



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Проектирование и технический сервис ТТС»

Практикум по дисциплине

«Машины для возделывания сельскохозяйственных культур»

Авторы

Игнатенко И.В.

Ростов-на-Дону, 2017

Аннотация

Практикум представляет практический материал, необходимый студентам для получения компетенций «Уметь». По основным видам машин приведены методики расчёта конструктивно-технологических параметров. Приведены типовые задачи. Дан список необходимой литературы.

Книга рекомендована в качестве учебного пособия для студентов вузов дневного и заочного отделений специальности 190.206 «Сельскохозяйственные машины и оборудование» по направлению «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы» при изучении дисциплины «Машины для возделывания сельскохозяйственных культур».

Авторы

Д.т.н., профессор кафедры «Проектирование и технический сервис ТТС»
Игнатенко И.В.



Оглавление

Часть 1. Почвообрабатывающие машины	4
1.1. Проектирование корпусов лемешно-отвальных плугов	4
1.2. Расчёт конструктивно-технологических параметров лемешного плуга	18
1.3. Силовой расчёт плугов	29
1.4. Расчёт расстановки глубокорыхлителей	44
1.5. Расчёт конструктивно-технологических параметров культиваторов	47
1.6. Расчёт КТП зубовых борон	83
1.7. Расчёты дисковых орудий	85
Часть 2. Посевные и посадочные машины	95
2.1. Расчёт КТП зерновых сеялок	95
2.2. Расчёт КТП пропашной сеялки	111
Часть 3. Машины для внесения удобрений	123
3.1. Расчёт КТП машин для внесения минеральных удобрений	123
3.2. Машины для внесения твердых органических удобрений	131
Часть 4. Машины и оборудование для орошения [1]	134
4.1. Выбор типа орошения и характеристик	134
Литература к первой части	157

ЧАСТЬ 1. ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИЕ МАШИНЫ

1.1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРПУСОВ ЛЕМЕШНО-ОТВАЛЬНЫХ ПЛУГОВ

Лемешные плуги общего назначения – плуги для вспашки окультуренных полей. Имеют много разновидностей. По технологическому результату различают обыкновенные плуги для свально-развальной пахоты и плуги для особых видов вспашки: ярусной, гладкой. По способу агрегатирования наиболее распространены навесные и полунавесные конструкции плугов общего назначения.

Наиболее распространены простые навесные плуги. Такие плуги просты в изготовлении и в эксплуатации, имеют наименьшую удельную металлоёмкость. Типовая конструкция простого плуга для свально-развальной пахоты: навесной пятикорпусный плуг ПЛН-5-35 (рис.2.6), навешиваемый на трактор Т-150. Предназначен для вспашки почв с удельным сопротивлением до 9 Н/см^2 на глубину до 30 см.

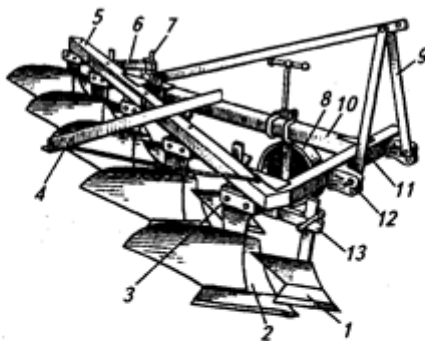


Рис.2.6. Навесной плуг ПЛН-5-35: 1 – предплужник; 2 – корпус; 3 – угольник для крепления корпусов; 4 – прицепка для борон; 5 – главная балка; 6 – кронштейн крепления ножа; 7 – дисковый нож; 8 – опорное колесо; 9 – навеска; 10 – продольная балка; 11 – поперечная балка; 12 – кронштейн навески; 13 – кронштейн предплужника

Плоская рама плуга сварена из пустотелых балок: главной 5, продольной 10 и поперечной 11. К главной балке приварены угольники 3 для крепления стоек корпусов 2 и кронштейны 13 для

предплужников. Дискосовый нож 7 закреплен на раме кронштейном 6. Ось вращения диска вынесена вперед относительно носка предплужника на 120 мм.

Рама плуга во время работы опирается на колесо 8, положение которого по высоте можно изменять винтовым механизмом.

Навеска плуга состоит из раскоса, планок стойки и кронштейнов 12 с пальцами; кронштейны можно переустанавливать для согласования с навеской трактора. Задний конец раскоса на продольной балке 10 в двух положениях.

Глубину вспашки изменяют винтом механизма опорного колеса 8. Перекос рамы в продольной плоскости устраняют вращением стяжки центральной тяги навески, в поперечной - вращением раскосов механизма навески трактора.

1.1.1. Рабочие органы лемешных плугов

Основной рабочий орган лемешного плуга - корпус плуга, вспомогательные - предплужник, углосним, ножи. В составе основного рабочего органа лемешные плуги имеют косо поставленное лезвие – лемех, имитирующее трёхгранный клин.

Корпус плуга осуществляет основную операцию вспашки: подрезание и оборот пласта.

В состав корпуса входит лемех, отвал, полевая доска, стойка, а также выдвижные долота, почвоуглубители и др. В зависимости от их конструкции различают (рис.2.1) корпуса отвальные, безотвальные, вырезные, с почвоуглубителем, с выдвижным долотом.

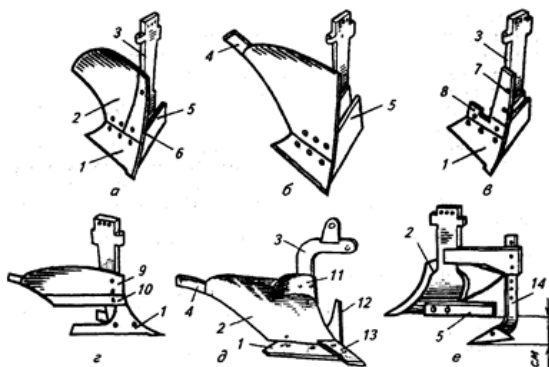


Рис.2.1. Типы корпусов плуга: а - отвальный культурный; б - отвальный полувинтовой; в - безотвальный; г - вырезной; д - винтовой с накладным долотом и углоснимом; е - с почвоуглубителем; 1, 10 - лемехи; 2, 9 - отвалы; 3 - стойка; 4 - перо отвала; 5 - полевая доска; 6 - грудь отвала; 7 - шиток; 8 - уширитель; 11 - углосним; 12 - нож; 13 - долото; 14 - почвоуглубительная лапа

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

Отвалный корпус (рис.2.1, а) состоит из стойки 4, на которой закреплены лемех 6, отвал 2 и полевая доска 5.

Корпус плуга характеризуется шириной захвата b , углами установки лемеха к дну α и стенке θ борозды, а также формой рабочей поверхности (см. рис.1.5, б). Плуги общего назначения имеют ширину захвата корпуса 25, 30, 35 и 40 см, специальные — 45, 50, 60, 75 и 100 см.

Рабочая поверхность корпуса плуга состоит обычно из лемеха 1 и отвала 2.

Лемех (рис.1.5) – лезвие плуга, предназначенное для подрезания пласта почвы в горизонтальной плоскости. Рабочую поверхность лемеха делают цилиндрической, чтобы плавно переходить в поверхность отвала. Лемех при работе располагается не перпендикулярно к направлению движения, а под некоторым углом $\theta_0 < 90^\circ$ (рис.1.5, б).

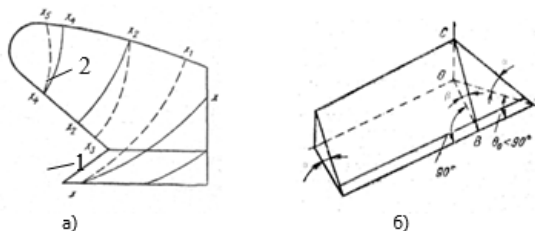


Рис.1.5. Рабочая поверхность корпуса плуга: а - сечения отвала поперечно-вертикальной плоскостью; б - кинетические параметры лемеха; 1 - лемех; 2 - отвал

Отвал принимает на себя пласт, подрезанный в вертикальной плоскости ножом, а в горизонтальной – лемехом, поднимает его, оборачивает верхним слоем вниз и отваливает в сторону.

Рабочая поверхность корпуса разделяется на три части: лемех, установка которого определяется углами θ_0 и γ ; грудь отвала, расположенную непосредственно за лемехом и крыло отвала.

В соответствие с предъявляемыми к пахоте требованиями и состоянием почвы различают четыре основных вида отвалов: цилиндрический, культурный, полувинтовой и винтовой. На плугах отечественного производства в настоящее время цилиндрические отвалы не применяются.

Рабочие поверхности культурного и полувинтового отвалов относятся к цилиндроидным поверхностям. Цилиндроидальная поверхность описывается (рис.1.6) движением прямолинейной горизонтальной образующей EF по направляющей кривой BC, расположенной в плоскости N, перпендикулярной к лезвию лемеха АВ и дну борозды. Плоскость N направляющей кривой прохо

дит через точку лемеха на расстоянии $2/3$ длины лезвия для культурных отвалов и через правый конец лемеха - для полувинтовых.

В качестве направляющей кривой обычно берется парабола.

Углы наклона образующих к стенке борозды γ изменяются по определенному закону $\gamma=f(Z)$, где Z - высота расположения образующей. На рис.1.6, б, в показаны графики изменения углов образующих со стенкой борозды для культурного и полувинтового отвалов. Способ построения отвалов разработан проф. Н.В. Щучкиным [19].

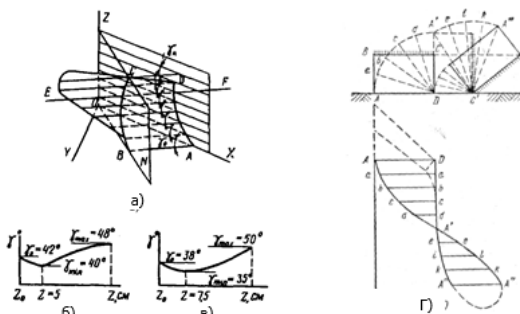


Рис.1.6. Построение поверхностей отвалов: а - схема образования цилиндридной поверхности по Н.В. Щучкину; б, в - графики изменения углов образующей культурного и полувинтового отвалов; г - схема образования винтового отвала

Винтовая поверхность отвала образуется при вращении и одновременном поступательном движении образующей AD (см. рис.1.6, г) в поперечно-вертикальной плоскости. Геометрическая форма отвала зависит от соотношения поступательной и вращательной скоростей движения образующей.

Характерной особенностью винтовой рабочей поверхности является резкое изменение угла β и постоянство угла α , поэтому винтовой отвал плавно и полно, без разрыва, оборачивает пласт и почти его не крошит, создавая наилучшие условия для разложения пожнивных остатков и дернины. Плуги с винтовыми отвалами используются при перепашке пласта многолетних трав и первичной вспашке целинных земель.

На практике вместо прямолинейной образующей используют выпуклую кривую. В этом случае в каждом сечении отвал соприкасается с пластом только в одной точке верхней части пласта, что обеспечивает лучший оборот его на 180° .

1.1.2. Проектирование лемешно-отвальной поверхности корпуса плуга.

Исходными данными для построения любого типа отвала являются глубина пахоты "а" и ширина пласта "b". Кроме того, на основании существующих выработанных практикой данных зада-

ются параметрами, характеризующими установку лезвия лемеха к стенке борозды θ_0 , углом γ установки лемеха ко дну борозды, а также углами θ_{\min} и θ_{\max} .

Пример

1.1.2.1 Исходные данные к проектированию лемешно-отвальной поверхности.

Отвал культурный.

$$a = 20 \text{ см}, v = 26 \text{ см}, \theta_0 = 45^\circ, \Delta\theta' = \theta_0 - \theta_{\min} = 2^\circ, \gamma = 30^\circ, \Delta\theta = \theta_{\max} - \theta_{\min} = 7^\circ$$

1.1.2.2. Построение профиля борозды.

Профиль борозды определяется заданными размерами сечения пласта:

$v = k \cdot a$, где k - коэффициент, обеспечивающий надежное оборачивание пласта при значениях $k > 1,27$, который выбирается для крошащих овалов в пределах $K=1,3...1,5$, а для болотных и других оборачивающих овалов $K=2...3$.

Построение профиля борозды заключается в вычерчивании условной схемы перемещения почвенного пласта под воздействием плужного корпуса.

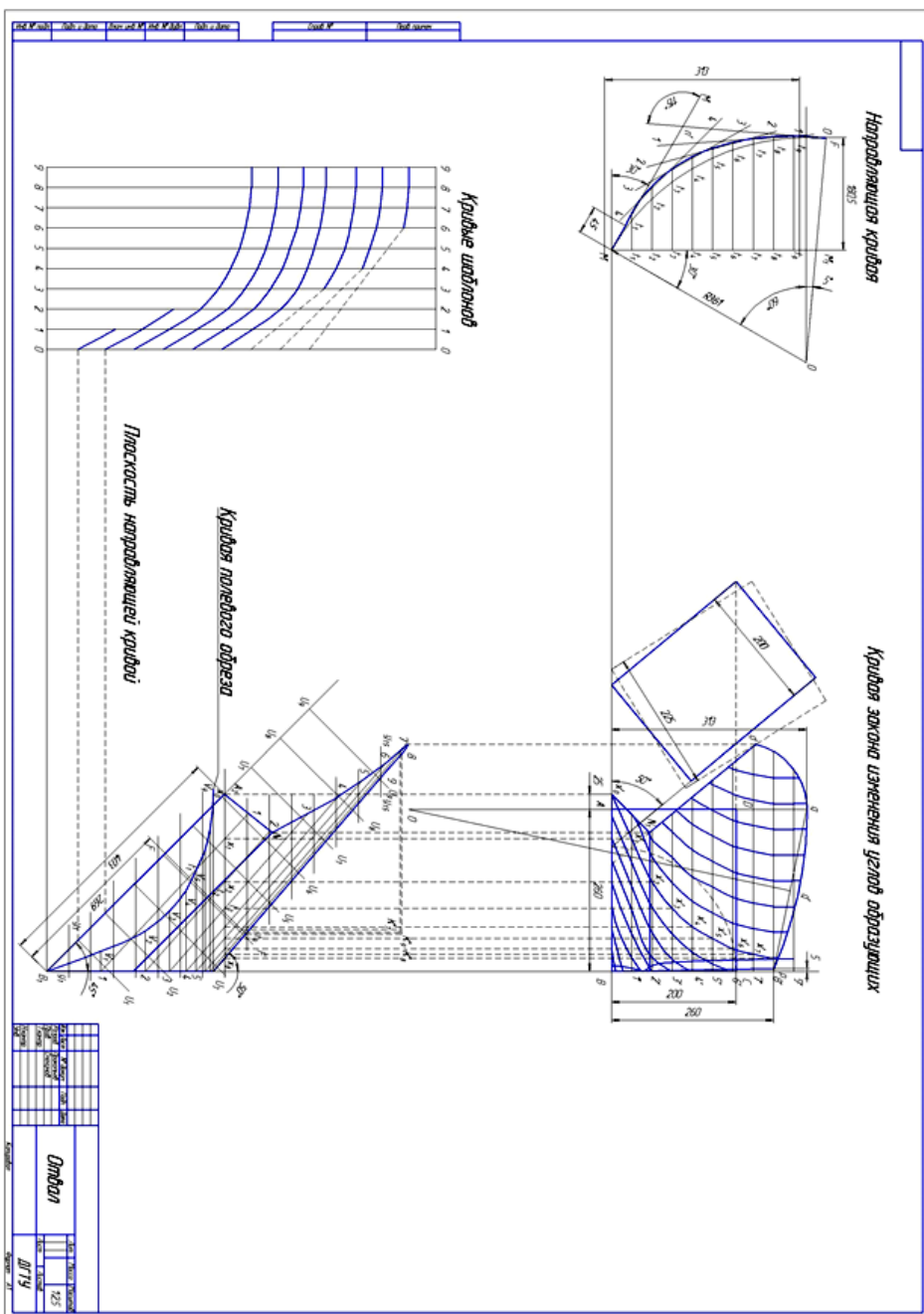
При этом строится сечение пласта ABCD по заданным размерам «а» и «в».

Предполагается, что сечение пласта в своем последовательном перемещении сначала поворачивается относительно точки А, а затем, относительно точки D'. Строим конечное положение отвального пласта. Из точки D₀ радиусом $r=v$ делаем засечку в точке С' на продолжение прямой CD. Затем точку С' соединяем с точкой D₀. Угол наклона « δ » прямой D₀C' характеризует положение отвального пласта, который можно проверить по следующей формуле:

$$\frac{1}{k} = \sin \delta \quad \delta = \arcsin\left(\frac{1}{1.3}\right) = 50,28$$

Сделав засечку из точки D₀ радиусом $r=v$ на продолжении прямой АВ в точке D', проводим прямую D'A' \perp D₀C'. Далее проводим прямую D'C''=v параллельно D₀C' и C'B', перпендикулярно прямой D₀C'. Ломанная линия СВД'A'B' образует контур поперечного профиля борозды; поверхность Д'A'B'C'' - поперечное сечение отвального пласта.

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур



1.1.2.3. Построение поперечно-вертикальной (лобовой) проекции.

Построение лобового контура производится по способу, предложенному проф. Н.В. Щучкиным.

Нижний обрез лобового контура отвала совпадает с дном борозды и представляет собой проекцию лезвия лемеха на поперечно-вертикальную плоскость. Её величина равна отрезку $v + \Delta v$, отложенному от точки В. Величина $\Delta v = 2.5$ см (перекрытие корпусов).

При построение полевого обреза находят положение верхней точки Р, которая соединяется прямой с точкой В. Высота точки Р (Н) равна :

$H = v + \Delta H = 260 + 0 = 260 \text{ мм}$, где ΔH -приращение, зависящее от глубины вспашки «а» при

$$a < 12 \text{ см} \rightarrow \Delta H = 2...3 \text{ см},$$

$$a = 12 \text{ см} \rightarrow \Delta H = 1...2 \text{ см},$$

$$a \geq 12 \text{ см} \rightarrow \Delta H = 0.$$

Отклонение (l) точки Р от вертикали в сторону борозды равно 5...10 мм.

Бороздной обрез располагается параллельно верхней грани отваленного пласта. Строим фиктивный пласт с параметром с параметром $a_1 = a + 2.5 \text{ см}$. На середине верхней грани увеличенного отваленного пласта отмечаем точку «d» и через неё проводим линию dK_1 параллельно $A'B'$ до пересечения с линией стыка лемеха с отвалом. Высота точки K_1 стыка лемеха с отвалом зависит от выбора ширины лемешной стали ($a_{л}$) и угла установки лемеха ко дну борозды (γ) и находится по формуле :

$$h_1 = a_{л} \cdot \sin \gamma = 122 \cdot \sin 30^\circ = 61 \text{ мм}, \text{ где } a_{л} = 122 \text{ мм}$$

Соединив точку K_1 с A_1 , получим линию бороздного обреза лемеха.

Для построения верхнего обреза рассчитываются положение точки q относительно дна борозды по формуле:

$$H_{\text{max}} = \sqrt{a^2 + v^2} \pm \Delta H = \sqrt{200^2 + 260^2} - 1,5 = 313 \text{ мм}, \text{ где}$$

ΔH - приращение, которое выбирается в пределах:

$$a < 16 \text{ см} \rightarrow \Delta H = 0 + (1...2) \text{ см},$$

$$a \geq 16 \text{ см} \rightarrow \Delta H = 0 - (1...2) \text{ см}.$$

Через точку А проводится вертикальная линия и откладывает-

ся отрезок H_{\max} отметкой положения точки q .

Точка q соединяется с точкой P . Из середины отрезка qP проводится перпендикуляр до его пересечения с продолжением вертикали A в точке O . Из точки O радиусом Oq проводится дуга qP . Участок qd очерчивается подходящей кривой и дугой окружности.

1.1.2.4. Построение горизонтальной проекции.

4.5.1 Расчет радиуса направляющей прямой.

За направляющую кривую выбирается парабола, построенная на дуге радиусом R из условия, чтобы пласт мог поместиться на отвале и не просыпался через верхний обрез.

$$R_{\min} = \frac{e}{\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right) \cdot \cos \theta_0} = \frac{260}{(90 - 30) \cdot \cos 45^\circ} = 353 \text{ мм}$$

Второе условие состоит в том, чтобы пласт не должен задираться бороздным обрезом.

$$R_{\max} = \frac{e \cdot \sqrt{k^2 - 1}}{k^2 (\cos \gamma - \cos \xi)} = \frac{260 \cdot \sqrt{1,3^2 - 1}}{1,3^2 \cdot (\cos 30^\circ - \cos 49,5^\circ)} = 584 \text{ м}$$

Где ξ определяется по формуле:

$$\xi = \arctg \frac{\sqrt{k^2 - 1}}{\cos \theta_0} = \arctg \frac{\sqrt{1,3^2 - 1}}{\cos 45^\circ} = 49,5^\circ$$

Для культурного отвала $\Delta\gamma = 5 \dots 10^\circ$

Оптимальный радиус « R » должен удовлетворять условию

$$R_{\min} < R < R_{\max}$$

$$R_{\min} = 353 < R = 361 < R_{\max} = 584$$

1.1.2.5. Построение направляющей кривой.

Направляющая кривая строится слева от вертикальной проекции отвала.

Направляющая кривая вычерчивается в виде сечения на дополнительной проекции.

Из точки M проводится вертикальная прямая MM_1 определяющая положение точек направляющей кривой. Положение лемеха определяется углом γ . Для нахождения центра окружности O восстанавливается перпендикуляр MM и откладывается отрезок $OM=R$. Из точки O проводится дуга MC радиусом R . (Длина дуги

МС ограничивается углом $90^0 - \gamma$) Для лучшего оборачивания пласта угол $90^0 - \gamma$ увеличивается на величину $\Delta\gamma$.

От точки М откладывается отрезок S, равный ширине плоской части лемеха.

$$\begin{array}{ll} \text{При } a=25...35 \text{ см} & S=60 \text{ мм} \\ a=15...25 \text{ см} & S=45 \text{ мм.} \end{array}$$

Из точки F проводится касательная к $\cup MF$ до пересечения с касательной Мm.

Угол между касательными равен

$$\omega = 90^0 + \gamma - \Delta\gamma.$$

Обычно для культурного отвала $\omega = 115^0$

Отрезки касательных $n'F$ и $n'M - S$, делятся на произвольное, но равное число частей и отмечаются цифрами 0,1,2... Проводя прямые 0-1,1-2,2-3 и т. д. Получаются точки пересечения, которые образуют при их соединении параболу.

Вылет L и высота h кривой определяются из построений и дополнительно проверяются расчетом:

$$L = R(1 - \sin \gamma) = 361 \cdot (1 - \sin 30^\circ) = 180 \text{ мм}$$

$$h = R \cdot \cos \gamma = 361 \cdot \cos 30^\circ = 312,6 \text{ мм}$$

1.1.2.6. Расчет углов образующих со стенкой борозды.

Отвальная поверхность получается перемещением горизонтальной образующей по двум направляющим параболам или по одной направляющей кривой (параболе) и заданному закону изменения углов образующих со стенкой борозды θ .

Установка лемеха ко дну борозды γ и к стенке борозды θ_0 , расположения груди отвала относительно стенки борозды θ_{\min} и крыла это θ_{\max} определяют форму отвала (культурного, полувинтового, скоростного и многих других). Эти отличия отражены в изменении углов θ наклона горизонтальных образующих к стенке борозды, которые зависят от высоты этих образующих над дном борозды $\theta = f(Z)$.

Для культурных и скоростных отвалов проф. Щучкин рекомендует пользоваться законом изменения углов θ по некоторой кривой, по которой у линии стыка с отвалом, или на высоте 50...70 мм от лезвия лемеха угол промежуточной образующей принимает минимальное значение θ_{\min} . Для последующих образующих угол

θ возрастает, достигая максимального значения θ_{\max} в крайней верхней образующей отвала.

Закон изменения углов происходит по кривой вида:

$$ax^2 - by - cx^2 y = 0$$

Проф. Щучкин рекомендует следующие значения коэффициентов a , b и c :

$$6.2x^2 - 100y - x^2 y = 0$$

Выражая относительно y , получаем:

$$y = \frac{6.2x^2}{x^2 + 100}, \text{ где } x - \text{расстояние от начала координат вверх}$$

до очередной образующей.

y – расстояние, определяющее величину приращения углов X в масштабе, условно выраженном в см.

Задаваясь значениями x с интервалом 1,3 см, т. е. $x=1,3;2,6,\dots$ определяем значения y :

$$y_{\min} = \frac{6.2 \cdot 0^2}{0^2 + 100} = 0$$

$$y_{\min+1} = \frac{6.2 \cdot 1.3^2}{1.3^2 + 100} = 3,895$$

$$y_{\min+2} = \frac{6.2 \cdot 2.6^2}{2.6^2 + 100} = 5,4$$

$$y_{\min+3} = \frac{6.2 \cdot 3.9^2}{3.9^2 + 100} = 5,82$$

$$y_{\min+4} = \frac{6.2 \cdot 5.2^2}{5.2^2 + 100} = 5,98$$

$$y_{\min+5} = \frac{6.2 \cdot 6.5^2}{6.5^2 + 100} = 6$$

$$y_{\min+6} = \frac{6.2 \cdot 7.8^2}{7.8^2 + 100} = 6,1$$

$$y_{\max} = \frac{6.2 \cdot 11.7^2}{11.7^2 + 100} = 6,15$$

Эти значения откладываем в выбранном масштабе.

