало их среза ножом с участием мотвила соответствует стеблю  $m_2$ , когда планка  $A_2$ , вал  $O_2$  и нож  $N_2$  располагаются на одной вертикальной линии. Тогда ширину  $\Delta x$  полосы стеблей, срезаемых ножом при воздействии планки мотвила, можно определить из выражения

$$\Delta x = x_{A_1} - x_{A_2} = \frac{R}{\lambda} \left( \arcsin \frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2} \right). \quad (9.25)$$

Подставив значения  $\Delta x$  и  $S_z$  в выражение (9.24) для  $\eta$ , найдем

$$\eta = \frac{z}{2\pi} \left( \arcsin \frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2} \right). \quad (9.26)$$

Полное срезание пучка стеблей с участка  $\Delta x$  произойдет в момент встречи наклоненного стебля  $m_1$  с ножом в точке  $N_3$  при расположении вала и планки соответственно в точках  $O_3$  и  $A_3$ .

При работе мотвила на густом стеблестое (рис. 9.10, *б*) воздействие планки распространяется не только на те стебли, с которыми она соприкасается, но и на соседние, расположенные по ходу ее движения. В связи с этим их срез с участием мотвила начинается у стебля  $m_2$ , т. е. раньше, чем нож достигнет середины петли циклоиды, и ширина  $\Delta x'$  полосы стеблей, срезаемых при воздействии планки, будет больше  $\Delta x$  на некоторую величину  $K$ :

$$\Delta x' = \Delta x + K. \quad (9.27)$$

Величина  $K$  зависит от дальности распространения наклоняющего воздействия планки, которая в свою очередь определяется густотой стеблестоя. Для характеристики густоты стеблестоя используют показатель  $\mu$  относительного уплотнения стеблей:

$$\mu = \frac{A_2 a}{\Delta x'} = \frac{R \cos \varphi'_1}{\Delta x + k}. \quad (9.28)$$

Для «абсолютно редкого» стеблестоя ( $\varphi'_1 = \pi/2$ )  $\mu = 0$ , для «абсолютно густого» ( $\varphi'_1 = \varphi_1$ )  $\mu = 1$ . На практике показатель относительного уплотнения не превышает  $\mu = 0,65$ ; для средней густоты  $\mu = 0,3 \dots 0,4$ .

Коэффициент воздействия мотвила на стебли в этом случае имеет большее значение, чем при уборке редкого хлебостоя, и определяется по выражению

$$\eta' = \frac{z\varepsilon}{2\pi} \left( \arcsin \frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2} \right), \quad (9.29)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий взаимодействие стеблей, равный 1,0...1,7.

Он определяется отношением

$$\varepsilon = \frac{\Delta x'}{\Delta x} = \frac{\Delta x + k}{\Delta x}. \quad (9.30)$$

При выносе вала мотовила (рис. 9.10, *в*) на величину  $b$  вперед за линию ножа и уборке редкого стеблестоя планка входит в стеблестой в точке  $A_1$  и наклоняет стебли до точки  $A_2$ , где планка и нож располагаются на одной вертикальной линии и начинается срез стеблей при участии мотовила. В этом случае воздействие планки на стебли также происходит на большей (по сравнению с редким стеблестоем) части петли циклоиды и коэффициент воздействия мотовила на стебли возрастает:

$$\eta'' = \frac{z}{2\pi} \left( \arcsin \frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2} + \frac{\lambda b}{R} - \arcsin \frac{b}{R} \right). \quad (9.31)$$

Таким образом, степень полезности мотовила зависит как от конструкторских ( $z$ ,  $R$ ) параметров, так и от эксплуатационных ( $\lambda$  и  $b$ ).

С увеличением количества планок  $\eta$  растет. Для мотовила с  $z = 5$  при  $\lambda = 1,5$   $\eta = 0,219$ . Если количество планок увеличить до  $z = 6$ , то  $\eta = 0,264$ . Изменение радиуса мотовила незначительно влияет на величину  $\eta$ . Наибольшее влияние на рост  $\eta$  оказывает  $\lambda$ . Так, с увеличением  $\lambda$  от 1,3 до 2,1 коэффициент воздействия мотовила на стебли изменяется почти в 5 раз. При значениях  $\lambda = 1,3 \dots 1,4$  только 22...30 % стеблей срезается при воздействии планок мотовила.