Для того, чтобы определить значения углов θ соответственно по значениям x , необходимо определить масштаб для величины θ

$$m = \frac{\Delta\theta}{\Delta y} = \frac{7^\circ}{6,15} = 1,14$$

где $\Delta y = y_{\max} - y_{\min}$
 $\Delta y = 6,15 - 0 = 6,15$

Закон изменения углов образующих от θ_0 до θ_{\min} происходит по прямой, причём:

$$y_0 = \frac{\theta_0 - \theta_{\min}}{m} = \frac{\Delta\theta'}{m} = \frac{2^\circ}{1,14} = 1,75$$

Находим значения углов для каждой образующей на любой её высоте:

θ_{\min} - заданная величина

$$\theta_{\min+1} = \theta_{\min} + m \cdot y_{\min+1} = 43 + 1,14 \cdot 3,895 = 47,44^\circ$$

$$\theta_{\min+2} = \theta_{\min} + m \cdot y_{\min+2} = 43 + 1,14 \cdot 5,4 = 49,16^\circ$$

$$\theta_{\min+3} = \theta_{\min} + m \cdot y_{\min+3} = 43 + 1,14 \cdot 5,82 = 49,63^\circ$$

$$\theta_{\min+4} = \theta_{\min} + m \cdot y_{\min+4} = 43 + 1,14 \cdot 5,98 = 49,82^\circ$$

$$\theta_{\min+5} = \theta_{\min} + m \cdot y_{\min+5} = 43 + 1,14 \cdot 6 = 49,84^\circ$$

$$\theta_{\min+6} = \theta_{\min} + m \cdot y_{\min+6} = 43 + 1,14 \cdot 6,1 = 49,95^\circ$$

$$\theta_{\max} = \theta_{\min} + m \cdot y_{\max} = 43 + 1,14 \cdot 6,15 = 50^\circ$$

Полученное θ_{\max} не должно отличаться от заданного

$$\theta_{\max} = \theta_{\min} + \Delta\theta = 43^\circ + 7^\circ = 50^\circ$$

1.1.2.7. Методы построения горизонтальной проекции.

Продолжение проекцию образующих $1'-1'; 2'-2' \dots, n'-n'$ на промежутке между перпендикуляром MM_1 и направляющей кривой, т.е. проводим горизонтальные прямые $t_1 - t_1'; t_2 - t_2'; \dots t_n - t_n'$, которые в дальнейшем будут использованы для построения горизонтальной проекции отвала.

Горизонтальную проекцию отвала располагаем под лобовым контуром.

Из точки D_1 под углом θ_0 к стенке борозды проводим прямую D_1A_2 , на которой располагается лезвие лемеха.

Перпендикулярно лезвию лемеха D_1A_2 строим след плоскости направляющей кривой FF . Плоскость направляющей кривой FF для культурных и скоростных отвалов располагается на $2/3$ длины лемеха от носка.

Линия стыка N обычно проводится параллельно лезвию лемеха. От точки пересечения линии лезвия лемеха со следом плоскости FF откладываем отрезок M_2m_2 , равный $M_2m_2 = a_n \cdot \cos \gamma$, где a_n ширина лемешной стали. Через точку m_2 проводим линию стыка Nm_2 параллельную лезвию лемеха. Спроектируем точку N_1 на горизонтальную проекцию линии стыка получим точку N . Далее на горизонтальный след плоскости FF сносим отрезки, заключенные между перпендикуляром MM_1 и кривой направляющей параболы, т. е. откладываем от точки M_2 отрезки $M_1 - t_1; M_2 - t_2; \dots; M_n - t_n$ равные по величине отрезкам $t_1 - t_1; t_2 - t_2; \dots; t_n - t_n$. Через точки t_1, t_2, \dots, t_n должны пройти горизонтальные проекции образующих под углами $\theta_0, \theta_{\min}, \theta_{\min+1}, \dots, \theta_{\max}$ к стенке борозды.

Построение горизонтальных проекций образующих можно производить следующим приемом.

Из точек t_1, t_2, \dots, t_n проводим прямые, параллельные стенке борозды отрезки $t_1 - K'_1, t_2 - K'_2$ и т. д., длиной 100 или 200 мм каждый, из точек K'_1, K'_2 восстанавливаем перпендикуляры K'_1n_1, K'_2n_2 и т. д., длина которых определяется соотношением:

$$K'_1 n_1 = t_1 K'_1 \cdot \operatorname{tg} \theta_{\min+1} = 100 \cdot \operatorname{tg} 47,44 = 108,9 \text{ мм}$$

$$K'_2 n_2 = t_2 K'_2 \cdot \operatorname{tg} \theta_{\min+2} = 100 \cdot \operatorname{tg} 49,16 = 115,6 \text{ мм}$$

$$K'_3 n_3 = t_3 K'_3 \cdot \operatorname{tg} \theta_{\min+3} = 100 \cdot \operatorname{tg} 49,63 = 117,62 \text{ мм}$$

$$K'_4 n_4 = t_4 K'_4 \cdot \operatorname{tg} \theta_{\min+4} = 100 \cdot \operatorname{tg} 49,82 = 118,4 \text{ мм}$$

$$K'_5 n_{51} = t_5 K'_5 \cdot \operatorname{tg} \theta_{\min+5} = 100 \cdot \operatorname{tg} 49,84 = 118,5 \text{ мм}$$

$$K'_6 n_6 = t_6 K'_6 \cdot \operatorname{tg} \theta_{\min+6} = 100 \cdot \operatorname{tg} 49,95 = 118,96 \text{ мм}$$

$$K'_7 n_7 = t_7 K'_7 \cdot \operatorname{tg} \theta_{\min+7} = 100 \cdot \operatorname{tg} 49,97 = 119 \text{ мм}$$

$$K'_8 n_8 = t_8 K'_8 \cdot \operatorname{tg} \theta_{\max} = 100 \cdot \operatorname{tg} 49,99 = 119,1 \text{ мм}$$

$$K'_9 n_9 = t_9 K'_9 \cdot \operatorname{tg} \theta_{\max} = 100 \cdot \operatorname{tg} 50 = 119,2 \text{ мм}$$

Далее, соединив точку n_1 с t_1 , n_2 с t_2 и т. д., получим образующие в горизонтальной проекции, очертания лезвия лемеха определяется, как уже говорилось, положением нулевой образующей.

Снося на горизонтальную проекцию точки с лобовой проекции по правилам начертательной геометрии, получим линии всех образующих отвала в горизонтальной плоскости (проекции).

1.1.2.8. Построение кривой полевого обреза.

Истинное изображение кривой полевого обреза можно получить, построив её по точкам $V_1, V_2, V_3, \dots, V_n$. Для этого в точках пересечения горизонтальных проекций образующих $1-1; 2-2; 3-3, \dots; n-n$ с полевым обрезом $D_1 K_1$ восстанавливаем перпендикуляры и на них откладываем отрезки $1V_1 = x_1, 2V_2 = x_2, 3V_3 = x_3, \dots, nV_n = x_n$, где $x = 13; 26$; см и т. д. Соединяя точки $V_1, V_2, V_3, \dots, V_n$ плавной кривой, получим форму полевого обреза.

1.1.2.9. Построение сечений овала вертикально-поперечными плоскостями.

Эти сечения имеют важное значение, т. к. характеризуют обрабатывающую способность отвала.

На горизонтальной проекции проводим ряд прямых $У_1-У_1, У_2-У_2, \dots, У_n-У_n$ перпендикулярных плоскости стенки борозды, на одинаковом расстоянии друг от друга с интервалом – 50...100 мм. След какой-либо плоскости пересекает горизонтальные проекции образующих в определённых точках. Переносим эти точки на соот-

ветствующие проекции тех же образующих на лобовой проекции отвала, получим также ряд точек. Соединяя последние плавной кривой, получим одно сечение. Повторяя построение для других вертикально-поперечных плоскостей, получим остальные кривые сечений на лобовой проекции отвала.

Полученные таким образом кривые сечений позволяют судить о степени кривизны рабочей поверхности, её плавности, о степени кривизны груди, возможного задирания пласта бороздным обрезаем отвала. Эти же сечения могут быть использованы и для изготовления модели поверхности.

1.1.2.10. Построение шаблонов.

Для проверки изготовленных моделей штампов, а также для проверки правильности изготовленных поверхностей отвалов делают шаблоны.

Шаблоны строятся по кривым пересечения поверхности отвала вертикальными плоскостями, перпендикулярными лезвию лемеха и расположенными на одинаковом расстоянии друг от друга с интервалом не менее 50 мм.

На горизонтальной проекции отвала горизонтальные следы этих плоскостей изображаются прямыми $U_1-U_1, U_2-U_2, U_3-U_3, \dots, U_n-U_n$, которые будут расположены параллельно следу плоскости FF направляющей кривой, т. е. Перпендикулярно лезвию лемеха.

Проследим построение шаблонов по чертежу, В начале слева от горизонтальной проекции отвала наносим ряд прямых линий $0-0; 1-1; 2-2, \dots, n-n$ параллельно плоскости стенки борозды. Число этих прямых равно числу образующих. Прямые эти располагаются друг от друга на расстоянии, равном интервалу, принятом для образующих на вертикальной проекции отвала.

Чтобы не усложнять чертежа, построение шаблонов проведем для одного сечения плоскости U_1-U_1 .

Горизонтальный след плоскости U_1-U_1 , пересекает горизонтальные проекции образующих в точках l_0, l_1, l_2 . Точку пересечения нулевой образующей (лезвия лемеха) l_0 , снесем на линию $0-0$ и обозначим её через l'_0 . Далее, на горизонтальном следе плоскости U_1-U_1 отрезки l_0l_1 будут являться абсциссой точек l_1, l_2 искомой кривой сечения, а ординаты этих точек определяются высотами расположения соответствующих вертикальных проекций образующих, т. е. В данном случае образующих $1-1, 2-2$ над прямой вертикальной проекцией нулевой образующей $0-0$.

Следовательно, точки искомой кривой шаблона определяются, если на прямой $0-0$ от точки l'_0 , последовательно отложить от-

резки $l'_0 l'_1 = l_0 l_1, l'_0 l'_2 = l_0 l_2$ и из концов отложенных отрезков, т. е. из точек l'_1, l'_2 восстановим перпендикуляры до пересечения соответствующих прямых, в данном случае прямых 1-1 и 2-2. При пересечении получится ряд точек l''_1, l''_2 и т. д. Соединив полученные точки l'_0, l''_1, l''_2 плавной кривой, определим искомую кривую шаблона для сечения U_1-U_1 .

1.2. Расчёт конструктивно-технологических параметров лемешного плуга

Исходные данные: назначение плуга, климатические зоны применения, свойства почвы, тип и характеристики трактора, режим работы: глубина a , рабочая скорость V и др.

1. Выбор способа совмещения борозд на поле: свально-развальная пахота или гладкая. Для 1-й – постоянная работа корпусов с одинаковым оборотом пласта (левосторонних): плуг простой, качество пахоты невысокое. Для 2-го – чередование работы лево- и правосторонних корпусов; плуг более сложный и тяжёлый, выровненность поля высокая. В этом случае следует принять способ смены корпусов разной ориентации: оборотный, клавишный, челночный или поворотный.

2. Выбор типа агрегатирования плуга с трактором: навесной, полуприцепной, прицепной.

Следует начинать с самой простой и манёвренной конструкции – навесного плуга. При нагрузках больших, когда расчёт на устойчивость навесного плуга не даёт надёжного результата, переходят к полунавесному, а затем и прицепному плугу. Самые нагруженные плуги: плантажные, болотные при этом получатся прицепными, плуги общего назначения для старопахотных полей останутся навесными.

3. Сила тяги трактора P . Сила P определяется для реальной почвы с учётом сил сцепления c колёс трактора с почвой. Для отечественных тракторов в паспортных данных задаётся сила тяги в тоннах для каждого класса: 0, 6, 0,9, 1,4, 2, 3, 4, 5 тонн для средних почв. Для зарубежных тракторов и новых отечественных задаётся только мощность двигателя. В этих случаях тяговое усилие трактора при абсолютном сцеплении колёс с почвой определяется по формуле

$$P_N = N_T / V, \quad (2.5)$$

где N_T – мощность трактора, кВт; V – скорость движения агре-

гата, м/с.

Скорость агрегата можно подбирать оптимальную по тяговой характеристике трактора, т.е. ту, при которой агрегат даст наибольшую производительность. Это соответствует скорости, на которой трактор реализует максимальную мощность. Обычно $V = 1,5 - 2,0$ м/с.

Тяговое усилие не должно превышать силу сцепления колёс трактора с почвой P_c .

$$P_c = G_B \varphi \cos \alpha, \quad (2.6)$$

где G_B - нагрузка на ведущие колёса от веса трактора; φ - коэффициент сцепления колёс с почвой, обычно 0,8; α - возможный угол наклона поля к горизонту, $\alpha = 5 \dots 10^\circ$.

$$G_B = G_T (L - A) / L, \quad (2.7)$$

где G_T - вес трактора; L - колёсная база трактора; A - положение центра масс трактора (из паспортных данных).

В качестве тягового усилия трактора P принимается меньшее значение: P_N или P_c .

$$P = \min\{P_N, P_c\}.$$

4. Тяговое усилие на крюке трактора, т.е. расходуемое на почвообрабатывающее орудие,

$$P_k = P - G_T(f + \sin \alpha), \quad (2.8)$$

где f - коэффициент сопротивления перекачиванию трактора по полю.

5. Ширина захвата плуга

$$B = \mu P_k / aK_{cm}, \quad (2.9)$$

где $\mu = 0,8 \dots 0,95$ - коэффициент использования тяги; K_{cm} - удельное сопротивление почвы пахоте, $K_c = 2 \dots 12$ Н/см² в зависимости от типа почвы.

6. Ширину захвата одного корпуса выбирают из условия

$$b = k a, \quad (2.10)$$

где k - коэффициент формы пласта. Для гарантии опрокидывания пласта $k > k_{крит}$; $k_{крит} = 1,27$ при работе без предплужника и $k_{крит} = 1,06$ при работе с предплужником.

Полученное значение b округляем до значений стандартной ширины корпуса плугов общего назначения $b = 30; 35; 35$ и 40 см.

В специальных плугах, предназначенных для очень глубокой пахоты (более 40 см), при нормальном отношении k для обеспечения оборачиваемости пласта надо иметь слишком большую ширину захвата b . Однако при такой ширине ухудшается крошение пласта, поэтому в подобных случаях применяют ярусную вспашку, при которой пласт снимается в два приема. Верхняя часть пласта снимается верхним корпусом, а остальная - поднимается нижним.

Захват корпусов одинаков, а отношение k становится в пределах допустимого.

Для специальных плугов с оборачивающими отвалами (болотных и др.), предназначенных для работы на связных почвах, рекомендуется принимать $k=2...3$, для плантажных плугов $k=0,83...0,9$.

Для более полного подрезания пласта почвы и во избежание огрехов при пахоте ширину захвата лемеха корпуса увеличивают на величину перекрытия Δb . Для плугов общего назначения $\Delta b=25...30$ мм, для луцильников $\Delta b=50...70$ мм.

7. Уточнённое число корпусов n и ширина захвата B :

$$n = (B - \Delta b) / (b + \Delta b); \quad (2.11)$$

принимая ближайшее целое число N , тогда уточнённая ширина захвата плуга:

$$B = N (b - \Delta b) + \Delta b. \quad (2.12)$$

8. Вес плуга. Ориентировочный вес плуга G_n определяют на основании статистических данных об удельной металлоемкости q_n на 1 м ширины захвата существующих плугов родственного класса:

$$G_n = q_n B, \quad (2.13)$$

где q_n - удельная металлоемкость, кг/м.

Определяется по каталогам сельхозтехники.

9. Выбор параметров корпусов.

9.1. Выбираем тип отвала:

- культурный для старопахотных полей;
- полувинтовой для задернелых почв и засорённых;
- винтовой для целинных, залежных и связных почв.

9.2. Лемехи. Выбирается типоразмер из числа стандартизованных. Для лёгких почв трапецидальный лемех. Для тяжёлых – долотообразный. Геометрию резания лемеха (см. рис.2.2) подбираем исходя из угла установки лемеха γ ; $\gamma = 25 - 30$ градусов для культурного и $20 - 25$ - для винтовых отвалов.

Выбираем стандартный лемех с углами $\Delta\gamma$, $\gamma_1 = 15...25$ градусов, и углами заточки $i = 25...35$ градусов. Угол γ_1 лемеха характеризует крошащую способность корпуса. С его увеличением повышается крошение пласта, но одновременно возрастает и сила сопротивления крошению. Поэтому при выборе угла γ_1 необходимо учитывать оба эти фактора. Назначаем задний угол $\Delta\gamma=5...10^\circ$ так, чтобы соблюдался требуемый общий угол установки лемеха к дну борозды, $\gamma=\gamma_1+\Delta\gamma$ был бы равным $25...30^\circ$ для культурных и $20...25^\circ$ - для полувинтовых отвалов.

Углы γ_1 , i , $\Delta\gamma$ являются основными; они относятся к статиче-

ской геометрии лемеха и указываются на чертежах лемеха. Остальные углы - производные от них: угол резания $u = i + \Delta\gamma$; передний угол $v = (\pi/2) - u$; угол заточки $\omega = (\pi/2) - (v + \gamma_1)$; угол $\beta = 10^\circ$.

Для повышения износостойкости лезвия при вспашке почв, не засоренных камнями, используют самозатачивающиеся лемеха. Для этого используют наплавку твердым сплавом типа сормайт толщиной 1,4...2 мм с нижней стороны лезвия на ширину 25...30 мм и у носка до 60 ± 5 мм. Наплавленное лезвие приобретает свойство самозатачивания и работает в 10...12 раз дольше, чем обычные.

С той же целью лемехи изготавливают из двухслойной стали; верхний слой - обычная среднеуглеродистая повышенной прочности сталь Л53, нижний слой, более твердый, - высоколегированная сталь Х6Ф1. Такой лемех также обладает свойством самозатачиваемости.

Плужные выдвигные и приварные долота изготавливают из стали 45 и нижнюю грань наплавляют твердым сплавом; толщина наплавленного слоя - до 3 мм.

Угол θ_0 наклона лезвия к стенке борозды принимается в пределах 35...45°. При выборе конкретного значения угла θ_0 руководствуются назначением отвала: чем больше должны быть крошащая способность отвала или сдвиг пласта в сторону пашни, тем ближе к верхнему пределу надо выбирать угол θ_0 .

Для рабочих поверхностей, предназначенных для работы на повышенных скоростях (8...9 км/ч), углы θ_0 и γ принимают несколько меньшими: $\theta_0 = 32...38^\circ$ и $\gamma = 23...27^\circ$.

Проектирование поверхности отвала при известных параметрах лемеха проводят по методике проф. Н.В. Щучкина [19].

9.3. Полевая доска корпуса. Длину полевой доски определяют из условия, что вектор силы R сопротивления почвы резанию, продолженный до пересечения со стенкой борозды, как бы обрезает конец полевой доски, т.е. ограничивает задний конец пятки полевой доски. При этом принимают, что сила R приложена в середине длины лезвия лемеха (рис.2.24).

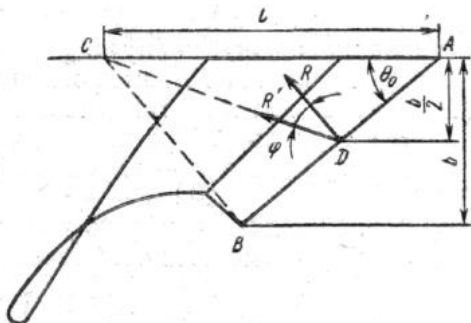


Рис. 2.24. Схема приложения сил сопротивления к лемеху

Тогда

$$L = b \cos \varphi / 2[\sin \theta_0 \cos(\varphi + \theta_0)] , \quad (2.14)$$

где L - расстояние от носка лемеха до заднего конца полевой доски; b - ширина захвата корпуса; φ - угол трения почвы о поверхность лемеха; θ_0 - угол установки лемеха к стенке борозды.

Для расчетов ширины полевой доски исходят из допускаемого давления свободного конца полевой доски на стенку борозды. Допустимую глубину смятия почвы от давления конца полевой доски на стенку борозды принимают не более 5...10 мм. Длина вдавленного конца полевой доски в почву $l = h / \sin \Delta_2$. Тогда ширина доски

$$b_n = 2R_2 \sin \Delta_2 / (q_0 h^2) , \quad (2.15)$$

где q_0 - объемный коэффициент смятия почвы (в зависимости от типа и состояния почвы $q_0 = 1...2,5 \text{ г/см}^3$); h - глубина вдавливания конца полевой доски в почву, см; $R_2 = R \cos (\theta_0 + \varphi)$ - сила, которая стремится прижать корпус к стенке борозды.

Полевые доски кустарниково-болотных, плантажных плугов делают удлиненными и снабжают уширителями, так как они воспринимают большие боковые усилия.

9.4. Стойка корпуса. Стойку корпуса рассчитывают на аварийное усилие $P_{ав}$. Опасным является сечение 1-1, расположенное на расстоянии H от точки приложения силы $P_{Гх}$.

В горизонтальной плоскости на корпус действует сила сопротивления $P_{ху}$, приложенная к лезвию лемеха на расстоянии $l=0,4b$ от стенки борозды. Линия действия силы $P_{ху}$ составляет с направлением движения корпуса угол

$$\eta = 90^\circ - (\theta_0 + \varphi) , \quad (2.16)$$

где $\Phi_{и} = 26^\circ$ - угол трения почвы о металл.

Для того чтобы получить силу $P_{ху}$, надо из максимальной силы тяги $P_{тах}$ вычесть среднее сопротивление всех корпусов, за исклю-

чением одного, который встретил препятствие:

$$P_{xy} = P_{ав} = P_{\max} - (n-1)p, \quad (2.17)$$

где n - число корпусов; p - сила сопротивления одного корпуса.

В вертикальной плоскости на корпус действует сила $P_{гх}$, направление которой, по экспериментальным данным, в зависимости от типа почвы и остроты лезвия определяется углом $\varphi = \pm 15^\circ$ к горизонту. Принимают, что точка приложения ее находится на расстоянии $1/3 a$ (здесь a - глубина пахоты) от опорной плоскости лемеха.

Литые стойки изготавливают из сталей 25Л, 30Л, 35Л группы 1 (ГОСТ 977-75) или из высокопрочного чугуна марок ВЧ 45-5, ВЧ 50-2 (ГОСТ 7293-70). Твердость стоек из стального литья должна быть НВ 130-201, из высокопрочного чугуна - НВ 160-260.

10. Предплужники. Глубину хода предплужника определяют на основании агротехнических требований и практически устанавливают следующую среднюю глубину: при глубине пахоты $a=30$ см $a_1=8-10$ см; при $a=35$ см $a_1=8-12$ см и при $a=35$ см и ширине захвата корпуса $b=40$ см можно принять $a_1=15$ см.

Ширина захвата предплужника определяется по формуле

$$b_1 = a = b/k = 2b/3. \quad (2.18)$$

Ширину захвата предплужника принимают равной $b_1=2b/3$, глубину $a_1 = 8-12$ см. Рабочая поверхность предплужника (нижняя часть предплужника) имеет цилиндрическую поверхность, верхняя - переходит в цилиндрическую.

Лезвие лемеха предплужника располагают не в горизонтальной плоскости, а под углом, так, чтобы бороздной конец лезвия был выше носка на $e = 8-10$ мм. Наклон лезвия обеспечивает предплужнику забор глубины и придает устойчивость плугу в вертикальной плоскости. Полевой обрез корпуса предплужника располагают также с некоторым наклоном в сторону борозды на величину $e_1=5$ мм, что предупреждает трение дискового ножа о полевой обрез предплужника.

Высоту полевого обреза H принимают равной ширине захвата b_1 . Максимальная высота крыла предплужника

$$H_{\max} = H + (10 \dots 20) \text{ мм}, \quad b_2 \geq b_1. \quad (2.19)$$

На плугах для каменистых почв (плуг ПКС-4-35) вместо предплужников устанавливают углоснимы (см. рис.2.4), которые срезают угол пласта почвы, уже поднятого на отвал, и сбрасывают его на дно борозды с последующим засыпанием почвой основного пласта.

11. Плужные ножи. На плугах общего назначения, на садовых плугах для верхних корпусов ярусных плугов обычно применяют дисковые самоустанавливающиеся ножи (см. рис.2.5, а).

Диаметр диска определяют по формуле

$$D=2(a_2+\Delta l)+d_c, \quad (2.20)$$

где $a_2 = 130$ мм - глубина хода дискового ножа; $\Delta l=20$ мм - запас на микрорельеф поля; $d_c = 0,25D$ - диаметр фланца ступицы ножа.

Толщину диска ножа принимают в зависимости от диаметра равной $0,01D$, угол заточки лезвия $i=20\pm 2^\circ$ при $D>450$ мм и $i=30\pm 2^\circ$ при $D>450$ мм.

Просвет между нижним концом стойки и центром диска h_1 во избежание сгребания растительных остатков должен быть не менее 50 мм; вылет вилки / для обеспечения свободного вращения диска при работе и во избежание забивания должен быть больше радиуса диска, т.е. $l>D/2 + 50$ мм; раствор вилки c , из тех же соображений, должен быть не менее 100 мм.

Вырезные диски обычно имеют 12...14 вырезов глубиной 38 мм, кромки их в плоскости диска скошены под углом $40\pm 5^\circ$. Ширина рифленной части диска при его диаметре 430 мм равна 50 мм, количество рифлей 50.

Черенковые ножи (см. рис.2.5, в) применяют преимущественно на плугах специального назначения. Общая длина двухопорного ножа

$$L = H+h+\Delta a+\Delta L, \quad (2.21)$$

длина лезвия (по прямой)

$$L_1=(a+\Delta a)/\sin\beta + \Delta L_1, \quad (2.22)$$

где H - вертикальный просвет плуга; h - высота вертикальной полки рамы; ΔL - запас для крепления ножа к раме; a - глубина обработки; $\Delta a=40...50$ мм - перерез пласта; $\Delta L_1=100-150$ мм - запас длины лезвия; $\beta = 65...70^\circ$ - угол наклона лезвия к горизонту.

Кривую лезвия ножа (см. рис.2.5, г) выбирают из условия обеспечения лезвием скользящего резания встречающейся погребенной древесины и других растительных остатков в почве.

Лыжу закрепляют с двух сторон плоского ножа и располагают в вертикальной плоскости под углом $\alpha = 5...8^\circ$ к поверхности поля. Лыжу и нож при помощи стоек прямоугольного сечения жестко соединяют с рамой плуга (см. рис.2.5, б).

Ножи изготавливают из стали МСт6 или 45. Лезвие ножа на ширину до 20 мм закаливают. Твердость закаленной части $HВ 320...430$.

12. Почвоуглубители. Почвоуглубителем является симметричная лапа (рис.2.25, б).

Лапа почвоуглубителя имеет симметричную форму, изготавливается из листовой стали толщиной 8 и 10 мм, марки 65Г или 70Г. Ширина захвата лапы b_n следующая: для плугов с шириной захвата корпуса 30 см $b_n = 26$ см, а с шириной захвата 35 см $b_n = 30$ см (ГОСТ 6510-71).

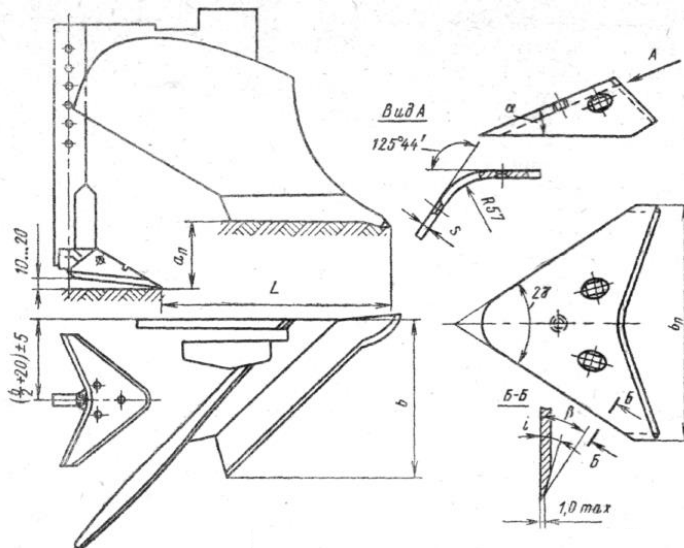


Рис.2.25. Установка почвоуглубителя

Угол раствора крыльев $2\gamma = 70^\circ$ или 75° , угол крошения $\beta = 34^\circ$ или 40° , угол подъема груди $\alpha = 23^\circ$, угол заострения лезвия лапы $i = 16^\circ$. Лезвие лапы на ширине 30 мм подвергается закалке. Твердость в зоне закалки должна быть не менее $HB\ 350-500$, толщина лезвия не должна превышать 1 мм.

Для лучшей заглубляемости и устойчивости хода лапы устанавливают под некоторым углом к опорной плоскости, причем конец крыла находится выше носка лапы на 10 мм.

Устанавливают почвоуглубитель сзади корпуса (рис.2.25, а) на 6...15 см ниже подошвы корпуса плуга. Расстояние L должно быть не менее 500 мм.

13. Взаимное расположение корпуса плуга и вспомогательных рабочих органов плуга показано на рис.2.26.

Вынос носка предплужника перед носком основного корпуса $t = 250-300$ мм; это обеспечивает раздельное движение пластов по рабочим поверхностям корпуса и предплужника и исключает воз-

возможность забивания. Более свободная расстановка неоправданно увеличивает габаритные размеры и массу плуга.

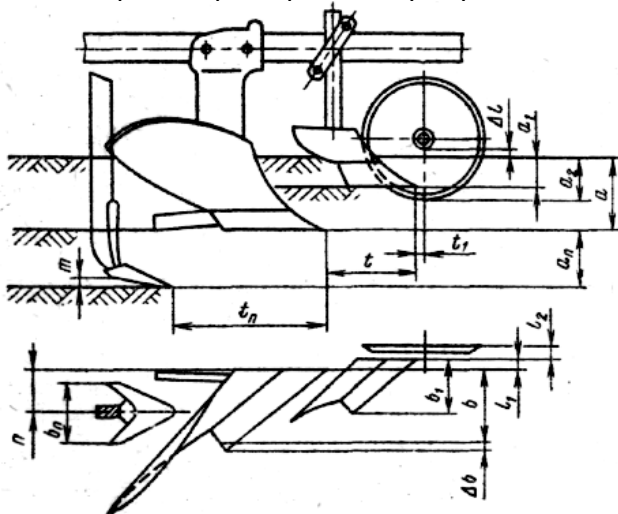


Рис.2.26. Взаимное расположение вспомогательных рабочих органов плуга

Полевой обрез предплужника выносится на величину $h_2=5-10$ мм относительно полевого обреза отвала.

Дисковый нож устанавливают обычно перед последним корпусом. При вспашке задернелых почв ножи ставят перед каждым корпусом. Центр диска располагают над носком предплужника или впереди него на расстоянии $t_1=0...13$ см, нижнюю кромку ступицы - выше поверхности поля на $\Delta=1...2$ см, плоскость вращения диска смещают в сторону поля от полевого обреза предплужника на $h_2=10...30$ мм. Нижняя кромка лезвия ножа должна находиться на $20...30$ мм ниже носка лемеха предплужника. Глубину хода дискового ножа устанавливают равной $a_2=12...13$ см.

Расстояние между носком основного корпуса и носком почвоуглубителя принимают равным $t_n=500$ мм, чтобы обеспечить свободный проход взрыхленного слоя между лапой почвоуглубителя и корпусом. В поперечном направлении почвоуглубитель располагают на расстоянии $n=0,5b+15...20$ мм от плоскости полевого обреза корпуса (здесь b - ширина захвата корпуса). Ширину захвата лапы почвоуглубителя принимают равной $b_n=0,7b$. Глубина установки $a_n=6...16$ см. Носок лапы располагают ниже крыльев на $\tau=10...20$ мм.

14. Расстановка корпусов. Расстановку корпусов плуга (рис.2.27) проводят из условия, что силы сопротивления R почвы резанию, приложенные посередине длины лезвия лемеха ($L/2$) под углом трения φ , лежат на одной линии:

$$L = btg(\theta_0 + \varphi), \quad (2.23)$$

где θ_0 - угол наклона лемеха к стенке борозды; φ - угол трения почвы о металл.

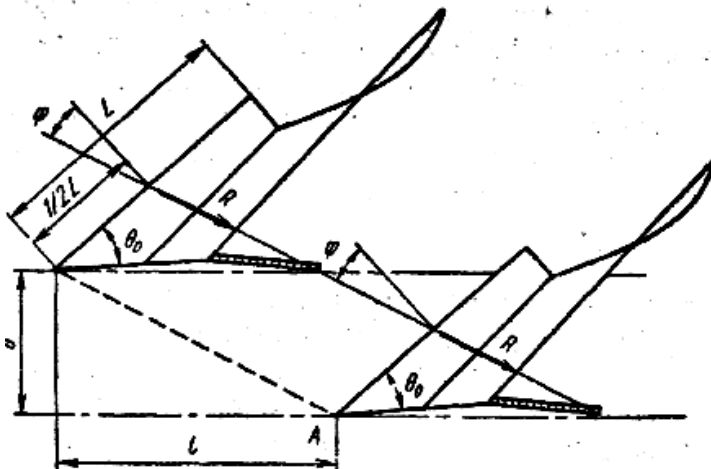


Рис.2.27. Расстановка корпусов плуга

15. Высоту расположения рамы плуга H над опорной плоскостью корпусов определяют из условия свободного прохода пласта под рамой при проведении первой борозды глубиной $2a/3$; тогда $H = b + 2a/3$.

Дорожный просвет h принимают в зависимости от класса и назначения плуга: для прицепных плугов общего назначения $h=20...25$ см (расстояние от носка лемеха до опорной плоскости ходового колеса плуга); для полунавесных плугов $h= 20...25$ см (от носка лемеха заднего корпуса до опорной плоскости заднего колеса); для навесных плугов $h=30...40$ см (от носка лемеха переднего корпуса до опорной плоскости колес трактора).

16. Диаметры колес прицепных плугов - полевого D_n и бороздного $D_б$ - обычно принимают одинаковыми и определяют в зависимости от глубины обработки по формуле

$$D_n = D_б = 2a_{max} + d_k + 2m_0, \quad (2.24)$$

где a_{max} - максимальная глубина обработки почвы; d_k - диаметр кронштейна оси; $m_0=50...70$ мм - зазор между поверхностью почвы и кронштейном оси.

Ширину обода определяют из формулы Грандвуане— Горячкина:

$$B = Q_z / (\mu^3 q D^2), \quad (2.25)$$

где Q_z - вертикальная нагрузка на колесо; q - коэффициент объемного сопротивления почвы; $\mu = Q_x / Q_z$ - коэффициент перекачивания; по данным В.А. Желиговского, $\mu = 0,2$ при пахоте по стерне и $\mu < 0,1$ для грунтовых дорог; B_0 - ширина обода, определяется по допустимой удельной нагрузке k на 1 см ширины обода:

$$B_0 = Q_z / k. \quad (2.26)$$

Значение коэффициента объемного сопротивления q и удельной допустимой нагрузки k приведены в табл.2.3.

Таблица 2.3

 Значения q и k для разных почв

Почва	$q, \text{ кгс/см}^2$	$q, \text{ Н/см}^2$	$k, \text{ кгс/см}$	$k, \text{ Н/см}$
Свежевспаханная	0,2...0,4	1,96...3,92	30	294
Жнивьё, луг, пар	1,0...2,5	9,8...24,5	45	440
Подзолистая, солонцовая	6...12	58,8...117,5	60	588
Грунтовая дорога	10...20	98...196	80	785

Диаметр заднего самоустанавливающегося колеса прицепных и полунавесных плугов должен быть не менее 450...500 мм. Угол наклона плоскости диска колеса к горизонту принимают равным 70...80°, ширина обода 50...80 мм.

17. Ширина колеи передних колес B_1 по центру ободьев полевого и бороздного колес определяется выражением

$$B_1 = nb + \Delta b + m_1 + m_2, \quad (2.27)$$

где n - число корпусов; b - ширина захвата корпуса; Δb - величина перекрытия; m_1 - расстояние от центра обода бороздного колеса до стенки борозды предыдущего захода, равное 45...50 мм; m_2 - расстояние от центра обода полевого колеса до стенки борозды, $m_2 = m_1$.

Расстановка полевого и бороздного колес по ходу плуга определяется при разработке кинематической и компоновочной схем подъемно-установочных механизмов.

18. Расположение опорного колеса навесных плугов. Колесо рекомендуется располагать от носка лемеха первого корпуса (см. рис.2.16) на расстоянии k , равном 1/3 расстояния между носками лемехов переднего и заднего корпусов.

Расстояние h от осевой линии обода до полевого обреза, идущего за ним корпуса должно в 1,2...1,5 раза превышать максимальную глубину вспашки a_{\max} , чтобы исключить деформирование стенки борозды ободом колеса.

Аналогичными требованиями определяется установка переднего опорного колеса на полунавесных плугах.

Расстановка рабочих органов и колёс позволяет решить вопросы компоновки и перейти к силовому расчёту плуга.

1.3. СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПЛУГОВ

Под силовым расчётом плуга понимают определение всех сил, действующих на плуг и на трактор, исходя из принятой компоновки плуга и способа агрегатирования. Результаты силового расчёта используются и для прочностных расчётов, и для выбора параметров агрегата, обеспечивающих устойчивый ход плуга. Под устойчивостью понимается независимость положения плуга от колебаний сил сопротивления рабочих органов.

1.3.1. Тяговое сопротивление плуга

Усилие, необходимое для перемещения плуга при вспашке, называют тяговым сопротивлением плуга. Это горизонтальная составляющая результирующей силы сопротивления, которая действует на почвообрабатывающую машину.

В первом приближении среднее значение тягового сопротивления определяют по удельному сопротивлению почвы K_c , измеренному при динамометрировании обычных плугов:

$$P = K_c \cdot a \cdot B, \quad (2.28)$$

где a – глубина вспашки; B – ширина захвата плуга.

Значения удельного сопротивления почвы K_c определяются для различных типов почв и агрофонов (табл.2.4) и слабо зависят от конструкций плугов.

Таблица 2.4

Коэффициент удельного сопротивления почв K_c , кПа

Тип почвы	Степень освоения	Тип почвы по механическому составу			
		Глинистая	Тяжелый суглинок	Средний суглинок	Супесь
Дерново-подзолистая	Целина, залежь	99,4	71,7	50,7	40,8
	Травяной глест	74,8	56,7	43,8	30,8
	Живые	66,9	47,8	35,4	25,9
Чернозём	Целина, залежь	92,3	72,1	53,1	40,3
	Травяной глест	88,4	58,2	45,6	32,3
	Живые	63,9	49,9	36,1	25,2
Каштановая	Целина, залежь	100,0	69,0	55,6	38,4
	Травяной глест	69,6	48,0	37,0	21,7

Удельное сопротивление лежит в основе деления почв по трудности обработки: $K_c < 30$ кПа – почва лёгкая; $K_c = 30 \dots 50$ – средняя; $K_c = 50 \dots 70$ кПа – среднетяжёлая; $K_c = 70 \dots 120$ кПа – тяжёлая; $K_c > 120$ кПа – очень тяжёлая почва.

Из-за случайного характера возмущающих факторов формула может давать результаты, сильно отличные от реальных. Коэффициент вариации может на ровных участках достигать 50%. В хозяйственных условиях варьирование достигает 80...100%, а пиковые значения R_x превышают средние в 2...2,7 раза [20].

Второй недостаток формулы (2.28) – её независимость от параметров и скорости движения плуга. Для их учёта более удобна формула В.П. Горячкина. Общее тяговое сопротивление плуга по В.П. Горячкину состоит из трёх составляющих:

$$P = P_1 + P_2 + P_3, \quad (2.29)$$

где P_1 усилие, необходимое для перекаtywания плуга и преодоления сил трения корпусов, ножа и предплужников о стенку и дно борозды, сил трения в подшипниках колес; P_1 пропорционально весу плуга G :

$$P_1 = fG, \quad (2.30)$$

где f – коэффициент трения, зависящий от типа почвы и агрофона (для жнивья $f = 0,5$); P_2 – сопротивление при деформации пласта, пропорционально площади сечения пласта:

$$P_2 = K_1 aB, \quad (2.31)$$

где a – глубина пахоты; B – ширина захвата; $K_1 = 20 \dots 100$ кПа – удельное сопротивление почвы; $K_1 = \eta K_c$; здесь $\eta = 0,7$ – КПД плуга; P_3 – сопротивление от преодоления сил инерции при обороте и отваливании пласта; пропорционально площади поперечного сечения пласта и квадрату скорости движения агрегата V :

$$P_3 = \varepsilon abnV^2, \quad (2.32)$$

где ε – скоростной коэффициент, учитывающий форму рабочей поверхности корпуса плуга, $\varepsilon = 1500 \dots 2000$ Н с² м⁴; V – скорость движения агрегата, м/с.

С учётом выражений (2.30)...(2.32) получаем для тягового сопротивления плуга формулу В.П. Горячкина:

$$P = fG + K_1 abn + \varepsilon abnV^2. \quad (2.33)$$

Зависимость позволяет определить основные факторы, влияющие на тяговое сопротивление плуга.

Усилие P_1 , необходимое для перекаtywания плуга и преодоления сил трения корпусов, называют вредным. Сопротивления на деформацию, отбрасывание и перемещение частиц пласта называют полезным сопротивлением.

КПД плуга учитывает долю полезных сопротивлений в общем

сопротивлении:

$$\eta = (P_2 + P_3) / (P_1 + P_2 + P_3), \quad (2.34)$$

или

$$\eta = (K_1 + \varepsilon V^2) / (f G/abn + K_1 + \varepsilon V^2). \quad (2.35)$$

Из формулы следует, что для повышения КПД плуга надо уменьшать удельные силы трения и удельный вес на единицу ширины захвата.

1.3.2. Определение сил, действующих на корпус плуга

Силы сопротивления почвы при работе корпуса плуга представляют собой пространственную систему сил и не могут быть приведены к одной равнодействующей. Однако в каждой плоскости проекции, т.е. в горизонтальной xOy и вертикальной zOx и поперечной zOy , суммарное действие сил сопротивления почвы можно представить одной результирующей силой [14].

В горизонтальной плоскости проекции (рис.2.28, а) на корпус действует сила R_{xy} , образующая с направлением движения угол $\delta = 15...25$. Точка приложения силы определяется расстоянием $l=0,4b$, где b - ширина захвата корпуса.

Составляющая R_x - тяговое сопротивление определяется по формуле

$$R_x = \eta k a b, \quad (2.36)$$

где $\eta = 0,6-0,8$ - КПД плуга; k — удельное сопротивление почвы; a - глубина пахоты.

Поперечная составляющая силы сопротивления:

$$R_y = R_x \operatorname{tg} \delta = (0,27...0,47) R_x. \quad (2.37)$$

Приближенно $R_y = R_x/3$.

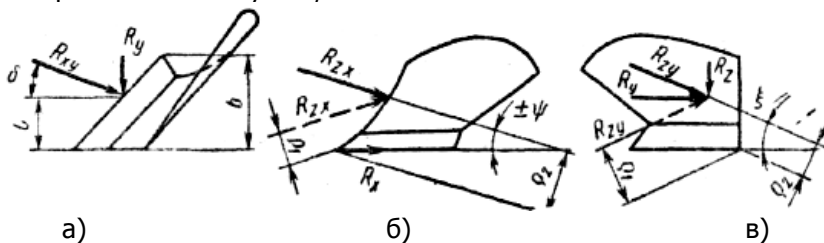


Рис.2.28. Силы сопротивления плуга в разных плоскостях

В вертикальной плоскости zOx (рис.2.28, б) на корпус действует сила R_{zx} , образующая с направлением движения (осью x) угол ψ . Значение угла ψ зависит от остроты лезвия лемеха и колеблется в пределах $+18^\circ$ у острых лемехов и -23° у затупленных

лемехов на тяжелых почвах. В качестве расчетного следует принимать $\psi = \pm 12^\circ$.

Вертикальная составляющая силы сопротивления:

$$R_z = R_x \operatorname{tg} \psi; \quad (2.38)$$

$$R_{zx} = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}. \quad (2.39)$$

Расстояние вектора силы R_{zx} до носка лемеха равно:

$$\rho_1 = a/2 \quad \text{при положительном значении угла } \psi;$$

$\rho_2 = a/3$ при отрицательном значении угла ψ (на рисунке изображено штрихом).

В поперечной плоскости проекции zOy (рис.2.28, в) на корпус действует сила R_{zy} , образующая с направлением силы R_y угол ζ . Тангенс этого угла

$$\operatorname{tg} \zeta = \operatorname{tg} \delta * \operatorname{tg} \psi. \quad (2.40)$$

Из-за изменения угла ψ угол ζ также может иметь и положительное, и отрицательное значение. Значение силы R_{zy} равна геометрической сумме сил R_z и R_y :

$$R_{zy} = \sqrt{R_z^2 + R_y^2} = R_x \sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta + \operatorname{tg}^2 \psi}. \quad (2.41)$$

Расстояние от носка лезвия лемеха до вектора R_{zx} :

$$\rho_1 = a/2 \quad \text{при положительном значении угла } \zeta,$$

$$\rho_2 = 3a/4 \quad \text{при отрицательном значении угла } \zeta.$$

Полная сила сопротивления

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2}. \quad (2.42)$$

Силы, действующие на дисковый нож, сводятся к одной равнодействующей R_n . Она проходит через центр вращения диска под углом $\alpha = 50 \dots 53^\circ$ к горизонтальной плоскости.

Горизонтальная составляющая сопротивления дискового ножа R_{nx} на различных по удельному сопротивлению k почвах имеет значения (по данным проф. Г. Н. Синеокова [15]), приведённым в табл.2.5.

Таблица 2.5

Горизонтальная составляющая сопротивления дискового ножа R_{nx}

k_r , кгс/см ²	0,4	0,6	0,8
k_r , КПа	39,2	58,8	78,5
R_{nx} , кгс	70...90	120...150	180...220
R_{nx} , Н	700...900	1200...1500	1800...2200

Вертикальная составляющая

$$R_{ny} = 1,2R_{nx}. \quad (2.43)$$

1.3.3. Система сил, действующих на плуг

На плуг действует следующая система сил: G - сила веса плуга, вертикальна и приложена в центре тяжести плуга; R_{ni} - силы сопротивления предплужников;

R_i - силы сопротивления корпусов плуга, $i=1, \dots, n$;

R_{ni} - силы сопротивления ножей;

Q_6, Q_n, Q_3 - реакции бороздного, полевого и заднего колёс, известны по направлению, величина неизвестна;

F_i - силы трения полевых досок, известны по направлению и точке приложения, величина подлежит определению;

P - сила тяги, для прицепного и полунавесного плуга приложена на крюке трактора; величина и направление подлежат определению;

S, N_1, N_2 – реакции в соединениях трактора и навесного плуга, известны по направлению, величины подлежат определению.

Равнодействующие сил сопротивления. Для удобства силы сопротивления корпусов плуга R_i , предплужников R_{ni} , ножей R_{ni} приводят к одной равнодействующим R, R_n, R_n . Поскольку слагаемые векторы параллельны, то величины равнодействующих равны сумме величин слагаемых, а направление и точку приложения необходимо определять графически.

1.3.4. Условия равновесия прицепного плуга

В начале определяют положение центра тяжести плуга. Особенностью прицепного плуга является наличие трёх опорных колёс, между которыми распределяется его вес. Для силового расчёта нужно положение центра тяжести (ЦТ) плуга и его проекции на опорную плоскость – следа ЦТ. У реального плуга его можно определить взвешиванием на платформенных весах; получают опорные реакции колёс: R_6 - бороздного; R_n - полевого и R_3 - заднего. Затем измеряют расстояния a, b, c и d между опорами колёс (рис.2.29) и складывают три параллельных вектора графоаналитически в два приёма: вначале находят равнодействующую векторов R_n и R_6 и точку E её приложения, затем её суммируют с третьим вектором R_3 , в результате получаем координаты следа ЦТ – точки S :

$$\begin{aligned} x_s &= (bR_n + (b+c)R_3) / (R_n + R_6 + R_3) ; \\ y_s &= (aR_n + (a+d)R_3) / (R_n + R_6 + R_3) . \end{aligned} \tag{2.44}$$

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

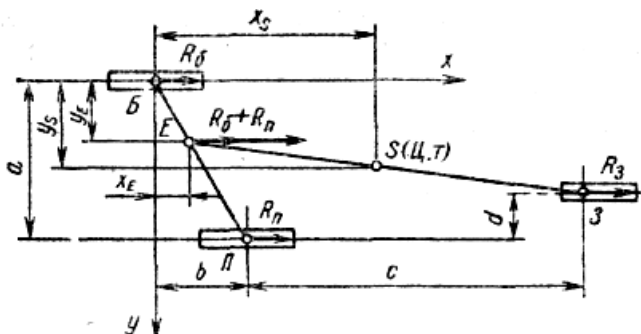


Рис.2.29. Схема определения следа ЦТ по реакциям опор

След центра тяжести плуга можно также определить непосредственно на плуге по методу акад. В.П. Горячкина. Плуг подвешивают горизонтально тремя стропами, и отвес, подвешенный в точке подвеса, указывает на опорной плоскости положение следа центра тяжести плуга.

Однако для проектируемой машины взвешивание неосуществимо. В этом случае ЦТ можно определить по чертежам или ориентировочно по плугам-аналогам.

Устойчивый ход прицепного тракторного плуга на заданной глубине будет обеспечен при условии равновесия сил, действующих на плуг в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис.2.30).

Для равновесия плуга в вертикальной плоскости сумма проекций сил должна быть равна нулю:

$$R_{zx} + G + F_{nx} + R'_n + R'_6 + R'_3 + P_{zx} = 0, \quad (2.45)$$

где P_{zx} - сила тяги, направлена по прицепу; R_{zx} - проекция сил сопротивления почвы; F_{nx} - результирующая сил трения полевых досок о стенку борозды; $R'_n = R_n + Q_n$, $r'_6 = r'_6 + Q_6$ и $R'_3 = R'_3 + Q_3$ - реакции полевого, бороздного и заднего колес с учетом сил сопротивления качению; G - вес плуга.

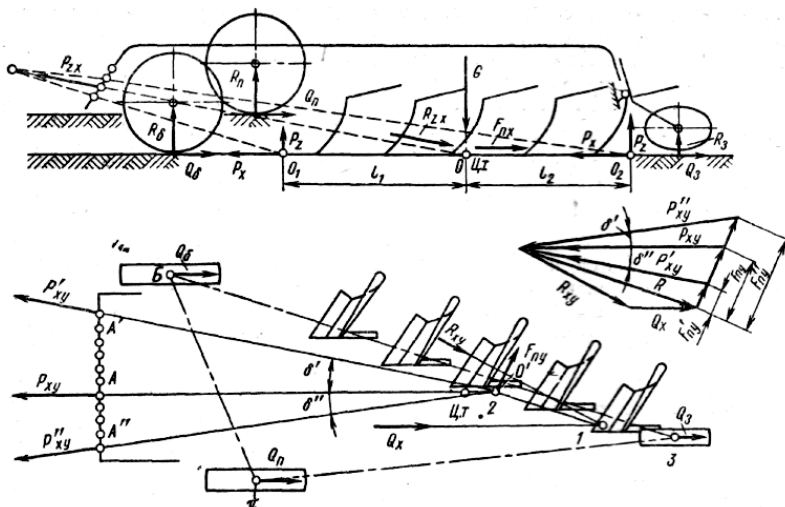


Рис.2.30. Схема сил, действующих на прицепной плуг

Уравнение векторное, и его общее решение встречает трудности из-за неизвестности перераспределения сил между тремя колёсами. Однако находить его нет необходимости, поскольку условие устойчивости хода плуга требует, чтобы такого перераспределения не было, т.е колёса не должны зарываться и подниматься. Для этого сумма моментов сил P_{zx} и R_{zx} относительно следа ЦТ должна быть равна нулю, т.е

$$M_P + M_R = 0. \quad (2.46)$$

Наивыгоднейшим условием для устойчивого хода плуга будет требование, чтобы векторы силы тяги P_{zx} и силы сопротивления R_{zx} проходили бы через след ЦТ. Тогда никакие колебания этих сил по величине не вызовут перераспределения реакций колёс. На направление линии тяги и величину сопротивления плуга P_{zx} влияет положение точки A на прицепе; для настройки оно должно смещаться по раме плуга. Если линия тяги будет ниже (см. рис.2.30), то передние колёса будут недогружены, заднее перегружено, задние корпуса будут зарываться. И наоборот, если линия тяги выше оптимальной, то передние колёса перегружаются, и передние корпуса зарываются, задние выглубляются. В обоих случаях плуг идёт неустойчиво.