Для эффективной работы мотовила следует добиваться такой регулировки, при которой  $\eta$  будет максимальным. При работе на густом стеблестоем следует учитывать влияние взаимодействия стеблей.

Для характеристики взаимодействия мотовила и режущего аппарата используют следующие коэффициенты (по С. М. Григорьеву):

коэффициент их совместной работы  $\eta_1 = \sigma_1/S_z$ ;

коэффициент холостой работы режущего аппарата  $\eta_2 = \sigma_2/S_z$ ;

коэффициент пропусков мотовила  $\eta_3 = \sigma_3/S_z$ ,

где  $\sigma_1$  – длина пути, на котором режущий аппарат срезает растения при воздействии на них планки мотовила (см. рис. 9.10, *а*);  $\sigma_2$  – длина пути, на котором происходит холостая работа режущего аппарата;  $\sigma_3$  – длина пути, на котором стебли срезаются без участия планки мотовила.

Так как  $S_z = \Delta x + \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$ , то  $\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 = 1$ .

Значения перечисленных коэффициентов зависят от высоты стеблей  $L$ , высоты среза  $h$  и показателя кинематического режима  $\lambda$ . Для случая, когда  $L = 1$  м,  $h = 0,15$  м,  $\lambda = 1,5 \dots 2$ , коэффициенты имеют следующие значения:  $\eta_1 = 0,2 \dots 0,35$ ,  $\eta_2 = 0,1 \dots 0,2$ ,  $\eta_3 = 0,7 \dots 0,45$ . При изменении густоты стеблестоя значения коэффициентов меняются.

Правильное взаимное расположение мотовила, режущего аппарата и транспортирующих механизмов жатки, а также верно выбранный скоростной режим этих рабочих органов обеспечивают наименьшие потери как срезанным колосом, так и свободным зерном.

По высоте мотовило должно быть расположено так, чтобы его планки при входе в стеблестой не отклоняли стебли в сторону движения машины, а стебли не переваливались через планку при прохождении ею нижней точки  $A_2$  (см. рис. 9.10, *а*) циклоиды.

Первое условие выполняется, если планка входит в стеблестой в точке  $A_1$ , для которой  $\sin \phi_{A_1} = 1/\lambda$ .

В этом случае высоту установки мотовила над режущим аппаратом можно определить из выражения

$$H = L + R \sin \phi_{A_1} - h = L + \frac{R}{\lambda} - h. \quad (9.32)$$

Второе условие обеспечивается, если планка, находясь в нижнем положении, располагается выше центра тяжести стебля (на расстоянии менее одной трети длины стебля от вершины колоса).

Если мотовило расположено низко, то планки при входе в стеблестой ударяют по колосу в направлении необранного поля, вызывая повышенные потери свободным зерном, а срезанные стебли опрокидываются через планки вперед, увеличивая потери срезанным колосом. Если мотовило установлено слишком высоко, то снижается коэффициент воздействия мотовила, поскольку ширина петли циклоиды используется не полностью.

Важное значение имеет правильный выбор расстояния от режущего аппарата до оси вала мотовила по горизонтали. Этот размер оказывает влияние на коэффициент воздействия мотовила, качество очистки режущего аппарата от срезанных растений и на равномерность подачи их к шнеку. При работе мотовила стебли,

захваченные планкой, должны удерживаться до тех пор, пока не будут срезаны режущим аппаратом. Выskalзывание стеблей из-под планки свидетельствует о неправильном расположении мотовила.

↗ **Задача 1.** Определить коэффициент воздействия мотовила на стеблестой при установке вала мотовила над режущим аппаратом, если радиус мотовила  $r = 0,5$  м, частота вращения мотовила  $n = 40$  мин<sup>-1</sup>, количество планок  $z = 6$ , скорость движения комбайна  $v = 1,5$  м/с, коэффициент, учитывающий взаимодействие стеблей,  $\varepsilon = 1,3$ .