Условия равновесия в горизонтальной плоскости:

$$R_{xy} + F_{ny} + Q_n + Q_6 + Q_3 + P_{xy} = 0, \quad (2.47)$$

где R_{xy} - проекция силы сопротивления на плоскость xOy ; F_{ny} - сила трения полевых досок о стенки борозд, приложена к полевой

доске среднего корпуса, отклонена от нормали к плоскости полевой доски на угол трения φ ; Q_n , Q_6 и Q_3 - силы сопротивления колес перекачиванию; R_{xy} - горизонтальная составляющая силы тяги, направлена по линии тяги прицепа.

За известные силы принимаем R_{xy} и Q_x сил сопротивлений Q_n , Q_6 , Q_3 полевого, бороздного и заднего колес. Искомыми силами будут горизонтальная составляющая силы тяги R_{xy} и результирующая сил трения F_{ny} .

Уравнение решаем графоаналитически.

Вначале известным способом сложения параллельных сил определяем величину и направление равнодействующей силы Q_x сопротивления колес:

$$Q_x = Q_n + Q_6 + Q_3. \quad (2.48)$$

Затем последовательно строим силовой многоугольник:

1. графически суммируем векторы сил $R_{xy} + Q_x = R$; точку приложения результирующей R находим на пересечении векторов сил R_{xy} и Q_x ;

2. графически решаем уравнение $R + F_{ny} + P_{xy} = 0$; в нём известны направления искомых сил F_{ny} и P_{xy} , их пересечение в многоугольнике дает неизвестные величины F_{ny} и P_{xy} ; точку приложения P_{xy} получаем на схеме пересечением в точке 2 векторов R и силы F_{ny} .

На направление линии тяги и величину сопротивления плуга P_{xy} влияет положение точки A на прицепе. Условие устойчивости требует, чтобы линия тяги 2- A проходила бы параллельно стенке борозды в плоскости следа ЦТ плуга. В этом случае сила P_{xy} на прицепе не имеет боковой составляющей силы, т.е. $P_y = 0$, и движение плуга прямолинейное.

Если точку A прицепа перенести вправо или влево от оптимального ее положения (в точку A' или A''), тогда боковая составляющая появляется, и плуг под её действием стремится отклониться в сторону. Отклонение в сторону вспаханного поля отрывает полевые доски от стенок борозды, уменьшается ширина захвата плуга, появляются огрехи. Отклонение в сторону не вспаханного поля увеличивает силу трения полевых досок о стенки борозд, стенки разрушаются, увеличивается тяговое сопротивление плуга.

1.3.5. Условия равновесия полунавесного плуга

Полунавесной плуг присоединяется к навеске трактора шарнирно, имеет два колеса: переднее опорное и заднее.

На плуг действует система сил (рис.2.31):

G - сила веса плуга, приложена в ЦТ плуга;

R - результирующая сил сопротивления плуга;

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

R'_0 и R'_3 - реакции опорного и заднего колёс, известны по направлению, величина неизвестна;

$F_{\text{нх}}$ – результирующая сил трения полевых досок, известна по направлению и точке приложения, величина подлежит определению;

P — сила тяги, приложена на навеске трактора, величина и направление подлежат определению.

Общее условие силового равновесия требует равенства нулю суммы всех сил; выражается векторным уравнением

$$G + R + F_{\text{н}} + R'_0 + R'_3 + P = 0. \quad (2.49)$$

Спроектируем эти силы на вертикальную и горизонтальную плоскости (см. рис.2.31).

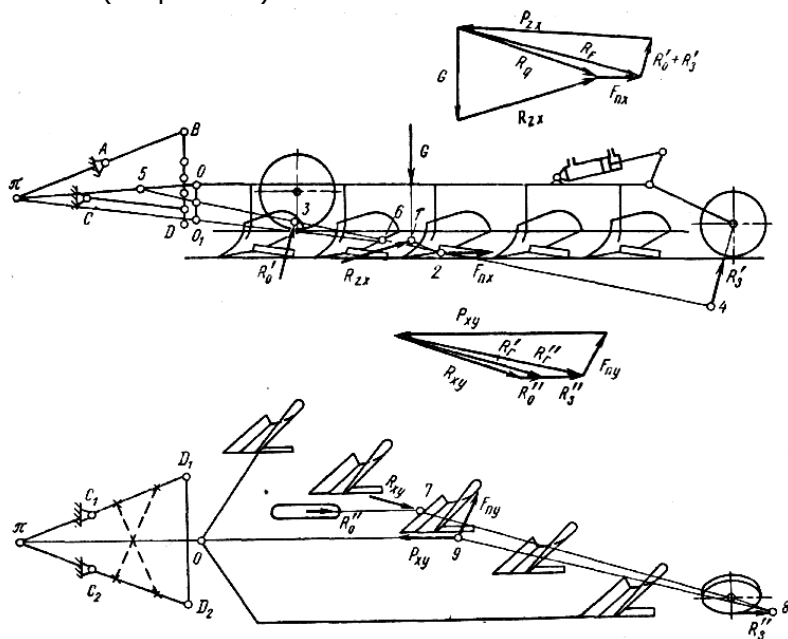


Рис.2.31. Схема сил, действующих на полунавесной плуг

Условие равновесия плуга в вертикальной плоскости :

$$G + R_{zx} + F_{\text{нх}} + R'_0 + R'_3 + P_{zx} = 0, \quad (2.50)$$

где R_{zx} - проекция сил сопротивления почвы; $F_{\text{нх}}$ - результирующая сил трения полевых досок о стенку борозды; $R'_0 = R_0 + Q_0$, и $R'_3 = R_3 + Q_3$ - реакции опорного и заднего колес с учетом сил сопротивления качению; G - вес плуга; P_{zx} - сила тяги, направлена по линии тяги.

За известные силы принимаем R_{zx} , G . Расчётным считаем слу-

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

чай с затуплёнными лемехами, когда сила R_{zx} имеет выталкивающую составляющую. Искомыми силами считаем силу P_{zx} - вертикальную составляющую силы тяги и результирующую сил трения $F_{пх}$, реакции колёс R'_0 и R'_3 .

Уравнение (2.50) решаем графически.

Строим силовой многоугольник, последовательно суммируя векторы уравнения (2.50); получаем векторы:

$R_q = G + R_{zx}$, точка 1 его приложения на схеме плуга находится пересечением линий сил G и R_{zx} ;

$R_F = R_q + F_{пх}$, точку 2 его приложения находим на схеме пересечением линий действия сил $F_{пх}$ и R_q ;

$R' = R'_0 + R'_3$ - сумма параллельных векторов реакций колёс, известна только линия действия, точка приложения неизвестна;

$R' + P_{zx} = -R_F$ - неизвестные величины векторов R' и P_{zx} получим разложением вектора R_F по известным направлениям их действия. Точка 5 приложения сил R' на схеме получается пересечением линий действия сил P_{zx} и R_F . Для рассматриваемого случая с тупыми лемехами она расположена вне зоны опоры колес, и плуг, опираясь на опорное колесо, будет стремиться поворачиваться, выглубляя задние корпуса; устойчивость хода плуга нарушается.

Условие устойчивости полунавесного плуга: пересечение силы тяги и равнодействующей R_F должно располагаться между колёсами.

Для выполнения этого условия в конструкции плуга предусматривается понизитель рамы, дающий возможность перемещения точки O присоединения прицепа вниз (точка O_1); тогда пересечение направлений действия силы тяги и равнодействующей R_F перейдёт в точку 6 между колёсами. Направление силы тяги, обеспечивающее устойчивую работу плуга, определится прямой $\pi-6$.

Положение точки 6 на прямой 3-4 определяет соотношение сил R'_0 и R'_3 .

Рассмотренный пример показывает, что затупление лемеха, вызывающее появление выглубляющей силы, сильно влияет на устойчивость полунавесного плуга. Анализ уравнения (2.50) показывает, что для обеспечения заглубляемости плуга необходимо, чтобы вес плуга G превышал сумму вертикальных составляющих сил сопротивления корпусов R_{zx} и силы тяги P_{zx} , т.е.

$$G > R_{zx} + P_{zx} \quad (2.51)$$

Так как величина и направление силы R_{xz} при работе с острыми и тупыми лемехами различна, то рекомендуется расчёт на устойчивость полунавесного плуга проводить для обоих случаев.

Условие равновесия плуга в горизонтальной плоскости:

$$R_{xy} + F_{ny} + R''_o + R''_z + P_{xy} = 0, \quad (2.52)$$

где R_{xy} - проекция сил сопротивления почвы; F_{ny} - результирующая реакция стенки борозды на полевые доски; $R''_o = Q_o$, и $R''_z = Q_z$ - силы сопротивления качению опорного и заднего колес; P_{zx} - горизонтальная сила тяги, проходит через точку π .

За известные силы принимаем R_{zx} . Искомыми силами считаем горизонтальную составляющую силы тяги P_{zx} и результирующую реакции F_{ny} .

Уравнение (2.52) решаем графически.

Строим силовой многоугольник, последовательно суммируя векторы уравнения (2.54); получаем векторы:

$R'_r = R_{xy} + R''_o$, точка 7 его приложения на схеме плуга находится пересечением линий соответствующих сил, вектор R'_r направлен по линии 7-8;

$R''_r = R'_r + R''_z$; точка 8 его приложения находится пересечением линий R'_r и R''_z , вектор R''_r направлен по линии 8-9;

$F_{ny} + P_{xy} = -R''_r$ - значения сил P_{xy} и F_{ny} определяем разложением силы R''_r вдоль направлений F_{ny} и P_{xy} , приложены они в точке 9 - точке приложения равнодействующей всех сил.

Условие равновесия в горизонтальной плоскости: равнодействующая всех сил должна проходить через мгновенный центр вращения подвески (точку π и точку O прицепа) и быть параллельной направлению движения агрегата.

При этом плуг будет находиться в равновесии даже при незаблокированном механизме навески $C_1D_1D_2C_2$. Но из-за неоднородности почвы по сопротивлению центр сил и направление равнодействующей может смещаться, нарушая условие устойчивости - в таких случаях четырёхзвенник $C_1D_1D_2C_2$ рекомендуют блокировать (на схеме показано штриховыми линиями).

1.3.6. Условия равновесия навесного плуга

Навесной плуг присоединяется к навеске трактора, имеет два опорных колеса на одной линии.

На плуг действует система сил (рис.2.32):

G - сила веса плуга, приложена в ЦТ плуга;

R - результирующая сил сопротивления плуга;

R_o - реакция опорных колёс, известна по направлению, величина неизвестна;

F_n - результирующая сила трения полевых досок, известна по направлению и точке приложения, величина подлежит определению;

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

P — сила тяги, приложена на навеске трактора, величина и направление подлежат определению;

$S, N_1=N_2$ — реакции в соединениях трактора и навесного плуга, величины по направлению, величины подлежат определению; сумма их равна силе тяги:

$$P = S + N_1 + N_2. \quad (2.53)$$

Общее условие силового равновесия требует равенства нулю суммы всех сил; выражается векторным уравнением

$$G + R + F_n + R_o + P = 0. \quad (2.54)$$

Спроектируем эти силы на вертикальную и горизонтальную плоскости (см. рис.2.32).

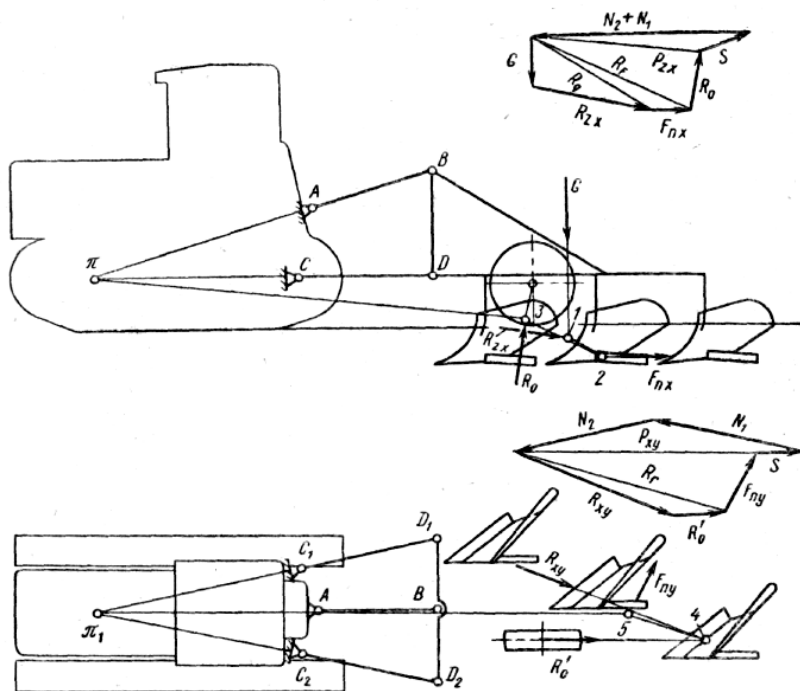


Рис.2.32. Схема сил, действующий на навесной плуг

Условие равновесия плуга в вертикальной плоскости:

$$G + R_{zx} + F_{nx} + R_o + P_{zx} = 0, \quad (2.55)$$

где R_{zx} - вертикальная проекция сил сопротивления почвы; F_{nx} - результирующая сил трения полевых досок о стенку борозды; $R_o = R_o + Q_o$ - реакция на ободе опорного колеса; G - вес плуга; P_{zx} - сила тяги.

За известные силы принимаем R_{zx} , G . Искомыми силами счита-

ем силу P_{zx} - вертикальную составляющую силы тяги и результирующую сил трения $F_{пх}$, реакция колеса R'_o и, кроме того, силы S , N_1 и N_2 , действующие в верхнем и нижних звеньях механизма ABCD навески трактора.

Уравнение (2.54) решаем графически.

Для колеса задаемся значением коэффициента μ перекатывания колес, что позволяет определить направление силы R_o . Принимаем при работе плуга на плотных почвах $\mu=0,15$, а на рыхлых - $\mu=0,2$.

Величиной силы $F_{пх}$ задаемся исходя из следующего: принимаем, что $F_{пх} = R_y = R_x/3$ и $f = 0,5$. Тогда $F_{пх} = R_x/6$, где R_x - горизонтальная составляющая равнодействующей R_{zx} . Приложена сила $F_{пх}$ на конце полевой доски среднего корпуса, а направлена по середине её ширины.

Строим силовой многоугольник, последовательно суммируя векторы уравнения (2.54), получаем векторы:

$R_q = G + R_{zx}$, точка 1 его приложения на схеме плуга находится пересечением линий сил G и R_{zx} ;

$R_f = R_q + F_{пх}$, точку 2 его приложения находим на схеме пересечением линией действия сил $F_{пх}$ и R_q ;

$P_{zx} = R_f + R_o$, точку 3 его приложения находим на схеме пересечением линией действия сил R_f и R_o ;

$P_{zx} = S + N_1 + N_2$ - неизвестные величины векторов $N_1 + N_2$ и S получим разложением вектора P_{zx} по направлениям звеньев навесного устройства трактора, т.е. по направлению верхнего звена AB и нижних CD .

Навесной плуг в вертикальной плоскости находится в равновесии, если равнодействующая всех сил сопротивления и веса плуга проходит через мгновенный центр вращения навесного устройства трактора.

Условие равновесия плуга в горизонтальной плоскости:

$$R_{xy} + F_{ny} + R'_{o} + P_{xy} = 0, \quad (2.56)$$

где R_{xy} - проекция сил сопротивления почвы; F_{ny} - результирующая реакция стенки борозды на полевые доски; $R'_{o} = Q_o$, - силы сопротивления качению опорного колеса; P_{zx} - горизонтальная сила тяги, проходит через точку π .

За известные силы принимаем R_{zx} . Искомой силой считаем силу - горизонтальную составляющую силы тяги P_{zx} и результирующую реакции F_{ny} .

Уравнение (2.56) решаем графически.

Строим силовой многоугольник, последовательно суммируя векторы уравнения (2.56); получаем вектор:

$R_r = R_{xy} + R'_{o}$, точка 4 его приложения на схеме плуга находится пересечением линий соответствующих сил, вектор направлен по линии 4-5;

$P_{xy} = F_{ny} + R_r$; точка 5 его приложения находится пересечением линий F_{ny} и R_r , направлена по линии π -5;

$P_{zx} = S + N_1 + N_2$ - значения сил $S + N_1 + N_2$ получим разложением вектора P_{zx} по направлениям звеньев навесного устройства трактора AB и CD .

Условие равновесия в горизонтальной плоскости формулируется так: точка прицепа трактора должна располагаться на линии продольной оси трактора, совпадающей с линией направления действия силы тяги.

Колесный трактор при работе с плугом правыми колесами движется по открытой борозде на глубине пахоты, т.е. имеет наклон в сторону борозды. Это следует учитывать при построении схем нагружения и силовых многоугольников. Из-за наклона трактора искажаются условия устойчивости, сила тяги не всегда проходит через полюс π_1 .

1.3.7. Проверка устойчивости агрегата

Статическая устойчивость трактора с работающей машиной решается с учётом сопротивления колёс перекатыванию (рис.2.33). Нагрузка Z'_A на переднюю ось трактора:

$$Z'_A = \frac{G_T(a_T - \mu r'_k) - P_\rho}{L + \mu(r'_k - r''_k)}, \quad (2.57)$$

где r'_k и r''_k - радиусы качения колёс трактора; p - плечо силы P относительно точки O .

Найденное значение нагрузки Z'_A на передние колеса трактора сопоставляют с минимально допустимым значением вертикальной нагрузки на эти колеса, необходимой для обеспечения управляе-

мости трактора.

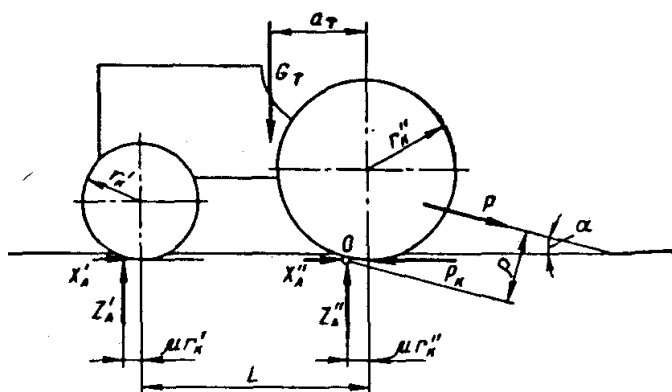


Рис.2.33. Устойчивость агрегата в рабочем положении

Если полученные значения Z'_A и Z''_A не обеспечивают управляемости или должного сцепления с почвой задних колес трактора, то необходимо изменить направление силы тяги P изменением положения опорного колеса плуга или снизить его тяговое сопротивление (число корпусов, глубина и пр.).

Продольная устойчивость агрегата в транспортном положении. Агрегатирование трактора с навесной машиной (рис.2.34) возможно, если статическая нагрузка Z'_A на переднюю ось трактора с навесной машиной в транспортном положении составляет не менее 60 % статической нагрузки Z' на эту же ось трактора без навесной машины, т.е.

$$Z'_A > 0,6Z'. \quad (2.58)$$

Нагрузка на переднее колесо трактора

$$Z'_A = [(G_{\text{тат}} - G_{\text{мам}}) \cos \alpha_{\text{max}} - (G_{\text{тат}} + G_{\text{мам}}) \sin \alpha_{\text{max}}] / L, \quad (2.59)$$

где α_{max} - наибольший угол подъема дороги.

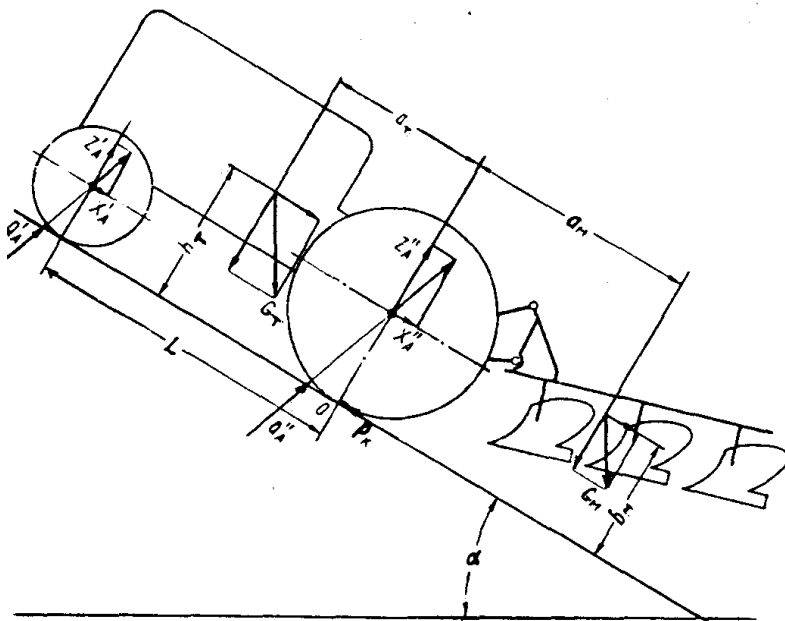


Рис.2.34. Нагрузка агрегата при движении на подъём

Определяя Z' и Z'' по рис.2.34, получим условие:

$$[(G_{ат} - G_{ам}) \cos \alpha_{\max} - (G_{ат} + G_{ам}) \sin \alpha_{\max}]$$

$$[G_{ат} \cos \alpha_{\max} - G_{ат} \sin \alpha_{\max}] < 0,4.$$

(2.60)

При расчётах устойчивости следует учитывать, что при переводе машины из рабочего положения в транспортное к весу машины G_M прибавляется вес пластов почвы, поднимаемых машиной, и сопротивление отрыву этих пластов G_3 . Для навесной машины $G_3 = (0,3 - 0,5) G_M$, для прицепной $G_3 = (1,5 - 2,0) G_M$ [20].

Если условия устойчивости агрегата в транспортном положении выполнить не удаётся, то следует отказаться от навесного агрегатирования и перейти к полунавесному или прицепному агрегатированию, вернувшись на соответствующий пункт расчётов.

1.4. Расчёт расстановки глубокорыхлителей

Всякий рыхлитель при заблокированном резании образует впереди себя зону деформации, расширяющуюся от носка долота шириной b к поверхности поля под углом конуса θ (рис.3.1, а). Длина зоны деформации L' на поверхности поля:

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

$$L' = h \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (3.1)$$

где α – угол резания; φ – угол трения почвы о металл.

Ширина зоны

$$S = 2h \operatorname{tg}(\theta/2)/\cos(\alpha + \varphi). \quad (3.2)$$

Рыхление почвы деформациями сдвига и отрыва наблюдается только до глубины $h_{кр}$ - критической глубины резания, после которой рыхление прекращается и происходит смятие почвы в боковых направлениях [1]:

$$h_{кр} = \{b[0,1 p(1+3\operatorname{tg} \psi')/\sigma_{от}]-2,5\}/(4,2+\operatorname{ctg} \alpha), \quad (3.3)$$

где p – сопротивление почвы смятию; ψ' – угол приложения нагрузки.

При $p/\sigma_{от} = 100$ и 150 и $b=0,05$ м наибольшее значение $h_{кр}$ имеет место при углах резания $\alpha=20^\circ$, что также соответствует минимуму тягового сопротивления. При больших углах резания ($\alpha=25\dots45^\circ$), по данным А.Н. Зеленина, критическая глубина $h_{кр}=(2,5\dots4) b$.

Боковое рыхление начинается только с глубины $h_{кр}$.

Из-за этих особенностей дно борозды рыхлителей неровное; зоны рыхления двух смежных стоек могут перекрывать друг друга (рис.3.1, в), и на дне борозды остаются гребни высотой h_r .

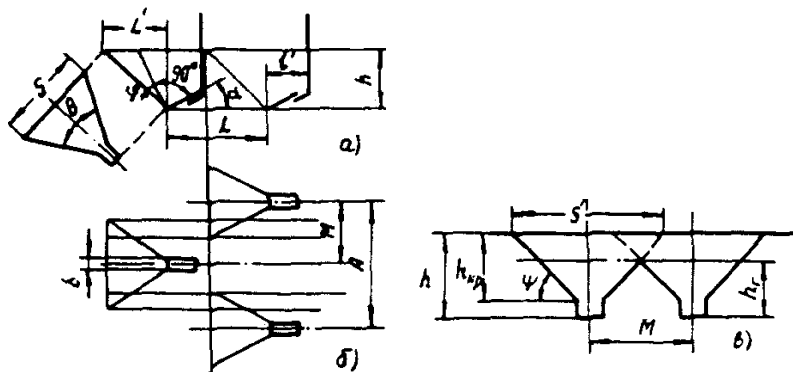


Рис.3.1. Схема расстановки рыхлительных стоек:

а – в вертикальной плоскости; б – в горизонтальной плоскости;
в – профиль дна борозды

Особенность работы рыхлителей - образование на дне борозды гребешков высотой

$$h_r = (M-b)/2\operatorname{ctg} \psi, \quad (3.4)$$

где ψ - угол боковой деформации почвы; M – междуследие – расстояние между соседними бороздами рабочих органов. Различают глубокое рыхление, если образуется сплошной слой раз-

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

рыхлённой почвы ниже пахотного слоя, т.е $a=h-h_{г} > 35$ см, и чизелевание (разуплотнение), если сплошность рыхления мала или отсутствует вовсе: $a=h-h_{г} \leq 12$ см. Промежуточная зона – плужная безотвальная обработка.