*Решение.* Угловая скорость мотовила и показатель кинематического режима равны

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 40}{30} = 4,2 \text{ рад/с}, \quad \lambda = \frac{\omega r}{v} = \frac{4,2 \cdot 0,5}{1,5} = 1,4.$$

Тогда коэффициент воздействия из уравнения (9.29)

$$\eta' = \frac{z\varepsilon}{2\pi} \left( \arcsin \frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2} \right) = \\ = \frac{6 \cdot 1,3}{2 \cdot 3,14} \left( \arcsin \frac{1}{1,4} + \sqrt{1,4^2 - 1} - \frac{3,14}{2} \right) = 0,26.$$

↗ **Задача 2.** Определить высоту установки мотовила над режущим аппаратом, если радиус мотовила  $r = 0,6$  м, частота вращения мотовила  $n = 45$  мин<sup>-1</sup>, скорость движения комбайна  $v = 2$  м/с, высота стеблестоя  $L = 1,2$  м, высота среза  $h = 0,2$  м.

*Решение.* Угловая скорость мотовила и показатель кинематического режима равны

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 45}{30} = 4,7 \text{ рад/с}, \quad \lambda = \frac{\omega r}{v} = \frac{4,7 \cdot 0,6}{2} = 1,4.$$

Тогда высота установки мотовила из уравнения (9.32)

$$H = L + \frac{R}{\lambda} - h = 1,2 + \frac{0,6}{1,4} - 0,2 = 1,43 \text{ м}.$$

## Глава 10

### РЕЖУЩИЕ И ПЛЮЩИЛЬНЫЕ АППАРАТЫ

Все зерновые, кормовые и многие технические культуры убираются путем срезания. Режущие аппараты применяются в косилках, комбайнах, а также в активных делителях и измельчающих аппаратах кормоуборочных машин. Одновременно со срезанием многие косилки осуществляют плющение растительной массы.

#### 10.1. ТИПЫ РЕЖУЩИХ АППАРАТОВ

Существуют два типа режущих аппаратов: бесподпорного и подпорного резания. *Аппараты бесподпорного резания* более производительны и универсальны.

Режущие аппараты бесподпорного резания (роторные) осуществляют срез за счет большой скорости ножей, составляющей 50...80 м/с. Резание свободно стоящих стеблей без применения противорежущих элементов, т. е. без подпора, возможно только при скорости режущего элемента, обеспечивающей подпор растений за счет их инерции и жесткости.

К бесподпорным режущим аппаратам относятся дисковые и барабанные (рис. 10.1 а, б). В первом аппарате ножи вращаются в горизонтальной плоскости, во втором – в вертикальной.

Режущие аппараты бесподпорного резания не имеют возвратно-движущихся частей, что дает возможность значительно увеличить рабочие скорости движения косилок. Аппараты просты по устройству и надежны в работе. Дисковые аппараты хорошо применять для скашивания высокоурожайных, полеглых и сильно перепутанных трав. Барабанные аппараты применяются в машинах для уборки силосных культур с измельчением стеблей. Они имеют

ножи 3, установленные на барабане б, который вращается в кожухе 5. Измельченная масса выбрасывается по направлятелю 4.

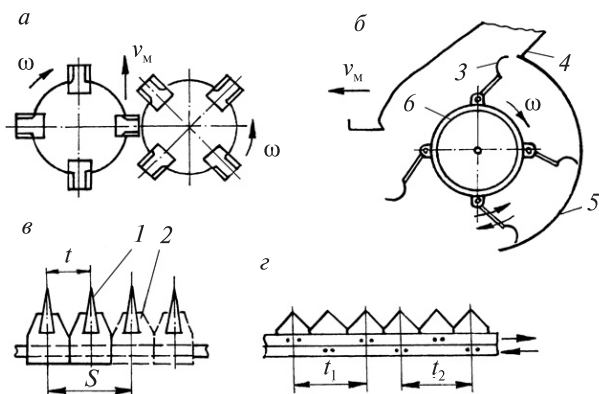


Рис. 10.1. Основные типы режущих аппаратов:

а – дисковый; б – барабанный; в – сегментно-пальцевый; з – двухножевой; 1 – палец; 2 – сегмент; 3 – нож; 4 – направлятель; 5 – кожух; б – барабан

В режущих аппаратах подпорного резания стебель опирается на элемент машины. Эти аппараты бывают сегментно-пальцевые и двухножевые (рис. 10.1, в, з).

В сегментно-пальцевых аппаратах режущую пару составляют сегмент 2 и противорежущая пластина (вкладыш) пальца 1. В момент среза стебель опирается на вкладыш и перовидный отросток пальца, т. е. на две опоры. Это уменьшает изгиб стебля, повышает надежность среза, особенно тонкостебельных растений.

При уборке толкостебельных культур (подсолнечник, кукуруза) две опоры способствуют защемлению сегментов надрезанным стеблем, что вызывает поломки пальцев и сегментов, поэтому в аппаратах для толкостебельных культур применяются пальцы без перовидных отростков.

В двухножевом аппарате ножи перемещаются навстречу друг другу, а стебель срезается с опорой в одной точке (рис. 10.1, з). Перемещение каждого ножа за один ход в двухножевом аппарате меньше, чем в сегментно-пальцевом. Это уменьшает действующие на нож силы инерции и вибрацию машины, что в свою очередь увеличивает ее долговечность и улучшает качество работы. Однако у таких аппаратов более сложен механизм привода ножей.

Сегментно-пальцевые режущие аппараты характеризуются следующими геометрическими и кинематическими параметрами:  $t$  – шаг режущей части – расстояние между осевыми линиями сегментов;  $t_0$  – шаг противорежущей части – расстояние между осевыми линиями пальцев;  $S$  – ход ножа – перемещение ножа из одного крайнего положения в другое.

В зависимости от соотношения указанных параметров различают аппараты нормального резания с одинарным и двойным пробегом ножа, низкого и среднего резания.

Аппарат нормального резания с одинарным пробегом ножа (рис. 10.2, а) имеет следующее соотношение параметров:  $S = t = t_0 = 76,2$  мм или 90 мм.

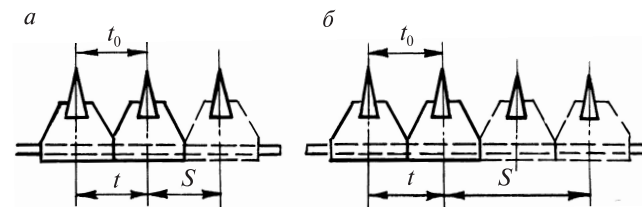


Рис. 10.2. Сегментно-пальцевые режущие аппараты:

а – с одинарным пробегом ножа; б – с двойным пробегом ножа

Такие аппараты с шагом 76,2 мм применяют в косилках и жатках для среза трав, зерновых и технических культур, а с шагом 90 мм – для среза кукурузы, подсолнечника и других толкостебельных культур.

Аппарат нормального резания с двойным пробегом ножа (рис. 10.2, б) имеет соотношение параметров:  $S = 2t = 2t_0 = 152,4$  мм или 101,6 мм.

Аппарат с размером  $S = 152,4$  мм находит применение в косилках и жатках, аппарат с размером 101,6 мм – в косилках для степных трав.

Аппарат низкого резания характеризуется соотношением:  $S = t = 2t_0 = 76,2$  мм или 101,6 мм. В первом варианте аппарат применяют в косилках, во втором – в комбайнах.

Аппарат среднего резания имеет соотношение:  $S = t = kt_0 = 76,2$  мм или 101,6 мм, где  $1,2 < k < 1,4$ .

Недостатком аппаратов бесподпорного резания является излишнее измельчение стеблей, что может приводить к дополни-

тельными потерям скошенной массы и увеличенным энергозатратам. При таком срезе энергия расходуется не только на разрушение материала стебля, но и на его изгиб, трение стерни о нижнюю поверхность диска и на отбрасывание срезанных растений, поэтому энергоёмкость роторных косилок больше, чем косилок с возвратно-поступательным движением ножа.

Сегментно-пальцевые режущие аппараты со скоростями резания 1,5...3 м/с не измельчают растения и менее энергоёмки, чем аппараты бесподпорного резания. Однако значительные знакопеременные нагрузки, возникающие при возвратно-поступательном движении ножа, ограничивают их применение на высоких рабочих скоростях. Режущие аппараты системы Шумахера (Schumacher) отличаются расположением сегментов ножа с ориентацией скоса режущей кромки поочередно вверх и вниз. Противорежущие кромки на спаренных пальцах находятся соответственно вверх и вниз. Данный аппарат уменьшает силы резания и упрощает регулирование в режущей паре. К недостаткам таких аппаратов можно отнести сложность поддержания постоянных зазоров в режущих парах и наличие дополнительного трения. Непроизводительные затраты энергии могут в 2...4 раза превышать энергию, необходимую для перерезания стеблей.