Толщина разрыхлённого слоя с учётом соотношения (3.4) определяется расстановкой рабочих органов – междуследием M :

$$a = h - h_{г} = h - (M-b)/2ctg\psi, \quad (3.5)$$

где ψ - угол боковой деформации почвы.

У глубокорыхлителей $M < S'$, у чизелей $M > S'$. Промежуточное положение занимают чизельные плуги и плуги-глубокорыхлители, у которых $h_{кр}$ считается глубиной обработки ($a=h_{кр}$), а междуследие подбирается так, чтобы высота гребней по выражению (3.4) была бы меньше допускаемых агротребованиями ($h_{г} < h_{гдоп}$).

Шаг расстановки рыхлителей зависит от глубины обработки.

При однорядном расположении рабочих органов расстояние между стойками (междуследие) чизелей

$$M > b + S. \quad (3.6)$$

Для снижения опасности забивания стоек почвой и растительными остатками их располагают в несколько рядов.

Расстояние между рядами лап (рис.3.1, а)

$$L \geq h \operatorname{tg}(\alpha + \varphi + \mu) / 2 + l' + b_c, \quad (3.7)$$

где μ - угол трения почвы о почву; l' – вылет лезвия; b_c - ширина стойки.

Для снижения забивания стоек рабочих органов почвой их часто располагают по V-образной схеме. Тогда угол их расстановки

$$L = \operatorname{arctg}(L/M). \quad (3.8)$$

Преимуществом V-образной схемы расстановки рабочих органов является то, что одна стойка работает в сплошной среде (блокированное резание), а остальные - во взрыхленной с одной стороны, что снижает тяговое сопротивление на 17...20% (В.В. Труфанов).

Из-за наличия зон деформации рабочая B и конструктивная B_k ширина захвата рыхлителя различаются:

$$B_k = (n-1)M + b, \quad (3.9)$$

$$B = B_k + S'. \quad (3.10)$$

Глубокое рыхление проводят глубокорыхлителями и чизелями. Строгой терминологии фирмы-изготовители не придерживаются.

1.5. Расчёт конструктивно-технологических параметров культиваторов

Культиваторами называют почвообрабатывающие орудия, осуществляющие культивацию почвы - обработку почвы, обеспечивающую условия культивирования данного растения, т.е. делающую почву культурной. Культурной (ухоженной) почвой называют почву, имеющую сверху верхний рыхлый слой, пронизываемый для воздуха и прорастания растения, и уплотненное ложе с неразрушенной капиллярной системой, способствующей притоку влаги к семенам. Кроме того, она должна не допускать развитие сорняков и быстрое испарение влаги. Отсюда множественность операций культивации: крошение, рыхление, закрытие влаги, подрезание сорняков, выравнивание поверхности поля и др. Это противоречивая задача решается, обычно, приближённо, разнообразными рабочими органами.

Различают основные рабочие органы, осуществляющие собственно культивацию (крошение, рыхление, подрезание сорняков) на глубину прорастания семян, и вспомогательные, осуществляющие дополнительные операции на поверхности поля (выравнивание, заделка или образование борозд, гряд, дробление комков и пр.)

В качестве основных рабочих органов культиваторов используют пассивные поступательные и активные ротационные.

1.5.1. Расчёт конструктивно-технологических параметров лапового культиватора

Лаповыми называют культиваторы, у которых в качестве основных рабочих органов используются **пассивные поступательные рабочие органы**. Их принято называть лапами независимо от внешнего вида.

Исходными данными при расчётах КТП лаповых культиваторов являются:

1. назначение - функции, выполняемые культиватором;
2. агротехнические требования;
3. зоны применения;
4. типы почв, механические свойства почвы;
5. тип трактора;
6. технические показатели аналогов и прототипа.

Определение основных конструктивно-технологических пара-

метров культиватора проводится в следующей последовательности.

1. Ширина захвата культиваторов для сплошной обработки почвы, плоскорезов и рыхлителей определяется исходя из силы тяги R_k на крюке трактора по формуле

$$B = \eta R_k / p, \quad (4.16)$$

где η - коэффициент использования тягового усилия трактора: $\eta = 0,8-0,95$; p - удельное сопротивление почвы на 1 м ширины захвата (табл.4.1) [14, с.201, 206; 15, с.61].

Таблица 4.1

Значения удельного сопротивления почвы

Вид работы	Глубина обработки, см	Удельное сопротивление, кг/см
Культивация стрельчатыми лапами	6	80...100
	8	90...130
	10	110...170
	12	150...240
Культивация плоскорезущими лапами	7...8	80...100
	10...12	90...130
	13...16	150...220
Рыхление узкозахватными лапами на пружинной стойке	8...10	180...200
	10...12	200...230
Глубокое рыхление лапами на жесткие стойки	14...16	300...380
	18...20	380...500
	21...23	500...550
	24...25	550...650

2. Выбор рабочих органов. Выбирается набор основных рабочих органов (стрельчатые лапы, рыхлительные, плоскорезы, штанга) и вспомогательных (боронки, катки разных типов), способный совместно удовлетворить агротребованиям. Типоразмеры рабочих органов выбираются из числа стандартизованных или массово производимых предприятиями-изготовителями.

Стандартизованные типы лап по ГОСТ 23.2.164-87. Он предусматривает для сплошной культивации лапы типов: 2 - плоскорезущие стрельчатые без хвостовиков; 3 - плоскорезущие стрельчатые с хвостовиками; 4 - универсальные стрельчатые без хвостовиков; 5 - универсальные стрельчатые с хвостовиками; 6 - рыхлительные оборотные; 7 - рыхлительные копьевидные; 8 - долотообразные.

По основной функции их делят на полольные (плоскорезущие стрельчатые лапы), рыхлительные (оборотные, копьевидные, долотообразные) и универсальные стрельчатые лапы.

Типы стрельчатых лап, применяемых для сплошной культивации, показаны на рис.4.1. Геометрия стрельчатой лапы характеризуется углом крошения β , шириной захвата b и углом раствора 2γ . Обычно $2\gamma = 60...65^\circ$, однако на легких малозасоренных почвах у скоростных лап, а также у плоскорезов $2\gamma = 80...84^\circ$. Угол крошения $\beta = 10...30^\circ$, меньшие углы имеют плоскорезущие лапы. Ширина захвата полольных лап 200...400 мм, радиус кривиз-

ны хвостовика 200...250 мм.

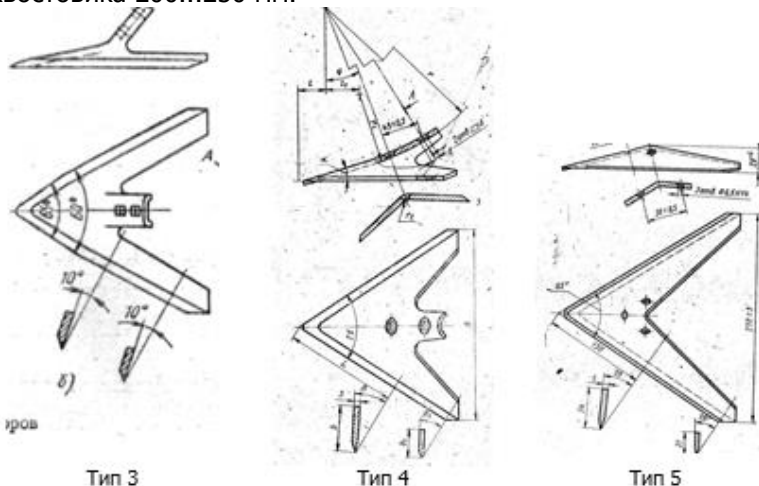


Рис.4.1. Типы стрелчатых лап, применяемых для сплошной культивации

Плоскорезные лапы типа 3 применяют для обработки почв, подверженных ветровой эрозии, с сохранением стерни.

Универсальные стрелчатые лапы типов 4 и 5 предназначены для подрезания сорняков с одновременным рыхлением почвы и имеют угол крошения 20...30°.

Типы рыхлительных лап культиваторов показаны на рис.4.2.

Оборотные лапы типа 6 на пружинных стойках применяют для вычесывания корневищных сорняков и предпосевного рыхления почвы на глубину 10...12 см. После износа одной стороны их поворачивают на 180°. Рыхлительные лапы типа 7 имеют две режущие кромки с углом раствора 45...55°. На жестких стойках их используют для рыхления почвы на глубину до 22...25 см.

В долотообразных наральниках рыхлительных лап (см. рис.4.2) две режущие кромки с углом раствора 60...70°. Наральники крепят на пружинных стойках.

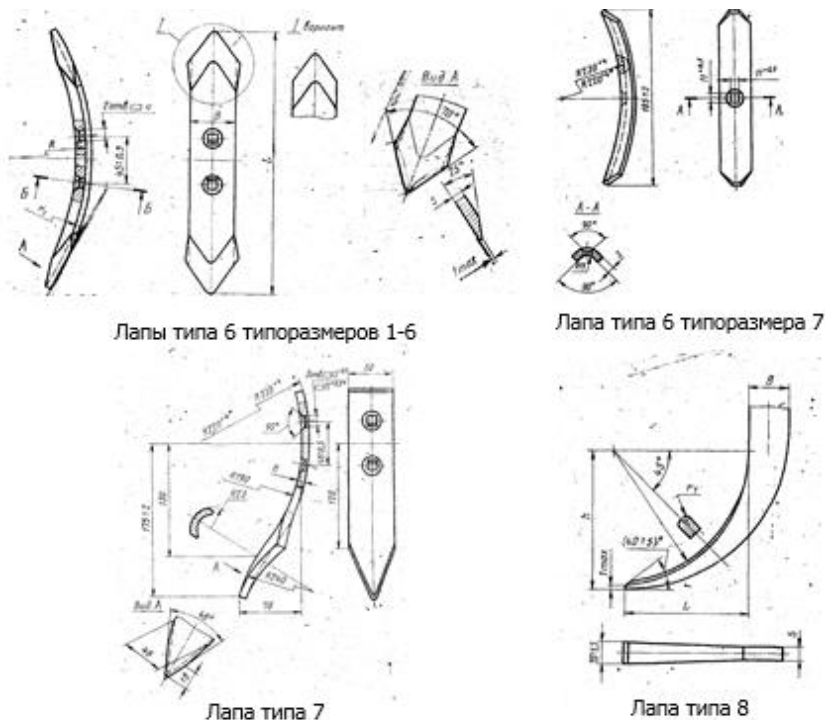


Рис.4.2. Рыхлительные лапы культиваторов

В основе геометрии лап лежит клин: двугранный для рыхлителей и трёхгранный для стрелчатых лап. В настоящее время число производителей лап возросло и стыковка их со стойками не гарантирована. В таких случаях проводят проектирование новых лап (см. п.2).

1.5.1.3. Выбор стоек и подвесок рабочих органов

Почвообрабатывающий рабочий орган при всем многообразии его типов обычно крепится к раме консольно с помощью стержневой системы, называемой общим термином - крепление. Консольность крепления рабочего органа является обязательным для почвообрабатывающих орудий и проистекает из-за необходимости выносить раму за почвенный горизонт. Основная функция крепления - фиксация рабочего органа в проектном положении. Однако идеально жёсткой фиксации обеспечить невозможно из-за больших упругих деформаций стойки. В зависимости от их величины различают крепление жёсткое и упругое.

Крепление считается жёстким, если упругими смещениями под номинальной нагрузкой можно пренебречь, и упругим - если упругие смещения сравнимы с глубиной хода.

Конструктивно крепление выполняются как:

- пружинный зуб - совокупность пружинного криволинейного стержня и рыхлительного элемента, выполненных как одно целое;
- пружинная (упругая) стойка - совокупность неподвижно связанных деталей, обеспечивающих смещение рабочего органа только за счет упругих деформаций;
- подвеска - совокупность подвижно связанных деталей в виде механизма с шарнирами.

В отечественном ГОСТ 23.2.164-87 «Лапы и стойки культиваторов» предусмотрены для сплошной культивации три типа стоек жестких (10,11,12) и три типа пружинных (13,14,17) (рис.4.3): 10 - жесткие для стрельчатых лап без хвостовиков; 11 - жесткие для стрельчатых лап с хвостовиками; 12 - жесткие для универсальных и рыхлительных лап; 13 - пружинные для плоскорезущих лап с хвостовиками; 14 - пружинные для рыхлительных оборотных лап; 17 - пружинные для рыхлительных-копьевидных оборотных и стрельчатых лап.

Пружинные стойки применяют при рыхлении почвы на глубину до 16 см, вычесывании корнеотпрысковых сорняков, культивации почвы повышенной влажности. Во время работы они вибрируют и самоочищаются от нависших на стойки растительных остатков. Дугообразные стойки (см. рис.4.3) применяют на всех почвах, кроме засоренных камнями. S-образные стойки используют на каменистых почвах.

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

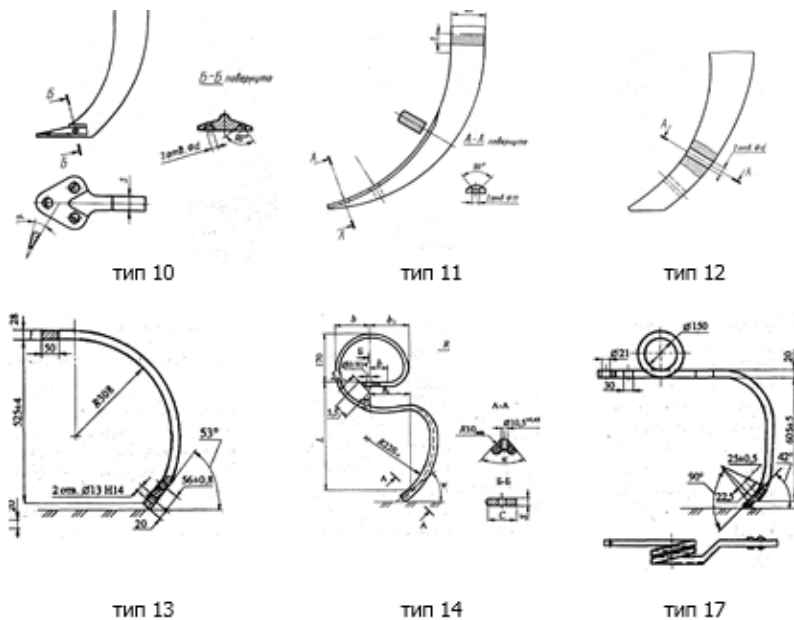


Рис.4.3. Стойки лап культиваторов

Вначале пружинные стойки предназначались для придания рабочему органу возможности обхода препятствий. Но к концу 30-х годов 20-го века было установлено, что упругие смещения рабочего органа носят колебательный характер, влияющий на энергетику и качество работы (А. Clode, 1938 г.). Пружинные стойки стали рассматриваться как эффективное средство улучшения качественных и энергетических показателей рыхления почвы.

В зарубежном культиваторостроении пружинные стойки рабочих органов особенно широко распространены, поскольку в связи с широким применением гербицидов за рубежом не ставятся высокие требования к подрезанию сорняков, а значит и к искажению геометрии рабочих органов от упругих смещений. Пружинные зубья и стойки производят многочисленные фирмы, но количество типов выпускаемых стоек невелико.

Типовые образцы зарубежных пружинных стоек показаны на рис.4.4.

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

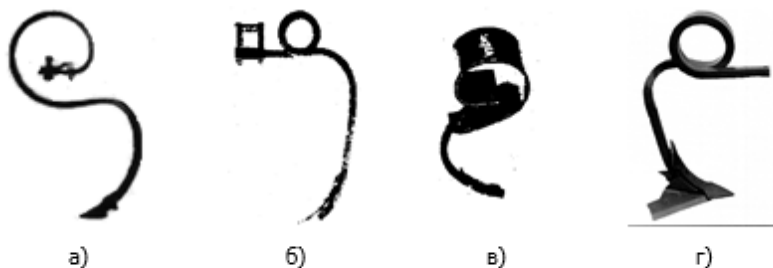


Рис.4.4. Пружинные стойки рабочих культиваторов зарубежных фирм:
а – Kongskilde; б – Woderstad; в – Vibro-Flex; г – Kverneland

Консольная S - образная пружинная стойка Kongskilde с двоякой кривизной сечением 10x30 мм несет обычно наральник или лапку шириной 145 мм. Классическая стойка - прообраз многочисленных модификаций в разных странах; отечественная S-образная стойка сечением 38x10мм (КПЦ-02.050) несет наральник типа б.

S-образная пружинная стойка типа Woderstad с двойным спиральным витком и сечением 30x30 мм распространена в зарубежных культиваторах и чизелях - глубокорыхлителях, а также применялась на отечественных культиваторах КЧП-5,4 и КЧП-7,2; УЧП-2,8.

Vibro-Flex - составная пружинная стойка с широкой верхней частью; имеет повышенную поперечную жёсткость, применяется на культиваторах Vibro-Flex и для упругого крепления дисков.

Недостаток пружинных стоек: из-за больших углов поворота они сильно искажают геометрию резания и потому не способны нести стрельчатые полольные лапы. Упругих стоек для таких стрельчатых лап ГОСТ не предусматривает.

По конфигурации стойки могут быть стержневыми криволинейными, когда в их основе лежит криволинейный стержень, или контурными, когда в основе их конфигурации лежит замкнутый контур. Такой признак разделения связан с принципиальными различиями методов расчета: консольные стойки статически определимые, а контурные - статически неопределимые конструкции.

Кривизна подземной части стержней обычно задается из технологических соображений и в ряде случаев регламентируется стандартами.

Упругие стойки с замкнутым контуром (рис.4.5, а) разработаны для широкозахватных культиваторов типа КШУ-12. В основе конфигурации лежит параллелограмм, препятствующий пово-

роту лапы, что снижает угловые искажения геометрии лапы в 3...5 раз по сравнению со стержневыми упругими стойками до уровня 2...3 град/кН, это лишь примерно в два раза больше, чем у жестких.

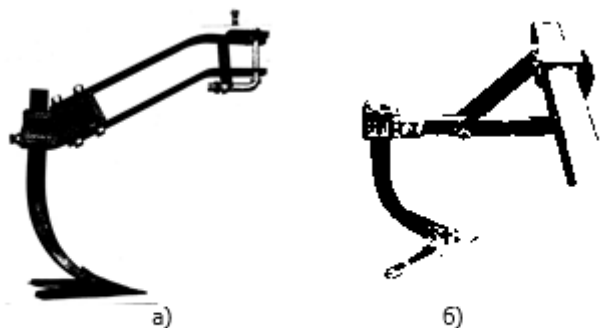


Рис.4.5. Контурное упругое крепление:
а - контурная стойка; б - контурная подвеска

Стойка составная: стандартная жесткая стойка соединяется с пружинами с помощью литого кронштейна. Способна работать с широкими лапами $B=330$ мм, обеспечивая постоянство ориентации и глубины хода в пределах допусков. Жесткость 20...30 Н/мм.

Эффективность упругих стоек заключается в использовании автоколебаний для снижения залипаемости; энергоэффект 25...30% по сравнению с жестким креплением рабочего органа. С увеличением скорости и глубины обработки амплитуда колебаний возрастает, а частота снижается.

Упругие подвески. Применяют в тех случаях, когда необходимы большие упругие смещения: для копирования рабочим органом макрорельефа или для выглубления рабочего органа при встрече с препятствием (в пружинных предохранителях).

Различают упругие подвески параллелограмные, шарнирно-поводковые, контурные и подпружиненные.

Параллелограмные подвески используют в конструкциях пропашных культиваторов. В культиваторах паровых не применяются.

Шарнирно-поводковая система по сравнению с жестким креплением обеспечивает лучшее копирование рельефа поля, однако при перемещении поводка относительно оси шарнира угол установки лапы изменяется и увеличивается тяговое сопротивление культиватора. Для стрельчатых лап такой тип подвески не применяют.

Разновидностью шарнирно-поводковой является грядильная

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

подвеска (рис.4.6, а); длина поводка увеличивается так, чтобы равнодействующая сил сопротивления проходила бы через шарнир. В этом случае жёсткость нажимной пружины будет минимальной, и лапа легко копирует макрорельеф, обеспечивая вертикальное перемещение рабочего органа не менее 60 мм. Недостаток – лапа чувствительна к колебаниям плотности почвы, что нежелательно, кроме того, грядиль имеет большие габариты и металлоёмкость. Вытесняется подпружиненными подвесками.

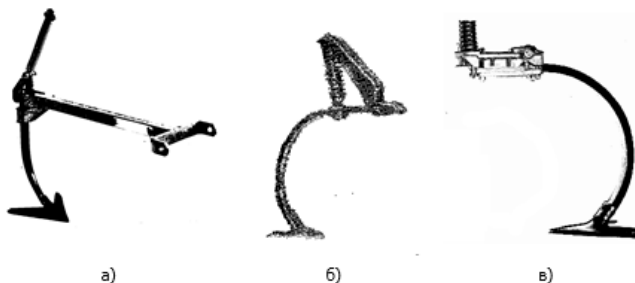


Рис.4.6. Подвески стрельчатых лап: а - грядильная подвеска КПС-4, б - подвеска лапы культиватора КПЗ-3,8 с нажимной пружиной; в - подвеска культиватора "John Deere"

Контурные подвески имеют замкнутый контур с шарниром (рис.4.6, б). Поводок соединяется с рамой Л - образной рессорой. Предназначена для крепления лапы В=330 мм. Имеет некоторый предохранительный эффект (а/с № 1568912).

Подпружиненные упругие подвески сочетают шарнирно-поводковое крепление с пружинной стойкой. Пружины создают предварительную нагрузку. Если тяговое сопротивление не превышает её – работает только пружинная стойка. При превышении нагрузки работают и пружины, создавая предохранительный эффект. Образцы таких подвесок показаны на рис.4.6, в.

Конструкция стоек и подвесок определяется не только типом рабочего органа, но и рабочими нагрузками. Для рыхлительных лап с нагрузкой до 500 Н применимы стержневые пружинные стойки малой жесткости, для широкозахватных стрельчатых лап с нагрузками до 1200 Н - контурные пружинные стойки и подвески, для рыхлительных лап с нагрузкой до 2500 Н применимы упругие стержневые; для нагрузок свыше 2500 Н используются только жесткие стойки и подвески.

Развитие конструкции креплений рабочих органов имеет тенденцию постепенного вытеснения жесткого крепления упругим. К настоящему времени на пружинные стойки и подвески переведены рыхлительные и стрельчатые лапы культиваторов, упругое

крепление используется в глубокорыхлителях - чизельных культиваторах.

В конструкциях культиваторов для каменистых почв используют упругие подвески с большими упругими смещениями, способными давать предохранительный эффект.

Выбор типа крепления: стойка или подвеска выбирается исходя из назначения и типа рабочих органов. Для рыхления предпочтительны лёгкие пружинные стойки, дающие хороший виброэффект. Для подрезания сорняков, когда важно сохранение геометрии лапы, предпочтительны контурные упругие стойки и подвески. На каменистых тяжёлых почвах предпочтительны предохранительные рычажные подвески, ещё более эффективны комбинированные (предохранительные с упругой стойкой).

Независимо от выбранного типа каждое крепление должно выполнять свою основную функцию: удерживать геометрию лапы и глубину её хода в пределах агротехнического допуска.

1.5.1.4. Расстановка лап

Для обеспечения полного подрезания сорняков и предотвращения забивания расстановку рабочих органов культиваторов и плоскорезов выполняют многорядной.

Стрельчатые лапы рекомендуется размещать в два ряда (рис.4.28).

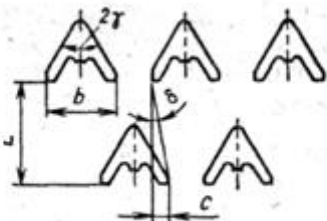


Рис.4.28. Схема расстановки стрелчатых лап культиватора

Оптимальное расстояние L между рядами стрелчатых лап по ходу движения культиватора

$$L = b / \operatorname{tg}[90^\circ - (\gamma + \varphi')], \quad (4.17)$$

где 2γ - угол раствора лезвия лапы; φ' - угол трения почвы о металл; $\varphi' \approx 25^\circ$.

Перекрытие C между полочными лапами выбирают из условия обеспечения полного подрезания сорняков:

$$C = L \operatorname{tg} \delta, \quad (4.18)$$

где δ - угол случайного отклонения культиваторов от прямой линии при движении в поле ($\delta = 7 \dots 9^\circ$).

Рыхлительные лапы на пружинных стойках обычно рас-

ставляют в три ряда и больше рядов.

Узкорыхлительные лапы расставляют с недокрытием, так как ширина разрыхленного лапой слоя больше ее ширины захвата. Расстояние между рыхлительными лапами в ряду, при котором разрыхлённые слои перекрываются и обеспечивается сплошное рыхление почвы,

$$A > b_p + 2a \operatorname{tg}(\omega/2) / \cos(\alpha + \varphi') \quad (4.19)$$

где b_p - ширина захвата самой рыхлительной лапы; a - глубина обработки; ω - угол конической зоны деформации: $\omega \approx 50^\circ$; α - угол входа рабочего органа в почву.

Уточнённое число рабочих органов

$$n = (B - C) / (b - C) \quad (4.20)$$

Нагрузки, воспринимаемые лапами культиватора первого ряда, примерно в 2 раза больше нагрузок, приходящихся на лапы второго ряда, так как лапы первого ряда воздействуют на еще недеформированную почву. Следовательно, во втором ряду лапы должны иметь большую ширину захвата.

1.5.1.5. Проектирование стрелчатых лап.

Для культиваторов специального назначения, работающих в необычных условиях, может возникнуть необходимость разработки новых стрелчатых лап. При проектировании новых стрелчатых лап подлежит определению геометрия лапы (рис.4.25): угол крошения β , угол раствора лезвия 2γ , ширина полок лапы b_1 и b_2 , ширина захвата B , угол i заточки лезвия, толщина материала δ и угол сгиба крыла лапы θ .

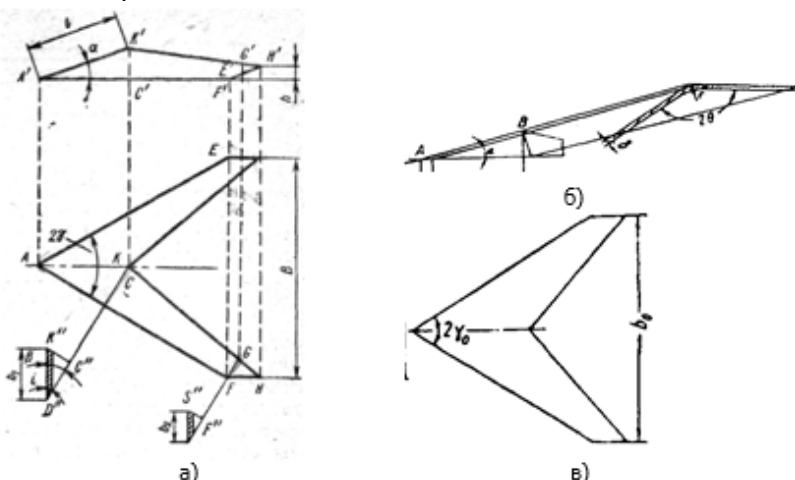


Рис.4.25. Проектирование стрелчатой лапы:

а - проекции лапы; б - сечение груди лапы; в - развёртка лапы

Выбор угла крошения β . Угол крошения – важнейший параметр, определяющий качество рыхления и подрезания сорняков. Выбирается компромиссно: для лучшего рыхления он должен быть больше, для подрезания сорняков – меньше. По опытным данным, у плоскорезных лап $\beta=10^\circ$, у полольных лап $\beta=15...20^\circ$, у стрельчатых универсальных $\beta=25...30^\circ$, у рыхлителей – до 40° .

При этом целесообразно учитывать условие минимума сил сопротивления [1]. Оптимальное значение угла крошения β зависит от скорости V (рис.4.26, а). С увеличением скорости от 1,9 до 3,6 м/с минимум удельного сопротивления смещается в сторону меньших углов β , находящихся в пределах $27...21^\circ$.

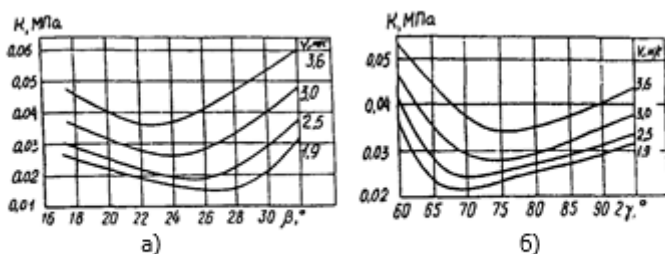


Рис.4.26. Зависимость удельного сопротивления почвы K от угла крошения (а) и угла раствора лапы γ при различных скоростях движения (б)

Угол крошения может быть переменным. В этом случае поверхность лапы становится выпуклой. Разработкой лап с переменным углом крошения занимался проф. Г.Н. Дьяченко [4].

Выбор угла раствора лезвия лапы γ . Угол раствора лезвия γ выбирается из условия скольжения стебля сорняка по лезвию и отсутствия обволакивания лапы сорняками. Оно наблюдается на рыхлых клейких почвах при больших значениях угла γ , когда вырванные из почвы стебель и корни растений, перегнувшись на лезвии, не скользят по нему, а начинают двигаться вместе с лапой (рис.4.27, а).

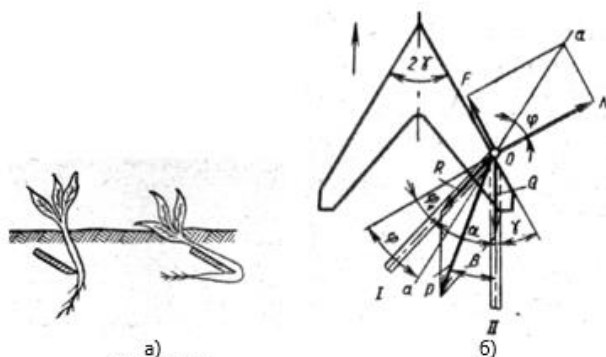


Рис.4.27. Подрезание корня сорняка лезвием лапы:
а - картина подрезания; б) система сил

Угол γ надо выбирать таким, чтобы сорняки в процессе подрезания скользили вдоль лезвия. Система сил, действующих на корень (рис.4.27, б): на верхнюю часть - сила R по направлению I, отклонённому от нормали к лезвию на угол внутреннего трения почвы φ_1 ; на нижнюю часть - сила Q по направлению II движения лапы.

Скольжение происходит в случае, если равнодействующая R сил R и Q проходит вне угла трения φ корня о лезвие лапы. Условие скольжения:

$$\gamma < 90^\circ - (2\varphi - \varphi_1), \quad (4.10)$$

где φ – угол трения сорняка по лезвию; φ_1 – угол внутреннего трения почвы.

По опытным данным, $\varphi \approx 45^\circ$, $\varphi_1 \approx 30^\circ$. Тогда условие резания со скольжением упрощается: $2\gamma < 60^\circ$.

Чрезмерное уменьшение угла γ при сохранении ширины захвата лапы приводит к увеличению длины крыльев, что снижает их жесткость и прочность, при сохранении длины лапы - к увеличению числа стоек лап. Поэтому обычно принимают верхнюю границу условия (4.10): $2\gamma \approx 60^\circ$.

Вторым условием выбора γ является минимум энергоёмкости процесса. По опытным данным, существует оптимальное значение угла раствора, дающее минимум силы сопротивления (см. рис.4.26, б). Для диапазона $V=1,9...3,6$ м/с получен диапазон оптимальных углов раствора лап $2\gamma = 68...80^\circ$.

Ширина захвата лапы. Максимальную ширину захвата стрельчатых лап принимают не более 400 мм, а односторонних (бритв) - 200 мм. Лапы большего захвата становятся недостаточно жесткими, образуют неровное дно борозды и неудовлетворительно заглубляются.

Минимальная ширина захвата полольных лап равна утроенному перекрытию лап в рядах: $b > 150$ мм. При меньших значениях b возможно забивание культиватора землей и растительностью из-за большого количества стоек.

Вычерчивание проекций лапы (см. рис.4.25, а). Ширина полок b_1 , b_2 и толщина лапы δ определяются по условиям прочности крыльев при условии, что вся сила сопротивления приходится на конец крыла. Обычно $\delta = 4,5 \dots 10$ мм.

Угол подъема груди лапы α находится из соотношения

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \sin \gamma. \quad (4.11)$$

Высота лапы

$$h_r = K'C' = b_1 \sin \beta. \quad (4.12)$$

Построение развёртки лапы. Форма лапы образуются перегибом листового материала по линии АК с радиусом закругления r (см. рис.4.25, б) [6]. Для вырубki заготовки из листа вычерчивается развёртка лапы. Она имеет другую ширину b_0 и угол раствора γ_0 . Угол раствора заготовки γ_0 находится из соотношения

$$\operatorname{tg} \gamma_0 = \operatorname{tg} \gamma / \cos \beta. \quad (4.13)$$

Угол сгиба крыла θ определяется из соотношения

$$\operatorname{ctg} \theta = \sin \alpha / \operatorname{tg} \gamma. \quad (4.14)$$

Ширину заготовки b_0 стрелчатой лапы (см. рис.4.25) определяют по формуле

$$b_0 = b \frac{\sin \gamma_0}{\sin \gamma} - 2 \left[r \operatorname{ctg} \theta - \pi \left(r - \frac{\delta}{2} \right) \frac{90^\circ - \theta}{180^\circ} \right]. \quad (4.15)$$

Выбор угла заточки лезвия i . Лапы затачивают или сверху (удобнее), или снизу (целесообразнее). Величина угла $i \approx 50^\circ$.

Рыхлительные лапы характеризуются следующими параметрами: углом установки $\alpha = 25 \dots 48^\circ$, шириной захвата $b = 36 \dots 150$ мм и углом раствора $2\gamma = 70 \dots 80^\circ$ [6]. Обратные лапы типа б (см. рис.4.2) на пружинной стойке рекомендуется устанавливать под углом $\alpha = 25 \dots 30^\circ$; при глубине хода $a = 10 \dots 12$ см их тяговое сопротивление $R_x = 0,20 \dots 0,35$ кН. На жёсткой стойке обратные лапы устанавливают под углом $\alpha = 40 \dots 45^\circ$, глубина хода $a = 20 \dots 25$ см, $R_x = 0,65 \dots 0,95$ кН. При этом отношение вертикальной составляющей R_y к горизонтальной R_x колеблется от 0,15 до 0,6. Большие значения относятся к работе лап на жестких стойках на плотных влажных почвах. Сопротивление обычно указывается для скорости 2 м/с. По опытным данным, увеличение скорости агрегата на 0,28 м/с увеличивает тяговое сопротивление рыхлительных лап R на 5...7 %.

1.5.1.6. Расчёт упругих стоек культиватора

Применяемые в почвообработке представления широко используют постулат, что пассивный рабочий орган закреплён жёстко, движется поступательно, не отклоняясь от прямолинейной траектории [1]. Это расходится с реальным процессом. Исследования показывают, что движение рабочего органа в почве сопровождается значительными упругими смещениями и колебаниями интенсивностью до 8g по виброускорению [5], что дает право рассматривать их как технологический и энергетический фактор в почвообработке. Величина упругих смещений составляет от 10 до 110 мм; искажения геометрии рабочих органов достигают 20 град/кН [5]. Упругие смещения соизмеримы с глубиной хода и оказывают сильное влияние на качественные и энергетические показатели почвообработки. Абсолютно жесткого крепления не существует.

Поэтому при расчётах стоек лап культиватора надо учитывать их упругие смещения и их влияние на процесс. Такие задачи относятся к **задачам терраупругости**

Задачи терраупругости состоят в определении характера движения рабочего органа в почвенной среде с учётом упругости его крепления.

Теория терраупругости - аналог теорий аэроупругости и гидроупругости, но для среды с более сложными реологическими свойствами.

Рассматривая рабочий орган как трёхгранный клин, его упругие смещения под действием нагрузки P можно представить как смещение s носка лапы и поворот относительно этой точки (см. рис.1.15). Для малых углов поворот можно определять вектором $\theta = [\theta_x, \theta_z, \theta_y]$, как это принято при ориентации кораблей, самолётов и других движущихся в пространстве тел. Здесь $\theta_x, \theta_z, \theta_y$ - углы поворота вокруг координатных осей, имеющие традиционные названия: θ_x - угол крена, θ_y - угол тангажа, θ_z - угол рыскания.

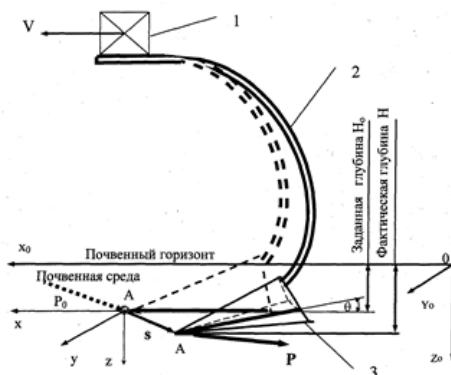


Рис.1.15. Схема упругих смещений рабочего органа

Смещения i -й точки рабочего органа

$$s_i = s + [\Theta] L, \quad (1.34)$$

где L - радиус-вектор текущей точки рабочего органа относительно его носка; $[\Theta]$ - матрица вращений на угол θ .

Структура матрицы вращения

$$[\Theta] = \begin{bmatrix} 0 & \theta_3 & \theta_2 \\ -\theta_3 & 0 & \theta_1 \\ -\theta_2 & -\theta_1 & 0 \end{bmatrix}.$$

Для плоской задачи это соотношение примет вид

$$s_r = s + \theta_y L, \quad (1.35)$$

т.е. в этом случае смещение задних кромок рабочего органа зависит только от его тангажа.

Зависимость смещений точек от нагрузки $s_i(P)$, и их траектории в общем случае нелинейны.

Для нелинейных систем справедливы законы деформирования в приращениях:

$$ds = [\Delta] dP, \quad (1.36)$$

$$dP = [C] ds, \quad (1.37)$$

$$d\theta = [H] dP, \quad (1.38)$$

где $[\Delta]$ - симметричная матрица податливости размерности 3×3 ; $[C]$ - симметричная матрица жёсткости, размерности 3×3 ; $[H]$ - матрица угловой податливости размерности 3×3 .

Структура матрицы податливости

$$[\Delta] = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} \end{bmatrix},$$

где δ_{ik} - смещение по k -му направлению от единичной силы, приложенной по i -му направлению, причем согласно принципу взаимности $\delta_{ik} = \delta_{ki}$.

Структура матрицы жёсткости

$$[C] = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix},$$

где $c_{ik}(\bar{P})$ - коэффициенты жесткости, характеризующие величину упругой силы по координате i на единицу смещения по координате k ; причем согласно принципу взаимности $c_{ik} = c_{ki}$.

Матрицы жёсткости и податливости связаны соотношением $[C] = [\Delta]^{-1}$. (1.39)

Структура матрицы угловых искажений H :

$$[H] = \begin{bmatrix} 0 & h_{12} & h_{13} \\ h_{21} & 0 & h_{23} \\ h_{31} & h_{32} & 0 \end{bmatrix},$$

где h_{ik} - коэффициенты угловой жесткости, характеризующие угол поворота относительно i -й оси от единичной нагрузки по координате k , причем $h_{ii} = 0$, $i = 1, 2, 3$.

Нелинейности делают все эти матрицы зависимыми от нагрузки. Для сравнимости упругих свойств их необходимо определять в рабочей точке при номинальном рабочем значении нагрузки $P = P_n$.

На практике направление упругих смещений удобнее характеризовать параметром $\lambda = s_x/s_z$:

$$\lambda = (\delta_{12} \cos \psi_1 + \delta_{22} \cos \psi_2 + \delta_{23} \cos \psi_3) / (\delta_{11} \cos \psi_1 + \delta_{12} \cos \psi_2 + \delta_{13} \cos \psi_3). \quad (1.41)$$

В зависимости от направления смещения носка лапы можно выделить три кинематических режима: с заглублением $\lambda > 0$, равновесный $\lambda = 0$ и с выглублением $\lambda < 0$.

При первом режиме с повышением тягового сопротивления возрастает вертикальная нагрузка, и лапа заглубляется, что еще больше увеличивает тяговое сопротивление. Процесс может нарастать лавинно, возникают рывки тягового сопротивления, угрозы прочности системы и неустойчивость хода лап по глубине.

Второй режим работы характеризуется равновесным состоянием, когда глубина хода лапы не зависит от колебаний тягового сопротивления. Эти условия обеспечивают устойчивость хода лапы по заданной глубине.

При третьем режиме увеличение тягового сопротивления вызы-

вает подъем лапы, что приводит к снижению тягового сопротивления и возвращению лапы в исходное положение, т.е. система приобретает тенденцию к поддержанию постоянного тягового сопротивления (предохранительный эффект).

Система показателей упругости крепления. Упругие свойства крепления рабочего органа описываются двумя матрицами: жесткости [С] и угловых искажений [Н], полностью характеризующими величину и направление упругих смещений рабочего органа. С учётом симметрии матриц они содержат 12 показателей: C_{11}, C_{22}, C_{33} - продольная, вертикальная и поперечная податливости, m/H ; C_{12}, C_{13}, C_{23} - податливости взаимосвязи, m/H ; $h_{21}, h_{31}, h_{12}, h_{32}, h_{13}, h_{23}$ - угловые податливости от горизонтальной, вертикальной и поперечной нагрузки, град/мм.

Для плоской задачи остаётся 5 показателей: $C_{11}, C_{22}, C_{12}, h_{31}, h_{32}$.

Агротехнические требования к кинематике упругих смещений рабочего органа сводятся к трём условиям:

1) глубина хода носка рабочего органа при рабочей нагрузке должна соответствовать заданной, т.е. вертикальные отклонения его должны равняться нулю ($ds_z = 0$), или с учетом зависимости (1.37)

$$ds_z = (\delta_{12} n_1 + \delta_{22} n_2 + \delta_{32} n_3) = 0; \quad (1.42)$$

2) направление упругих смещений должно быть равно требуемому по технологии и энергосбережению, т.е. $\lambda = \lambda_{\text{треб}}$, или

$$(\delta_{21}n_1 + \delta_{22}n_2 + \delta_{23}n_3) / (\delta_{11}n_1 + \delta_{12}n_2 + \delta_{13}n_3) = \lambda_{\text{треб}}, \quad (1.43)$$

где $\lambda_{\text{треб}}$ - требуемое направление упругих смещений при номинальной нагрузке;

3) вертикальные упругие смещения удалённых точек подошвы УЗРО не должны выходить за пределы агродопуска A_d :

$$\{s + [\Phi] L\}_z < A_d, \quad (1.44)$$

здесь Φ – матрица вращений для углов $\theta = [H]P_n$.

Условие равномерности хода по глубине требует равновесного кинематического режима ($\lambda=0$), не реагирующего на колебания нагрузки.

Реализовать эти требования можно, управляя межкоординатными связями (коэффициенты $c_{ik} \neq k$ в матрице жёсткости) и угловыми искажениями упругого крепления.

Считается, что геометрия и глубина в норме, если при упругих смещениях все точки подошвы лапы не выходят за пределы агродопуска D (рис.4.29). Траектория носка лапы под нагрузкой нелинейна и должна совпадать с заданной глубиной только при номинальной нагрузке P (в рабочей точке A). Упругие колебания S должны совершаться вокруг этой точки. Направление упругих

смещений касательно к траектории и составляет с горизонталью угол ε . Кинематический показатель направления $\lambda = \operatorname{tg} \varepsilon$.

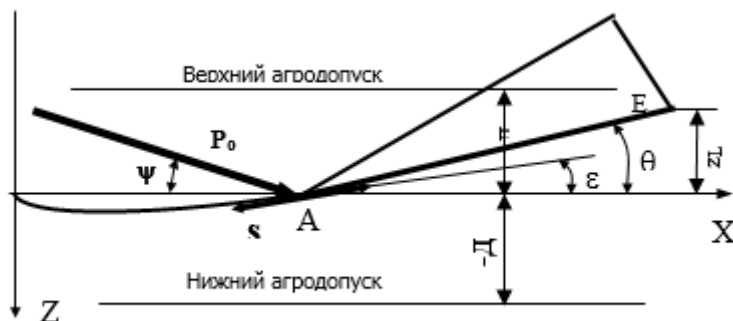


Рис.4.29. Статически оптимизированная упругая кинематика стрельчатой лапы

Кинематика считается статически оптимальной, если выполняются условия п.3:

$$z_A = 0, \operatorname{tg} \varepsilon = \lambda_{\text{тр}}; z_L = L \operatorname{tg} \theta < D. \quad (4.21)$$

При $\lambda_{\text{тр}} < 0$ получаем режим с выглублением, неровное дно борозды, но снижение энергозатрат; режим рекомендуется для рыхлительных рабочих органов и предохранительных подвесок.

При $\lambda_{\text{тр}} = 0$ получаем нулевой режим, ровное дно борозды, умеренные вибрации; рекомендуется для полых плоскорезающих и универсальных лап, когда равномерности хода по глубине отдаётся предпочтение перед энергозатратами.

При $\lambda_{\text{тр}} > 0$ получаем режим с заглублением, неровное дно борозды, интенсивный виброрежим и виброэффекты, после динамической оптимизации может давать снижение энергозатрат, но склонен к неустойчивости и рывкам тягового сопротивления, создавая опасность перегрузок; рекомендуется для универсальных лап при обработке липких и тяжёлых почв, когда нужна виброзащита от залипания, а также на упругих стойках комбинированных подвесок, у которых предохранитель способен гасить импульсные перегрузки.

Конструирование упругих стоек проводится по отраслевой методике [7] в два этапа: синтез статически оптимизированной стойки и её динамическая оптимизация (коррекция). Там же приведено описание пакета программ (STATID, SINTEZ, ZUB, IDENT, OPTIG и др.).

Алгоритм конструирования предусматривает следующую последовательность:

1. Задание исходных данных: агротехнические требования к кинематике упругих смещений: агропуск D , допустимый угол

поворота φ_{\max} , тип рабочего органа, его ширина захвата b , глубина обработки a , тип почвы, удельное сопротивление $r_{уд.}$, желаемый кинематический режим $\lambda_{тр}$ в статике (при динамической оптимизации он не задаётся, а подлежит определению).

2. Определение приближенного значения тягового сопротивления жёстко закреплённого рабочего органа из формулы типа (1.16); $P_x = R_{уд} b$.

3. Задание конструктивных ограничений на габариты, минимальный радиус изгиба ρ_{\min} и на закон изменения сечения стойки по длине; обычно подземная часть стойки делается жёсткой.

4. Синтез конфигурации стойки с требуемым кинематическим режимом $\lambda_{тр}$ обращением к программе SINTEZ. В итоге получаем конфигурацию стойки F_0 и матрицу жесткости $[C_0]$.

5. Изготовление стойки конфигурации F_0 с требуемой кинематикой $\lambda_{тр}$.

6. Исследование упругих свойств крепления нагружениями на стенде; определение матрицы жёсткости $[C]$ изготовленной стойки и полученного кинематического режима λ_1 . Возможно их вычисление обращением к подпрограмме ZUB.

7. Проверка выполнения условий (1.42)...(1.44). Если все условия выполняются, то на этом первый этап заканчивается. Если какое-то условие не выполняется, то п. 4 повторяют с иными значениями приоритетов для отдельных условий, увеличивая тот, по которому ситуация признана неблагоприятной.

8. Если требуется развитый виброрежим, то приступают к динамической коррекции по динамической модели (1.51). Начало второго этапа: анализ свободных колебаний стойки; определение матриц $[A]$ и $[B]$ модели обращением к программе IDENT0.

9. Полевые исследования динамики созданного на 1-м этапе упругого крепления. Измерение составляющих упругих сил и виброускорений рабочего органа на изготовленной стойке. Получение массива данных.

10. Вычисление показателей взаимодействия $[Q_s]$ и $[Q_v]$ модели, силы сопротивления и энергоэффекта упругого крепления R_E обращением к программе IDENTP.

11. Динамическая оптимизация. Определение оптимальной жесткости стойки $[C_{opt}]$ и кинематического показателя λ_{opt} обращением к подпрограмме OPTIG.

12. Синтез оптимальной конфигурации упругой стойки с показателем кинематического режима $\lambda_{тр} = \lambda_{opt}$ обращением к программе SINTEZ. В отличие от синтеза конфигурации в п. 4 здесь нагрузкой считается сила сопротивления \underline{P} , приложенная по реальному

направлению. В итоге получаем конфигурацию стойки F_{opt} и матрицу жесткости $[C_{opt}]$.

13. Изготовление скорректированной стойки и определение её матрицы жёсткости $[C_k]$. Сравнение её и $[C_{opt}]$. Если разница между их элементами минимальна (менее 10%), то изготовленная стойка считается оптимальной, и расчеты заканчиваются.

Описанный режим разработки новой стойки с нуля применяется достаточно редко, поскольку существующий типаж стоек многочислен и всегда можно выбрать какой-либо прототип, который нужно только откорректировать. Режим коррекции удобнее, поскольку нет необходимости рассчитывать и изготавливать пробный вариант стойки - им служит прототип.

В режиме коррекции используется тот же алгоритм, но вход в него переносится в пункт 6.

Алгоритм достаточно универсален, пригоден для любых рабочих органов, приспособлен для работы в САПР почвообрабатывающих машин [7]. Использование специализированных программ делает расчёты доступными для инженерной практики.

1.5.1.7. Расчет пружинных предохранителей.

Исходными данными считаются глубина обработки, требуемое выглубление лапы.

Как показано в п.4.1.4, для культиваторов предпочтительны рычажные индивидуальные предохранители рабочих органов с тупоугольным трёхзвенником.

Ориентацию тупоугольного трёхзвенника выбирают из условий компоновки машины. Варианты представлены на рис.4.30.

Вариант 1- вертикальный с пружиной растяжения по типу рис.4.8; вариант 2 - вертикальный с пружиной сжатия по типу рис.4.6; вариант 3 - горизонтальный с пружиной растяжения по типу рис.4.11; вариант 4 - горизонтальный с пружиной сжатия по типу рис.4.12, б. Тип упругого звена обычно выбирается из условия его приемлемых размеров. По выбранному варианту вычерчивают кинематическую схему рычажного механизма, одновременно выбирая размеры трёхзвенника.