## 10.2. ПАРАМЕТРЫ И РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС РОТОРНОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Режущий аппарат роторной косилки представляет собой горизонтальный диск с шарнирно укрепленными на его ободе ножами. Такая косилка будет работать без огрехов, если окружная скорость ножа достаточна для бесподпорного резания (50...80 м/с) и соблюдается необходимое соотношение между конструктивными и кинематическими параметрами аппарата. Для определения этого соотношения важно знать, какой формы траекторию оставляет точка ножа при перемещении косилки.

Так как форма траектории будет повторяться, изобразим ее часть, соответствующую времени полного оборота ножа вокруг оси диска, при условии, что линейная скорость ножа больше скорости поступательного движения косилки.

Окружность, на которой расположен нож косилки, разобьем на 12 равных частей (рис. 10.3). Пусть точка  $A$  – начальное положение ножа, а  $t$  – время, в течение которого нож пробегает  $1/12$  длины окружности. Перемещение косилки за время  $t$  изобразим вектором  $v$ .

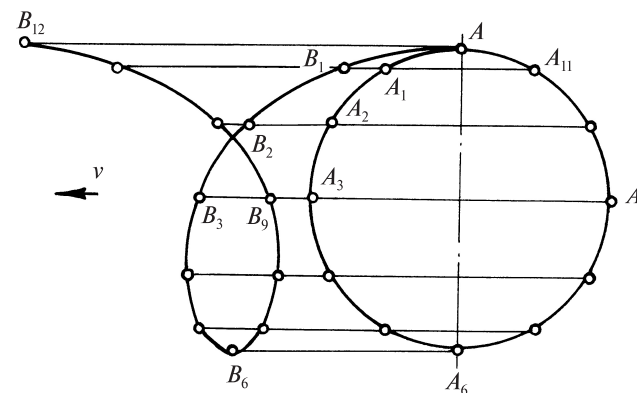


Рис. 10.3. Образование траектории движение ножа роторной косилки

В результате вращения диска за время  $t$  нож  $A$  перейдет в точку  $A_1$ , которая при поступательном движении косилки за то же время переместится в такую точку  $B_1$ , что  $A_1B_1 = Vt$ . В результате сложного движения нож  $A$  займет положение такой точки  $B_1$ . За время  $2t$  нож  $A$  займет положение такой точки  $B_2$ , что  $A_2B_2 = 2Vt$ . Аналогично найдем положение ножа через  $3t, \dots, 12t$ . Оно определится соответственно точками  $B_3, \dots, B_{12}$ . Соединив построенные точки плавной кривой, получим вид траектории абсолютного движения ножа (полученная кривая – циклоида).

Рассмотрим работу двухножевого режущего аппарата в прямоугольной системе координат с осями  $X$  и  $Y$  (рис. 10.4). Уравнения движения точек  $A$  и  $B$  ножа 1 имеют вид

$$\begin{aligned} X_A &= Vt + r_0 \sin \phi; \\ Y_A &= r_0 \cos \phi; \\ X_B &= Vt + r_1 \sin \phi; \\ Y_B &= r_1 \cos \phi. \end{aligned} \quad (10.1)$$

Движение ножа 1 соответствует траекториям  $AA_1A_2$  и  $BB_1B_2$ , между которыми его лезвие срезает растения.



Однако если  $l_n \gg L/z$ , то часть лезвия у основания ножа не будет участвовать в работе.

По расчетам для двухножевого диска при скорости косилки  $v = 2$  м/с и частоте вращения  $2040 \text{ мин}^{-1}$  допустимая величина подачи составляет  $0,06$  м.