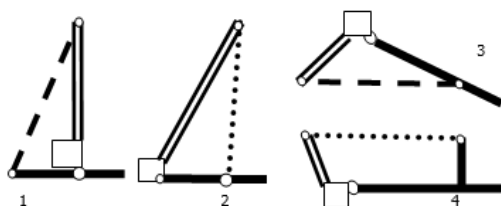


Рис.4.30. Варианты компоновки упругого трёхзвенника предохранителя:

— - стойка; - - пружина растяжения; - пружина сжатия; - рама;- кронштейн

Уменьшение длин звеньев вызывает увеличение нагрузки на упругий элемент, но снижает его деформации; увеличение размеров снижает нагрузки, но увеличивает деформации. Поэтому размеры выбираются из условий удобства компоновки шарниров вокруг бруса рамы и снижения размеров кронштейнов. В любом случае длина наименьшего звена $a > 100$ мм, тупой угол $\alpha_0 \approx 150^\circ$.

Выбор усилия срабатывания. Для сохранения устойчивого положения стойки до встречи с препятствием усилие срабатывания $R_{ср}$ должно быть больше часто повторяющихся пиковых нагрузок R_m .

$$R_{ср} = k_{ср} R_m, \quad k_{ср} > 1. \quad (4.22)$$

Опыты показали, что для устойчивой работы предохранителя на почвах, не засоренных камнями, $k_{ср} = 1,5 \dots 3$. Для первого ряда на каменистых почвах с целью предотвращения ложных срабатываний рекомендуется $k_{ср} = 5$.

Столь большие коэффициенты запаса приводят к большим неоправданным запасам прочности. Предохранитель тогда себя оправдывает, когда позволяет снизить излишние запасы прочности.

Определение пиковых перегрузок R_m требует исследований.

Существует другой подход, не требующий этого. Усилие, при котором должна выглубляться лапа культиватора, определяется по тяговой возможности трактора:

$$Q = (P_{тр}/n) k, \quad (4.23)$$

где $P_{тр}$ - тяговое усилие трактора на оптимальной рабочей передаче; $k = 1,5 \dots 2,5$ - коэффициент запаса; n - число рабочих органов культиватора.

Начальное усилие натяжения пружины для рычажного механизма

$$F_0 = R_{ср} H/h_F, \quad (4.24)$$

где H_R и h_F - плечи сил P и F_0 .

Определение максимального удлинения или сжатия упругого звена. Определяется для мёртвых положений механизма; для вариантов 2 и 4 горизонтальной компоновки

$\delta_{\max} = a + b - l$; для вариантов 1 и 2 вертикальной компоновки $\delta_{\max} = a - b - l$.

Определение параметров упругого звена. По известной силе F_0 и максимальной деформации δ_{\max} подбирается диаметр спиральной пружины, число витков и диаметр проволоки.

Построение силовой характеристики предохранителя. Построение силовых характеристик обычно проводится методом кинестатики. Вычерчиваются крайние и промежуточные (3...5) положения звеньев предохранительного механизма. В каждом положении рычажного механизма определяется удлинение пружины $\delta(\alpha)$, упругая сила $F(\alpha) = C \delta(\alpha)$, величина уравновешивающей горизонтальной силы P_y , приложенной к носку лапы:

$$\text{для прямого хода } P'(\alpha) = (1+f) F(\alpha) h_F / H_y; \quad (4.29)$$

$$\text{для обратного } P''(\alpha) = (1-f) F(\alpha) h_F / H_y, \quad (4.30)$$

где H_y и h_F - плечи сил P_y и F ; f - коэффициент потерь на трение.

Диапазон изменения угла поворота $\alpha = [0 \dots \alpha_{\max}]$; α_{\max} соответствует выглублению рабочего органа.

Для сложных шарнирных механизмов при определении силы $P(\alpha)$ необходимо применять метод рычага Н.В.Жуковского: строят повернутые на 90° планы скоростей и по ним определяют уравновешивающую силу $P_y(\alpha)$ механизма в каждом положении.

Определение нагрузочной характеристики рабочего органа – зависимости силы сопротивления рабочего органа от угла поворота стойки при реверсе $P_{\text{рев}}$. Определяется экспериментально.

На рис.4.32 показаны силовая и нагрузочная характеристики предохранителя типа 1 с пружиной растяжения, показанного на рис.4.8.

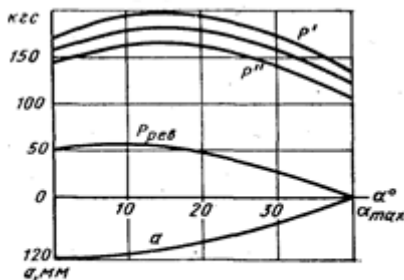


Рис.4.32. Силовая характеристика пружинного предохранителя культиватора КН-2,25

Характеристика представляет собой зависимость глубины хода

рабочего органа от угла поворота стойки $a(\alpha)$.

Оценка пригодности силовых характеристик. Построенная силовая характеристика по форме должна быть близка к идеальной. Во всём диапазоне выглублений она должна быть выше нагрузочной характеристики, иначе предохранитель не сможет заглубить рабочий орган после преодоления препятствия. Усилие, действующее на рабочий орган в момент вхождения его в почву, должно быть больше $0,3P$, что необходимо для принудительного заглубления рабочего органа. На приведённых графиках величина $P_{рев}$ при любом угле примерно в 3 раза меньше заглубляющей силы P'' , поэтому возврат лапы в исходное состояние будет обеспечен.

Сила трения в шарнирах оказывает негативное влияние на усилие возврата, снижая его до 40%. Поэтому к качеству шарниров должны быть предъявлены повышенные требования.

Если нужные характеристики не достигнуты, необходимо повторить расчёт, внося коррективы в конфигурацию и положение упругого трёхзвенника. Эффективной мерой повышения величины подъёма лапы при срабатывании является увеличение отнесения носка лапы.

1.5.1.8. Разработка принципиальной схемы культиватора

Построение кинематических и компоновочных схем. По принятому расположению рабочих органов можно построить кинематическую и компоновочную схемы культиватора.

Определение равнодействующей сил сопротивления. Сила сопротивления равнодействующей сил сопротивления P_1 приложена под углом ψ (рис.4.33). Угол ψ для стрелчатых лап и лап культиваторов-плоскорезов (по опытным данным) равен $15...25^\circ$, а для рабочих органов рыхлителей, глубокорыхлителей – $10...20^\circ$. Точка приложения силы P_1 расположена на груди лапы на высоте $h = 0,2 a$, а для рабочих органов рыхлителей и глубокорыхлителей-плоскорезов $h = 0,4 a$.

При расположении лап в два ряда равнодействующая сил сопротивления получается сложением векторов:

$$P = n_п P_п + n_з P_з, \quad (4.31)$$

где $n_п$, $n_з$ – число лап переднего и заднего ряда; $P_п$, $P_з$ – силы сопротивления лап переднего и заднего ряда.

Обеспечение заглубляемости рабочих органов. Сводится к назначению размеров высоты рамы H и отнесения рабочих органов L , обеспечивающих наличие положительного момента относительно точки прицепа:

$$M = P / > 0 \text{ или } L > H \operatorname{ctg} \psi. \quad (4.32)$$

Величина H обусловлена проходимостью, рекомендуется принимать $H=500\dots650$ мм. В итоге для устойчивого заглубления рабочих органов должно быть $L > 2H$. Кроме того, для устойчивости в горизонтальной плоскости должно быть $V/L = (1,3\dots1,5)$.

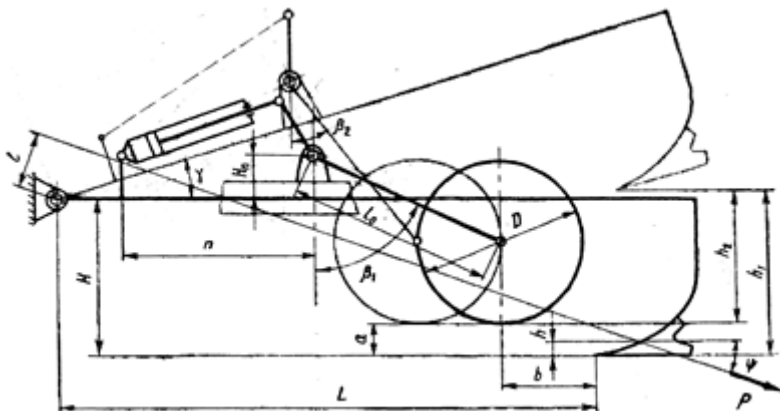


Рис.4.33. Принципиальная схема прицепного культиватора

Построение кинематической схемы подъемного механизма, предназначенного для перевода машины из рабочего положения в транспортное и обратно. Механизм имеет колесо, ось которого расположена на колене вала подъема; на вал через кривошип действует шток гидроцилиндра (см. рис.4.33). Необходимо определить параметры механизма подъема.

Колеса диаметром D выбирают стандартизованные.

Расстояние b от оси колес до носков лап (см. рис.4.33) должно обеспечивать перемещение колеса вне зоны деформации почвы и свободный проход взрыхленной почвы:

$$b > 2a \operatorname{tg}(\alpha + \varphi') + h_v, \quad (4.33)$$

где α - угол подъема лап; φ' - угол трения почвы о металл (принимают равным 25°); $h_v=60\dots100$ мм - величина вдавливания колеса в почву.

Для лучшего копирования поперечного рельефа колёса располагают на расстоянии $50\dots100$ мм от крайних рабочих органов так, чтобы рабочие органы рыхлили их след. Устойчивость агрегата улучшается при перемещении его колес по следу колес трактора.

Размеры механизма подъема колёс. Подъем рабочих органов осуществляется за счёт изменения угла колена колеса с вертикалью от β_1 до β_2 (см. рис.4.33). Требуемая длина колена оси колес

ного центра навесного устройства трактора до вектора силы P .

Опорные колеса располагают относительно рабочих органов так же, как и при проектировании прицепных машин.

При построении схем следует предусмотреть транспортный просвет $h_T > 350$ мм, при этом угол наклона прямой, соединяющей точку опоры колеса трактора с нижней точкой машины, называемый транспортным, должен быть $\alpha_T > 16^\circ$.

Обязательна проверка на продольную устойчивость при транспортировании навесного культиватора.

Устойчивость и управляемость культиватора в горизонтальной плоскости зависят от расстояния центра масс навесного устройства до мгновенного центра вращения.

1.5.1.9. Силовой расчёт культиватора

Силовой расчёт культиваторов проводят для двух режимов: рабочего и подъёма из почвы в транспортное положение.

Методика расчёта аналогична силовому расчёту плугов (см. п.2.7), но имеет значительные упрощения.

Прицепные культиваторы. Из-за отсутствия поперечной нагрузки силовой расчёт прицепных культиваторов в рабочем режиме проводят только в вертикальной плоскости. Действующие силы: G - вес культиватора; R_{zx} - равнодействующая сил сопротивления рабочих органов; Q - реакция на опорные колёса; P_{xz} - сила тяги от трактора. Уравнение равновесия получается аналогично уравнению для плугов: сумма всех сил должна равняться нулю:

$$R_{zx} + G + Q + P_{xz} = 0. \quad (4.37)$$

Из этого векторного уравнения графически, построением силового многоугольника, определяется сила тяги P_{xz} .

Режим подъёма из почвы в транспортное положение.

Максимальные усилия возникают во время выглубления рабочих органов культиватора, так как при этом на культиватор помимо веса машины G действует вес почвы Q , находящейся на рабочих органах, усилие Q_1 , необходимое для отрыва (рис.4.35).

Вес почвы, находящейся на рабочих органах:

$$Q = ab^2 ctg \gamma qn / 2, \quad (4.38)$$

где a - глубина обработки; b - ширина захвата; q - удельный вес почвы; n - число рабочих органов.

Усилие, необходимое для отрыва пласта,

$$Q_1 \approx Q. \quad (4.39)$$

Равнодействующая всех вертикальных сил, действующих на культиватор при подъёме,

$$F = G + Q + Q_1. \quad (4.40)$$

Реакции на колесах и серье прицепа можно определить по схеме, показанной на рис.4.35.

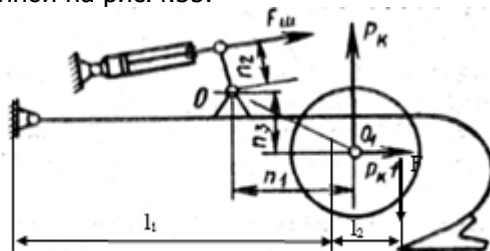


Рис.4.35. Схема подъёма прицепного культиватора

$$P_k = F(l_1 + l_2)/l_1 \text{ и } P_c = F l_2/l_1. \quad (4.41)$$

Реакция, приходящаяся на одно колесо $P_{к1}=P_k/2$.

Усилия в звеньях механизмов можно определить графически построением плана скоростей или многоугольника сил.

Для определения усилия, действующего вдоль штока при переводе культиватора из рабочего положения в транспортное, строят план скоростей с полюсом в точке O.

Из равенства моментов находят усилие, действующее вдоль штока гидроцилиндра подъёма,

$$F_{ш} = [(P_k - G_k)n_1 - P_{к1}f n_3]/n_2, \quad (4.42)$$

где G_k - вес двух колес; n_1 , n_2 и n_3 - плечи соответствующих сил на плане скоростей; $f=0,12-0,16$ - коэффициент сопротивления передвижению колес.

По полученному максимальному значению F_m определяют параметры гидроцилиндра.

Навесные культиваторы. Усилия в звеньях механизмов подъема навесных культиваторов определяют графоаналитическим или графическим способом, по аналогии с плугами.

Рабочий режим: на навесной культиватор при работе действуют силы: R_{zx} - равнодействующая сил сопротивления рабочих органов; G_m - вес машины; Q - реакция почвы на колесо, P - сила тяги от трактора (рис.4.36).

Усилия, возникающие при работе навесного культиватора, можно найти построением силового многоугольника. Построение начинают с геометрического сложения сил $G_m+R_{zx}=R_1$. Точка приложения R_1 на схеме машины получается на пересечении векторов R_{zx} и G_m . Точка приложения суммы векторов R_1 и Q лежит на пересечении их линий действия; соединение её с полюсом π мгновенного центра вращения даёт направление силы тяги от

трактора P всех сил.

Силы в тягах навески (нижних N_n и верхней N_v) находят разложением силы P на составляющие, параллельные соответствующим тягам навесного устройства.

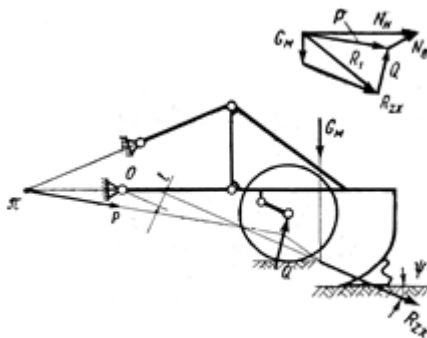


Рис.4.36. Расчётная схема навесного культиватора

1.5.2. Расчёт конструктивно-технологических параметров фрезерного культиватора

Фрезерным называют культиватор, в котором используется для культивации активный ротационный рабочий орган типа фрезы (см. п.1.2.4).

Наибольшее распространение в сельскохозяйственном производстве нашли применение фрезы класса А – с горизонтально-поперечной осью вращения (ГПО) и фрезы класса Г с вертикальной осью вращения (ВО).

Рабочий орган фрезерного культиватора с горизонтальной осью – барабан с Г-образными ножами, вращающийся от ВОМ трактора (рис.4.38, а). Рабочий орган фрезерного культиватора с вертикальной осью – вертикальный ротор с прямыми ножами (рис.4.38, б).

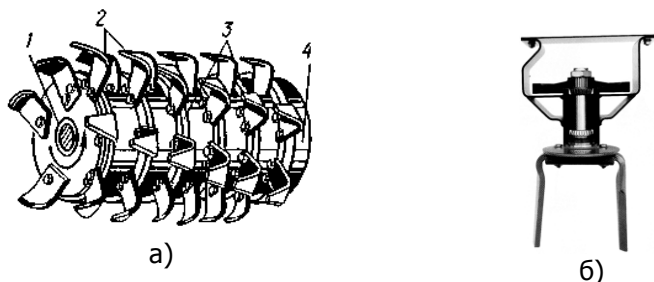


Рис.4.38. Рабочий орган фрезы с горизонтально-поперечной осью вращения: 1 – вал; 2 – нож; 3 – фрикционные диски; 4 – диски

1.5.2.1. Порядок расчёта фрезерного культиватора с ГПО

Исходные данные для расчета:

- вид работы (предпосевная или основная обработка, обработка болотных или лесных почв и др.);
- тип почвы старопахотные, залежные, суглинистые почвы и др.);
- требования к качеству (степень крошения почвы, измельчения сорняков, заделки растительных остатков, гребнистости дна борозды, глубины обработки);
- тип трактора (двигателя), его тягово-сцепные характеристики;

1. Ориентация оси вращения фрезы (горизонтальная или вертикальная) **и направление вращения** (прямое или обратное). Для качественного рыхления с уничтожением сорняков и заделкой растительных остатков выбираются фрезы с горизонтальной осью вращения и вращением барабана "сверху вниз". Фрезы с обратным вращением дают лучшую устойчивость хода, значительно лучшую выровненность дна борозды, но, отбрасывая почву вперёд по ходу "под себя", плохо заделывают растительные остатки, создают впереди себя почвенный вал, повышающий энергозатраты. Кроме того, направление реакции R_x такой фрезы таково, что она увеличивает нагрузку на колёса трактора. Поэтому фрезы с обратным вращением применяются в специальных условиях: на каменистых почвах, после раскорчёвки леса и т.п.

2. Подача на нож S_{max} , S_{min} . Для полевых и садовых фрез рекомендуемые агротехническими требованиями значения подачи S на один нож находят в пределах 0,06...0,15 м. Болотные фрезы имеют $S=5...10$ см/об.

3. Гребнистость дна борозды назначается исходя из агротребований: отклонения от заданной глубины при вспашке ± 2 см, при культивации ± 1 см. При отсутствии агротребований принимать допустимую высоту гребешков на дне борозды $h_{г} = (0,1 \dots 0,2)h$.

4. Диаметр барабана. Оптимальное значение диаметра при фрезеровании "сверху вниз" должно быть в 1,13...1,33 раза больше заданной глубины обработки. Однако при этом вал фрезы должен располагаться под почвенным горизонтом, что создаёт серьёзные трудности передачи вращения на фрезу. Поэтому радиус фрезы выбирается так, чтобы его выступающие части и диск фрезы были выше почвенного горизонта на 50 мм.

5. Число ножей на диске барабана колеблется в пределах 2...8. Для уменьшения пути резания надо стремиться к возможно большему числу ножей на одном диске. Оно ограничивается малым диаметром диска и размерами крепления ножа к диску.

6. Минимальный кинематический показатель λ_{\min} по условиям допустимой гребнистости $h_{г\max}$ определяется по выражению (4.49).

Критическое значение кинематического показателя $\lambda_{кр}$, ниже которого наступают пропуски и огрехи, определяется критическим углом $\varphi_{кр}$. Его находят по уравнениям эвольвенты (4.52). Критические подача S_{\max} , высота гребешков $h_{г\max}$ и скоростной параметр λ_{\min} - это предельные значения, при которых может нарушиться качество работы фрезы.

7. Проверка условий $\lambda \geq \lambda_{\min} > \lambda_{кр}$. Выполнения этих условий добиваются изысканием конструктивных возможностей увеличения угла входа φ_1 и увеличением числа ножей.

8. Подача S и величина гребней $h_{г}$ пересчитываются по фактическому λ при соответствии агротребованиям.

9. Толщина стружки при заглублинии барабана определяется по выражению (4.53).

10. Скорость и частота вращения барабанов. Окружную скорость барабанов полевых и садовых фрез рекомендуется выбирать в пределах 5...6 м/с. Тогда требуемая скорость передвижения агрегата $v_{п} = v_{о}/\lambda$. Частота вращения барабана $n = 30v_{о} / (\pi R)$ мин⁻¹.

11. Ширину b и толщину ножа δ ориентировочно задаём из конструктивных соображений $b = 0,05m$, $\delta = 6$ мм.

12. Угол установки ножа на барабане γ_{\min} , обеспечивающий требуемые углы резания и устранение контакта пятки ножа с почвой при любом угле поворота фрезы. Вначале принимают ре-

шение о типе заточки наружной или внутренней. При последней легче выдержать требуемый угол резания $15...25^\circ$, однако заточку проводить трудно. Наружная заточка более доступна, но увеличивает угол резания. Угол заострения ножа γ принимают 15° . Схема расположения углов ножей дана на рис.4.44. Для узких ножей приближённое значение γ_{\min} определяется по простой формуле (4.49). Определение γ_{\min} с учётом ширины ножа и условия, чтобы он «не садился на пятку», проводится сложно (по уравнениям (4.61)) как решение оптимизационной задачи с ограничениями.

13. Определение ориентации и формы крыла и стойки ножа выполняют на основе компромисса между требованиями качества и энергетики процесса, плавности работы без динамических нагрузок и ударов и технологичности изготовления. Наиболее качественную работу (резание сорняков со скольжением, отсутствие забивания, оптимальность геометрии резания по всей длине ножа, лучшее рыхление пласта) обеспечивают ножи с винтовой поверхностью крыла, форма лезвия и стойки которых выполняются по специальным логарифмическим кривым. Расчёты их формы трудоёмки. Подробно расчёты изложены в работах [8]. Изготовление и заточка их требует усложнённой технологии.

Более просты в изготовлении ножи с прямолинейным крылом, установленным под углом стреловидности ε к плоскости диска (отогнуты назад). Это снижает энергозатраты и ударность нагрузок на нож, но увеличивает его длину, снижает прочность. Оптимальный угол стреловидности $\varepsilon=60^\circ$. Простые прямые ножи с углом стреловидности $\varepsilon=90^\circ$ (неотогнутые) применять нецелесообразно из-за динамичности нагрузок, забивания, непостоянства рыхления и повышения энергоёмкости процесса.

Минимальная длина крыла по В. Зёне 65 мм, оптимальная - 100 мм. Радиус загиба не менее 30 мм.

14. Удельная работа фрезерования складывается из работы резания и работы на отбрасывание почвы. Их удобнее всего определять для всей машины по формулам (4,49), (4,70), в которые входят длина резания l_p и площадь стружки F . Длина резания определяется по формулам (4.57), (4.58), а площадь стружки - по формуле (4.54).

Мощность, развиваемая на ВОМ трактора, определяется по формуле (4.76), полная расходуемая мощность - по формуле (4.74).

15. Ширина захвата фрезы определяется по формуле (4.77). Расчёты проводятся применительно к выбранному трактору, с которым агрегируется фрезерная машина. Значения эф-

фективной мощности N_e , веса трактора G_T , коэффициента сопротивления перекатыванию трактора f ; КПД трансмиссии η , КПД передачи от вала двигателя к ВОМ $\eta_{\text{ВОМ}}$ принимается из паспортных данных трактора или ориентировочно, для колесных тракторов $f=0,12$, $\eta=0,91\dots 0,92$, $\eta_{\text{ВОМ}}=0,95$.

16. Число дисков на валу барабана

$$z = \frac{B}{2b} \quad (4.78)$$

На каждом диске крепят одинаковое число левых и правых ножей. Ножи на дисках размещают так, чтобы обеспечить незначительные колебания крутящего момента (рис.4.53).

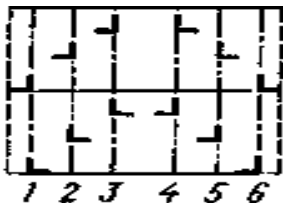


Рис.4.53. Размещение ножей на развёртке барабана фрезы

При обосновании параметров лезвия Г-образного ножа добиваются резания со скольжением, чтобы уменьшить нагрузку на лезвие, улучшить очистку его от растительных остатков и снизить динамические нагрузки рабочего органа и машины в целом. Добиваются этого установлением прямолинейного крыла под углом стреловидности к плоскости диска или придания стойке и лезвию Г-образного ножа криволинейной формы. Логарифмическая спираль лучше всего отвечает комплексу требований, предъявляемых к пространственной форме лезвия Г-образного ножа. Обоснование конфигурации и расчёт параметров криволинейного ножа подробно даны в работах [1, 16].

Для снижения динамических нагрузок и нейтрализации неравномерности разворачивающих барабан закручивающих моментов, нарушающих устойчивость движения агрегата, следует размещать ножи на развёртке барабана по одной из схем, приведённых в работах [8, 11].

Этим условиям наиболее полно удовлетворяет размещение ножей по винту (спирали) с числом заходов, равным числу ножей на диске, причем начало первой винтовой линии должно совпадать с концом второй винтовой линии на противоположной части барабана. Кроме того, половины барабана должны иметь разное направление спирали (правое и левое), а ножи необходимо располагать равномерно по всей окружности.

Для сравнения: нож фрезы ФПУ-2,8 радиусом $R=0,17$ м, шириной $b=0,065$ м, толщиной $\delta_1=0,005$ м имеет угол установки $\gamma=35^\circ$, угол $\varepsilon_0=60^\circ$, угол заточки $i=15^\circ$, заточка наружная.

Для сравнения: нож фрезы ФПУ-2,8 радиусом $R=0,17$ м, шириной $b=0,065$ м, толщиной $\delta_1=0,005$ м имеет угол установки $\gamma=35^\circ$, угол $\varepsilon_0=60^\circ$, угол заточки $i=15^\circ$, заточка наружная.

17. Форма кожуха барабана фрезы. Расчёт формы кожуха – параболы безопасности - приведён в работе [1].

После выбора основных параметров фрезы приступают к ее проектированию, в частности, рассчитывают передачу от ВОМ до фрезерного барабана при известных частотах вращения ВОМ трактора и фрезы. Как правило, при ширине захвата фрез до 2...2,5 м привод осуществляется через центральный конический и боковой цилиндрический редукторы. Редукторы выбирают по передаточному отношению, частоте вращения и мощности.

18. Силовой расчёт фрез. Мощность, затрачиваемая на передвижение фрезы,

$$N = \pm V_{\pi} P_x / 102, \quad (4.79)$$

где $\pm P_x$ - горизонтальная составляющая суммарного тягового сопротивления фрезы, которую можно определить графически по схеме сил, действующих на фрезу (рис.4.54).