Сопротивление резания роторным режущим аппаратом зависит от скорости резания. Это обусловлено тем, что усилие на лезвии складывается из двух составляющих: силы смятия, которая вызвана раздвиганием материала лезвием, и усилия защемления вследствие изгиба стебля. Последнее обратно пропорционально прогибу, поэтому суммарная сила резания уменьшается с увеличением скорости. Удельная сила резания зависит от заточки ножей и вида культуры. При затуплении ножей до  $100...120$  мкм удельная сила резания увеличивается в среднем на  $12...18\%$ .

**Задача.** Определить максимальную рабочую скорость роторной косилки, обеспечивающую работу без пропусков, при частоте вращения роторов  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ , их радиусе  $r_0 = 0,2$  м, количестве ножей на роторе  $z = 2$  и их длине  $l_n = 0,06$  м.

**Решение.** Из уравнения (10.7)

$$\lambda = \frac{2\pi r_0}{z l_n} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,2}{2 \cdot 0,06} = 10,5.$$

С учетом того что  $\lambda = \frac{\omega r_0}{v}$ , найдем  $v = \frac{\omega r_0}{\lambda} = \frac{\pi n r_0}{30\lambda} = 6 \text{ м/с} = 21,6 \text{ км/ч}$ .

### 10.3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

На уборочных машинах широко применяются сегментно-пальцевые режущие аппараты. Для определения перемещения  $x$ , скорости  $v$  и ускорения  $j$  ножа рассмотрим работу режущего аппарата с центральным (ось вала кривошипа расположена на линии движения ножа) кривошипно-шатунным механизмом привода (рис. 10.5). Крайнее положение ножа определяется точкой  $C$ , когда кривошип расположен в точке  $B$  на одной линии с ножом. За время  $t$  кривошип повернется на угол  $\omega t$ , а нож займет промежуточное положение в точке  $C_1$ . Тогда перемещение ножа составит  $x = AC - AC_1$ .

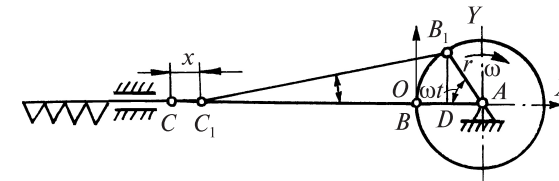


Рис. 10.5. Схема центрального кривошипно-шатунного механизма привода ножа режущего аппарата

Учитывая, что  $AC = r + l$ , а  $AC_1 = r \cos \omega t + l \cos \beta$ , имеем

$$x = r + l - r \cos \omega t - l \cos \beta \quad (10.10)$$

или

$$x = r(1 - \cos \omega t) + l(1 - \cos \beta). \quad (10.11)$$

Так как  $B_1 D = r \sin \omega t = l \sin \beta$ , то

$$\sin \beta = (r/l) \sin \omega t; \quad (10.12)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - (r/l)^2 \sin^2 \omega t}. \quad (10.13)$$

При  $r/l = 0,1...0,04$  имеем  $\cos \beta = 0,996...0,999$ .

Приняв с достаточной точностью  $\cos \beta = 1$ , получим следующую зависимость перемещения ножа в относительном движении от угла поворота кривошипа

$$x = r(1 - \cos \omega t). \quad (10.14)$$

Полученное выражение есть уравнение правильного гармонического колебания.

Как видно из схемы (см. рис. 10.5) такое же уравнение имеет проекция точки  $B_1$  (пальца кривошипа) на ось  $X$  системы координат с началом в точке  $B$ . Следовательно, при большой длине шатуна и малом радиусе кривошипа перемещение ножа определяется проекцией пальца кривошипа на линию движения ножа.

Продифференцируя выражение (10.14) по  $t$ , получим зависимости скорости  $v$  и ускорения  $j$  ножа с центральным механизмом привода:

$$\begin{aligned} v &= \omega r \sin \omega t; \\ j &= \omega^2 r \cos \omega t. \end{aligned} \quad (10.15)$$

Если отсчет угла поворота кривошипа  $\omega t$  вести от вертикального положения кривошипа, будем иметь

$$x = r \sin \omega t; \quad v = \omega r \cos \omega t; \quad j = -\omega^2 r \sin \omega t. \quad (10.16)$$

Выразив скорость  $v$  и ускорение  $j$  ножа через перемещение  $x$ , получим

$$\begin{aligned} v &= \omega \sqrt{r^2 - x^2}; \\ j &= -\omega^2 x. \end{aligned} \quad (10.17)$$

Если в выражении для скорости (10.17) принять  $v/\omega = y$ , то получим уравнение окружности радиусом  $r$  с центром в начале координат с осями  $X$  и  $Y$ , связывающее перемещение  $x$  ножа и соответствующую ему ординату  $y$ , которая, будучи умноженной на  $\omega$ , определяет скорость  $v$  движения ножа. Таким образом, окружность, построенная на диаметре, равном ходу  $S$  ножа ( $S = 2r$ ), представляет собой график зависимости скорости  $v$  ножа в масштабе  $\mu = \omega$  от перемещения  $x$ .

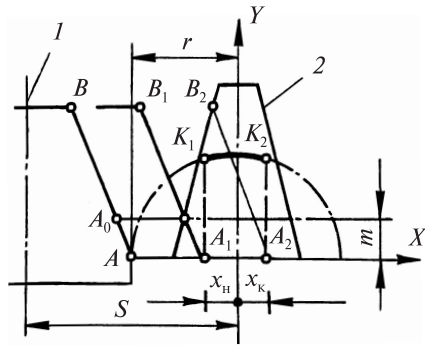


Рис. 10.6. Определение скоростей резания для аппарата нормального резания с одинарным пробегом ножа:

1 – палец; 2 – сегмент

от ширины  $m$  пластины, перекрывающей активную часть лезвия для повышения начальной скорости резания).

Начало резания будет соответствовать положению ножа  $A_1B_1$  сегмента, когда точка  $A_0$  начала рабочей части сегмента соприкасается с лезвием противорезающей пластины.

На примере графика изменения скорости ножа режущего аппарата нормального резания с одинарным пробегом (рис. 10.6) определим скорости резания стеблей у кромки противорезающей пластины. Для этого нанесем контуры пластины 1 и сегмента 2 в одном из его крайних положений. Проведем полуокружность радиусом  $r$  так, чтобы ее начало совпало с крайней нижней точкой  $A$  активной части лезвия. Примем величину рабочей части лезвия равной  $BA_0$  (она будет зависеть

Скорость  $v_n$  в этот момент является скоростью начала резания, величина которой равна ординате  $A_1K_1$  в принятом масштабе  $\omega$ , т. е.

$$v_n = A_1K_1\omega. \quad (10.18)$$

Конец резания соответствует положению лезвия сегмента  $A_2B_2$ , а величина скорости конца резания

$$v_k = A_2K_2\omega. \quad (10.19)$$

Максимальная скорость ножа составит  $v_{\max} = \omega r$ .

Аналогично можно определить скорости резания для других типов аппаратов.

Анализ диаграмм скоростей резания показывает, что резание происходит с непостоянной скоростью. Для улучшения показателей качества процесса производят «центрирование» ножа, т. е. обеспечивают совпадение осей сегментов и пальцев в крайних положениях ножа. Тем самым повышается качество резания за счет использования более высоких скоростей (средняя часть диаграммы на рис. 10.6) и обеспечивается полное дорезание стеблей благодаря перекрытию лезвий сегмента и пальца. Низкая скорость резания может быть причиной неудовлетворительного среза и забивания режущего аппарата. Чтобы обеспечить необходимую работоспособность режущих аппаратов, требуются тщательная регулировка зазоров в режущей паре и заточка лезвий.

Положительным фактором для аппаратов низкого и нормального резания с двойным пробегом ножа является то, что они допускают несколько большие (на 11 %) максимальные скорости резания при тех же ускорениях, чем аппараты нормального резания с одинарным пробегом ножа. Однако скорости начала резания значительно больше у последних. Скорости конца резания у всех аппаратов отличаются мало.

Существенное влияние на ход ножа  $S$  оказывает величина смещения оси кривошипа относительно линии движения ножа (дезаксиал). За счет смещения  $h$  обеспечивается увеличение хода ножа по сравнению с аксиальным механизмом привода.

Крайние положения ножа в точках  $C$  и  $C_1$  (рис. 10.7) определяются таким расположением шатуна и кривошипа, когда они

вместо ломаной образуют прямолинейный участок, поэтому ход ножа

$$S = CC_1 = CD - C_1D = \sqrt{(AC)^2 - (AD)^2} - \sqrt{(AC_1)^2 - (AD)^2}. \quad (10.20)$$

Так как  $AC = l + r$ ;  $AC_1 = l - r$ ;  $AD = h$ , то

$$S = \sqrt{(l+r)^2 - h^2} - \sqrt{(l-r)^2 - h^2}. \quad (10.21)$$

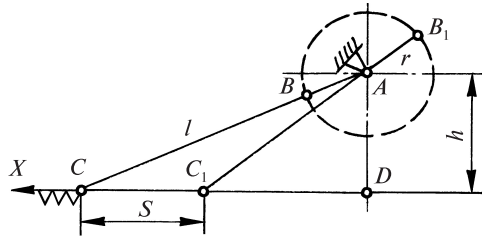


Рис. 10.7. Схема влияния дезаксиала на ход ножа

Это является преимуществом дезаксиального механизма привода ножа. При  $l = 25r$  и  $h = 7r$  имеем  $S = 1,075 \cdot 2r$ , т. е. ход ножа на 7,5 % больше, чем удвоенный радиус кривошипа.

**Задача.** Определить частоту вращения приводного вала сегментно-пальцевого режущего аппарата, обеспечивающую максимальную скорость резания  $v_{\max} = 3$  м/с, при ходе ножа  $S = 76,2$  мм.

**Решение.** Исходя из того что  $v_{\max} = \omega r$  и  $S = 2r$ ,  $\omega = \frac{v_{\max}}{r} = \frac{3}{0,038} = 78,9$  рад/с,  $n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 78,9}{3,14} = 754$  мин<sup>-1</sup>.

#### 10.4. ДВИЖЕНИЕ СЕГМЕНТА И ЕГО ВОЗДЕЙСТВИЕ НА СТЕБЛИ

Нож режущего аппарата совершает сложное движение: относительное колебательное со скоростью  $v$  (формула (10.15)) и переносное поступательное вместе с машиной. Если принять скорость  $v_m$  перемещения машины постоянной, то переносное движение выразится уравнением

$$z = v_m t. \quad (10.22)$$

За время поворота кривошипа на угол  $\omega t = \pi$  сегмент из крайнего левого положения переместится в крайнее правое, а машина пройдет в направлении оси  $z$  некоторое расстояние  $L$ , называемое подачей (путь машины за время одного хода ножа). Тогда

$$L = \frac{v_m \pi}{\omega}. \quad (10.23)$$

Если учесть, что  $\omega = \pi n / 30$ , где  $n$  – частота вращения вала кривошипа, получим

$$L = \frac{30 v_m}{n}. \quad (10.24)$$

Для построения траектории движения точки  $A$  лезвия проведем полуокружность радиусом  $r$  (рис. 10.8), из конца которой отложим отрезок, равный подаче  $L$ . Полуокружность и отрезок делим на равные части (в нашем случае – шесть).

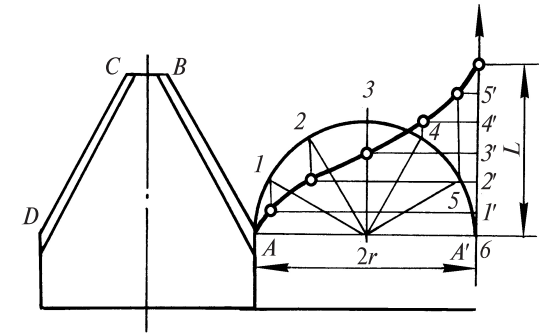


Рис. 10.8. Схема образования траектории движения рабочей кромки сегмента

Из точек деления отрезка  $L$  проведем горизонтальные линии, а из точек на полуокружности – вертикальные до пересечения с односторонними горизонтальными линиями. Кривая, соединяющая точки пересечения, будет представлять собой траекторию абсолютного движения точки  $A$  сегмента. При обратном ходе ножа движение будет происходить по такой же траектории, которая в совокупности с предыдущей образует синусоидальную кривую.

По полученной кривой можно сделать шаблон и воспользоваться им для построения траектории движения остальных точек сегмента.

Лезвие  $AB$ , являясь рабочей частью сегмента, за время хода ножа слева направо покроет площадь, ограниченную синусоидаль-