На фрезу в профильной проекции действует сила веса G , проходящая через центр тяжести, и сила R_n сопротивления резанию одновременно находящимися в почве ножами. Точка приложения силы R_n находится на половине глубины обработки почвы.

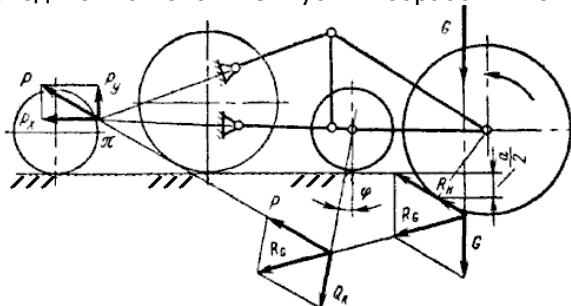


Рис.4.54. Схема сил, действующих на фрезу

Суммированием сил G и R_n находится сила R_g , которая раскладывается на две составляющие: P и Q_k . Сила Q_k наклонена под углом φ , зависящим от сопротивления почвы перекачиванию. Сила P_{xy} проходит через мгновенный центр вращения системы π и является результирующей всех сил, действующих на фрезу в вертикальной плоскости. Горизонтальная составляющая этой силы P_x при прямом направлении вращения фрезы направлена вперед, при обратном - назад, что в формуле (4.79) отражено знаками плюс и минус.

1.5.2.2. Порядок расчёта фрезы с вертикальной осью вращения

Кинематика фрезы с вертикальной осью вращения (ВО). Особенностью работы фрез с вертикальной осью вращения является то, что ножи не выходят из почвы, и резание происходит по торцевой и цилиндрической поверхностям. Стружка почвы снимается ножом фрезы в процессе поворота на 180° .

Кинематика фрезы с вертикальной осью вращения (горизонтальной фрезы) описывается уравнениями (1.62) при $\alpha = 0, \beta = 90^\circ$:

$$x = v_n t + R_i \cos \omega t ; y = R_i \sin \omega t ; z = 0.$$

Из уравнений следует, что траектории ножей фрезы располагаются в горизонтальной плоскости XOY и имеют форму циклоид, накладывающихся друг на друга (рис.4.55).

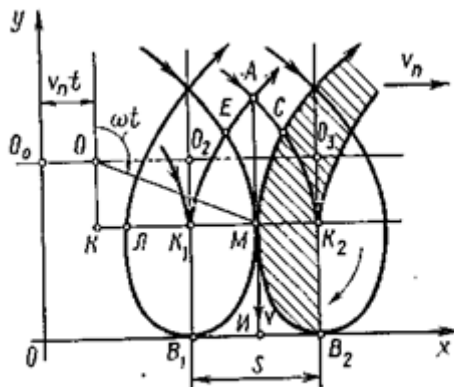


Рис.4.55. Схема для расчета траектории движения фрезы с вертикальной осью вращения ротора

Для практики важно расположить траектории так, чтобы, с одной стороны, исключить пропуск, а с другой стороны, свести к минимуму повторное рыхление, повышающее энергоёмкость и распыление почвы. Исходя из этих требований циклоиды должны располагаться так, чтобы их петли, по крайней мере, соприкасались в точке М (см. рис.4.55). Минимальное число ножей

$$m = \pi / (\lambda \sin \arccos(1/\lambda) - \arccos(1/\lambda)). \quad (4.80)$$

Результаты подсчёта приведены в табл.4.3.

Таблица 4.3

Соотношение числа ножей и кинематического показателя

m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
λ	4,60	2,97	2,40	2,11	1,93	1,80	1,72	1,65	1,60	1,55	1,51	1,48

Условий касания циклоид недостаточно, так как остаются необработанными участки внутри петли и площадь АЕМС между ними. Для обработки почвы внутри петли необходима длина крыла k :

$$k = R - R/\lambda. \quad (4.81)$$

Чтобы обработать площадь АЕМС, уменьшают подачу $S = 2\pi R/(m\lambda)$ на величину ЕС. Скорректированное значение кинематического показателя

$$\lambda_{\text{кор}} = 2\pi R/[m(S - EC)]. \quad (4.82)$$

Для вертикального ротора толщина стружки достигает максимального значения в точке М, при этом $\delta = S$.

Силы, действующие на нож горизонтальной фрезы. Ножи горизонтальной фрезы находятся в заглубленном состоянии в течение полного оборота. В течение одного полуоборота происходит резание по лобовой поверхности, а в течение другого полуоборота происходит перемещение ножа в рыхлой почве.

Сила резания на лобовой поверхности

$$P_{\text{л}} = k_{\text{р}} s b + k's\delta. \quad (4.83)$$

Усилие на перемещение ножа в рыхлой среде

$$P_{\text{рых}} = (0,4...0,6)k_{\text{р}}sb + k's\delta. \quad (4.84)$$

Суммарная сила сопротивления

$$P = P_{\text{л}} + P_{\text{рых}} = 1,5 k_{\text{р}}a + k's\delta. \quad (4.85)$$

Мощность, необходимая на фрезерование одной горизонтальной фрезой,

$$N = P S R m \omega (2 + 2V_{\text{п}}^2/3V_0^3)/102. \quad (4.86)$$

Крутящий момент

$$M = Pl_0, \quad (4.87)$$

$$\text{где } l_0 = \frac{|R(\lambda + \cos\omega t)|}{\sqrt{\sqrt{1 + \lambda^2} - 2\lambda \cos\omega t}}.$$

Полная мощность, необходимая для работы фрезы,

$$N_{\text{р}} = \omega (M_1 + M_2 + \dots M_i), \quad (4.88)$$

где M_i – моменты при углах поворота $\omega t_i = 2\pi (i - 1)/m$, $i = 1, \dots, n$.

При работе вертикальной фрезы усилия ножей в горизонтальной плоскости уравниваются. Поэтому, определяя тяговое сопротивление машины, можно учитывать только усилие, затрачиваемое на перекатывание агрегата.

1.6. Расчёт КТП зубовых борон

Зубовые бороны – наиболее распространенное средство рыхления поверхностного слоя почвы.

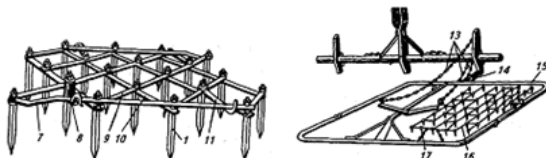


Рис.5.1. Бороны зубовые: а - зубовая борона БЗТС-1; 7, 9, 10 - планки; 8 - крюк; 11- прицепное устройство; в - сетчатая борона БСО-4: 12- рамка звена; 13, 17-цепи; 14-тяги; 15-рамка бороны; 16- сетчатое полотно; 17 - цепи

Рабочим органом зубовых борон является зуб, (рис.5.1, а). По конструкции зубья бывают прямые 1, 2, 3, 5, лапчатые 4 и изогнутые 6 с пружинящей стойкой.

Различают зубья с квадратным 1, круглым 2, прямоугольным 3 и 5 сечениями. Конец зуба с квадратным сечением имеет косой срез, влияющий на зарывание зуба. Для разрезания дернины прямоугольный ножевидный зуб имеет режущую кромку. Пружинящая стойка зуба во время работы самоочищается от растительных остатков.

Зубовыми боронами обрабатывают почву на глубину 3...10 см. Диаметр комков после обработки должен быть не более 5 см, глубина борозд - 3...4 см. Количество поврежденных растений при обработке озимых посевов не должно превышать 3%. Луговыми боронами прочесывают травостой, разрезают дернину, измельчают и растаскивают комки и кротовины.

Различают бороны с жесткой и шарнирной рамой, составленной из отдельных, соединенных между собой звеньев. Шарнирной рамой оснащены сетчатые и луговые бороны. Они хорошо приспособляются к микрорельефу поля и обеспечивают равномерное заглабление всех зубьев.

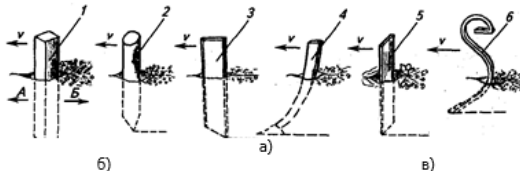


Рис.5.1. Бороны зубовые: а - зубья борон: 1 –зуб квадратного сечения; 2-зуб круглого сечения; 3 - ножевидный зуб; 4-лапчатый зуб; 5 – зуб прямоугольного сечения; 6 -зуб с пружинящей стойкой

Зубовая борона с жесткой рамой составлена из прямоугольных 9 (рис. 5.1, б) планок, на пересечении которых закреплены зубья в шахматном порядке так, чтобы каждый зуб прочерчивал на по-

ле свою борозду на расстоянии 20...50 мм. Расстояние между бороздками зависит от типа бороны.

Чтобы борона не забивалась растительными остатками, соседние зубья в одном ряду закрепляют на расстоянии не менее 15 см. Квадратные зубья располагают ребрами по направлению движения, прямоугольные - узкой или широкой гранью.

В зависимости от давления на один зуб, которое определяют делением силы тяжести звена на число зубьев, различают бороны тяжелые, средние и легкие. Давление на один зуб тяжелой бороны составляет 20...30 Н, средней - 10...20 Н, легкой - 5...10 Н. Тяжелые и средние бороны снабжены квадратным зубом, а легкие — круглым.

Расчёт зубовой бороны.

Практикой установлена длина зуба

$$L = (2 \div 2,5)h, \quad (5.1)$$

где h - глубина боронования.

При расстановке зубьев на раме бороны необходимо учитывать следующие требования:

- 1) каждый зуб должен проводить самостоятельную бороздку;
- 2) бороздки по всей ширине захвата должны находиться на равных расстояниях одна от другой;
- 3) сила тяги для обеспечения устойчивости хода бороны должна проходить через след центра тяжести и быть направлена под углом 18...20° к горизонту.

Во всех схемах борон зубья на раме располагают по прямым, наклонным к линии тяги (рис.5.2).

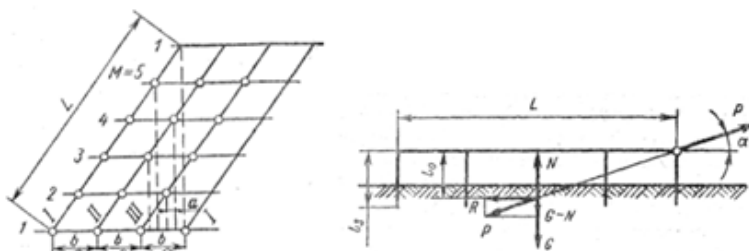


Рис.5.2. Зубовое поле бороны и силы, действующие на борону

Обозначим через t_1 шаг междууделья, L - полную длину наклонной линии, K - число линий (ходов); M - число зубьев по длине L .

$$b = Ma; \quad t_1 = (M-1)Ka. \quad (5.2)$$

Формул (5.1), (5.2) достаточно для построения зубового поля.

Для легких посевных борон ширину междурядья a принимают равной 30, для средних (по массе) - 40...50 и для тяжелых - 50...80 мм. Расстояние b принимают равным для легких борон приблизительно 150 мм, средних - 200...250 мм, тяжелых - 250...400 мм.

Число поперечных планок M не должно совпадать или быть кратным числу ходов K . Несоблюдение этого условия приведет к тому, что одну и ту же бороздку будут проводить два и более зуба.

Ширина захвата одной секции

$$B = a n \quad (5.3)$$

Отношение длины бороны H к ее ширине B обычно равно 1:3.

Тяговое сопротивление бороны зависит от числа зубьев:

$$P = nk, \quad (5.4)$$

где k - сопротивление одного зуба, в среднем, по опытным данным, $k=9,8...14,7$ Н (1...1,5 кгс) для легких, $k=21,56...24,50$ Н (2...2,5 кгс) для средних и $k = 39,2...49,0$ Н (4...5 кгс) для тяжелых борон.

При проектировании новой бороны вес

$$G - N = P \sin \alpha,$$

где α - угол между направлением силы тяги и горизонтальной плоскостью; N - выталкивающая сила, зависящая от затупления и скошенности концов зуба.

1.7. Расчёты дисковых орудий

Рабочим органом у этих орудий является стальной заостренный сферический диск (см. п.1.2.3).

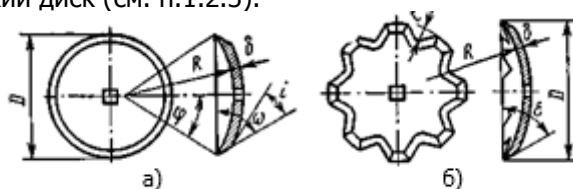


Рис. 3.18. Сферические диски: а - сплошные; б - вырезные

К основным параметрам сферических дисков относятся: диаметр D , радиус кривизны R , угол атаки α , центральный угол 2φ дуги окружности, образуемой сечением диска плоскостью, проходящей через его диаметр; угол резания ω ; угол заострения i лезвия диска, толщина диска δ . При сцеплении с почвой диск вращается, режущая кромка подрезает пласт, он поднимается на вогнутую поверхность, крошится и отодвигается в сторону.

Выпускается несколько типов машин со сферическими дисками. Отличие заключается в размерах, расстановке и ориентации дисков. Различают дисковые бороны, луцильники, дискаторы, дискаты, дисковеры.

У дисковых борон диски располагают группами на одной оси; они образуют батареи дисков, устанавливаемые афронтально (рис.5.3). Батареи располагают в два ряда под углом α симметрично; передние батареи работают вразвал, задние - всвал. Следы дисков заднего ряда смещены относительно следов передних.

По интенсивности действия различают бороны лёгкие с гладкой кромкой диска и тяжёлые с вырезными дисками. Лёгкие обрабатывают почву на глубину 10 см, тяжёлые - на глубину до 20 см.

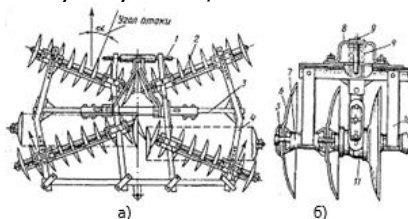


Рис.5.3. Дисковая борона БДН-3: а – общий вид бороны; б – часть батареи бороны; 1 – навеска; 2 – батарея; 3 – рама; 4 – боковой брус; 5 – ось; 6 – диск диаметром 450...510 мм 7 – шпилька; 8 – кронштейн; 9 – штырь; 10 – чистик; 11 – подшипник

Навесная дисковая борона БДН-3 (см. рис.5.3) Состоит из четырех батарей с изменяемым числом дисков имеет симметричное расположение двухследных батарей. Рабочими органами служат сферические диски диаметром 450...510 мм. Глубина обработки регулируется изменением угла установки батарей в пределах $12...20^\circ$ и балластным грузом. Ширина захвата бороны 3 или 2 м. Дополнительный диск рыхлит необработанную полоску, образовавшуюся между крайними внутренними дисками передних батарей.

Перемещая по брусу 4 кронштейны 8 и фиксируя их штырями 9, можно установить углы атаки дисков $12, 15, 18$ и 21° . Борону агрегируют с трактором МТЗ-80.

Дисковые луцильники предназначены для пожнивного лущения после уборки зерновых и предпосевной обработки почвы на глубину до 10 см.

Рабочими органами луцильников служат сферические диски диаметром 450 мм, собранные в батареи и шарнирно закрепленные к основной раме. Каждая батарея может устанавливаться к направлению движения через каждые 5° в пределах $15...35^\circ$. При лущении угол атаки должен быть $30...35^\circ$. При угле установки $15...25^\circ$ луцильник работает как односледовая дисковая борона.

Глубину хода батарей регулируют балластным грузом или нажимными пружинами.

Дисковые лущильники изготавливают преимущественно прицепной конструкции, однорядные - с симметричным расположением батарей (рис.5.6).

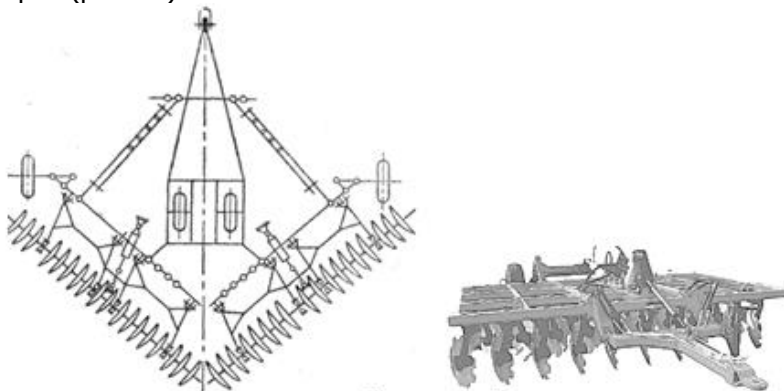


Рис.5.6. Дисковые орудия. а - прицепной лущильник; б – дискатор БДМ-4х4ПМ

Дискаторы. По определению изготовителей дискатор – запатентованное название почвообрабатывающего орудия для поверхностной обработки дискованием всех типов почв. Отличительным признаком дискатора является наличие отдельной стойки для каждого диска, что позволяет устанавливать диски не только с углом атаки α , но и наклонно к поверхности поля, т.е. диск дискатора относится к РРО класса Ж с углом афронтальности оси α и углом наклона β (рис. 5.6. б). Угол атаки у дискаторов регулируется в пределах $0...40^\circ$. Диск при этом приобретает свойства лемеха и отвала, оборачивая и кроша пласт.

1.7.1. Выбор параметров дисковых рабочих органов.

Геометрические параметры сферических дисков. Характер деформации и перемещений почвы под воздействием сферических дисков зависит от размера и кривизны дисков, угла их установки в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Основными геометрическими параметрами сферических дисков (рис.1.18), характеризующими действие дисков на почву, являются диаметр диска D ; радиус кривизны R ; угол атаки α (угол установки диска к направлению движения агрегата); угол наклона β ; центральный угол 2φ дуги окружности в сечении диска экваториальной плоскостью; задний угол ε ; угол резания ω ; угол i заострения режущей кромки диска.

Выбор значений перечисленных параметров не может быть произвольным, так как они связаны между собой зависимостями

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

(1.65) и (1.66) и для них по каждой группе дисковых рабочих органов существуют выработанные практикой пределы.

Диаметр диска D выбирают из условия устойчивого выполнения технологического процесса:

$$D = k \alpha, \quad (5.5)$$

где k – коэффициент, зависящий от вида технологического процесса; выбирается из табл.5.3.

Таблица 5.3

Коэффициент k и углы α , φ и ε_a в различных типах дисковых орудий

Орудия	$k = D/a$	Угол α , град	Угол φ , град	Угол ε , град
Дисковые плуги	3...4	40...45	31...37	5...10
Лущильники:				
несимметричные	4...6	30...45	32...37	3...5
симметричные	6...8	35	26...32	3...5
Бороны:				
полевые и садовые	4...6	15...20	22...26	<0
болотные (тяжелые)	3...6	10...20	22...26	>0

В экваториальном сечении вертикального диска соотношение между углами соответствует теоретическим:

$$\alpha - \varepsilon = \varphi + i = \omega. \quad (5.6)$$

Но диск работает только нижней частью. В горизонтальном сечении на расстоянии a от дна борозды $z=a$, где и происходит резание, углы искажаются (задний угол ε_a , угол резания ω'_a), но соотношение сохраняется:

$$\alpha - \varepsilon_a = \omega_a. \quad (5.7)$$

Задний угол ε_a не должен быть отрицательным, его рекомендуемые значения ε_a приведены в табл.5.3.

Принимая нужное значение коэффициента $k = D/a$, из уравнения гиперболы (сечение конуса плоскостями, параллельными его оси) находим экваториальный угол резания (по данным Г. Н. Синеокова):

$$\omega = \arctg(k \operatorname{tg} \omega_a) / (2\sqrt{K-1}). \quad (5.8)$$

Наклон дисков (см. рис.5.8) на угол β учитывается приближённо:

$$\omega = \arctg(k \operatorname{tg} \omega_a \cos \beta) / (2\sqrt{K-1}). \quad (5.9)$$

По выбранному углу заострения i определяем экваториальный угол φ :

$$\varphi = \omega - i. \quad (5.10)$$

Радиус кривизны диска находим из формулы (1.65):

$$R = D / 2 \sin \varphi. \quad (5.11)$$

Радиус кривизны дисков борон выбирают из соотношения

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

$$R = \frac{D}{k} \sqrt{\frac{k-1}{\sin^2 \alpha}} + (0,5k - 1)^2. \quad (5.12)$$

Расчетные размеры дисков округляют до ближайших значений, установленных стандартом.

Толщину сферических дисков определяют из эмпирической зависимости $\delta = 0,008 D$ (мм); для особо тяжелых условий работы – из зависимости $\delta = 0,008 D + 1$ (мм).

Лезвие затачивают со стороны выпуклой поверхности диска, со стороны вогнутой поверхности – только у дисков, устанавливаемых на тяжелых боронах. Угол заточки $\gamma = 10 \dots 20^\circ$.

Параметры вырезов вырезных дисков (см. рис.1.18, б) по кромке лезвия равны: $E = 3B/2$, высота выреза $C = D/8$, число вырезов 8, форма округлая.

Оптимальные параметры и углы установки дисков зависят от типа машины (табл.5.4).

Таблица 5.4

Параметры и углы установки дисков различных дисковых орудий

Наименование орудия	Глубина обработки, см	Диаметр дисков, мм	Угол α	Угол β	Расстояние между дисками	Высота гребешков, см
Дисковые плуги			40...45°	15...25°		≤0,4а
Дискаторы	18	510–610	0...30°	15...20°	100	≤0,4а
Луцильники	15	510–610 450	35–45° 10–35°	0 0		≤0,5а
Бороны полевые	6–10	450–500	10–22	0	165...180	
Бороны садовые	до 14	560	15...25	0		
Болотные бороны	до 25	560...660	10...20	0	230...280	

Расстановка дисков. Дисковые плуги имеют наклонную ось вращения дисков, поэтому профиль дна борозды несколько отличается от профиля дна после прохода луцильника (рис.5.9). Особенностью бороздообразования дисков является наличие гребешка между соседними бороздками дисков высотой c (см. рис.5.9), которая зависит от взаимного расположения соседних дисков: расстояния b между соседними дисками и расстояния между осями их вращения e [1].

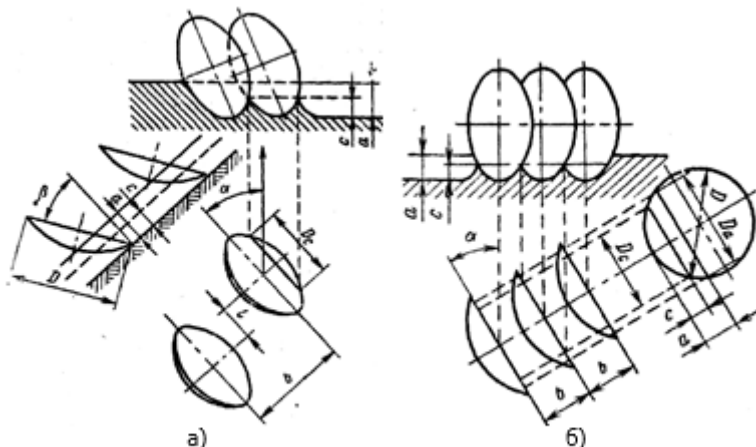


Рис.5.9. Установка дисков и профиль дна борозды:
а - дискового плуга; б - дисковой бороны

Геометрическое соотношение между ними получается из проекций на ось x (рис.5.9, а) в виде

$$D_c \sin \alpha = b \cos \alpha - e \sin \alpha, \quad (5.13)$$

где D_c - длина хорды диска на уровне гребешков.

Хорда D_c делит радиус диска на отрезки C и $(R - C)$, по закону прямоугольного треугольника

$$(D_c/2)^2 = R^2 - (R - C)^2. \quad (5.14)$$

Для наклонного диска $c = C \cos \beta$. Из (5.13) с учётом (5.14) значение b в зависимости от высоты получаемых гребешков s запишется:

$$b = \left[2 \sqrt{\frac{c}{\cos \beta} \left(D - \frac{c}{\cos \beta} \right)} + e \right] \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.15)$$

Расстояние b между дисками по горизонтальной оси является важным параметром расстановки дисков, определяющим и высоту гребешков, и устойчивость к забиванию растительными остатками.

При значениях $e=0$ и $\beta=0$ формула (5.15) для расстояния между дисками упрощается:

$$b = 2 \operatorname{tg} \alpha \sqrt{C(D - C)}. \quad (5.16)$$

Несоблюдение соотношений (5.15) и (5.16) при выборе s отрицательно сказывается на работе дисков (у лущильников остается неподрезанной часть сорняков и стерни), а при работе дисковых плугов возникают неоднородные условия для развития кор-

невой системы растений.

Высоту гребешков для вертикальных дисков борон и луцильников получим из уравнения (5.15), приняв $c=0$:

$$c = \frac{D}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{D^2 - b^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha}. \quad (5.17)$$

Отсюда следует: чем больше угол атаки, тем меньше высота гребня. Оптимальное значение высоты гребня при пахоте должно быть $c < 0,4a$, при лущении $c < 0,5a$.

Важным параметром у батарей борон (см. рис.5.3) является расстояние b между дисками на валу. Во избежание заклинивания пласта, отдельных глыб, комков почвы между дисками размер b (см. рис.5.9, б) принимают больше глубины хода дисков, т.е. $b > 1,5a$.

1.7.2. Силы, действующие на дисковые рабочие органы

Во время работы сферического диска на вогнутую поверхность диска, лезвие, поверхность фаски заточки действует давление почвы и, кроме того, возникают силы трения.

Действие почвы на диск приводит к продольной R_x , поперечной R_y и вертикальной R_z составляющим реакции почвы. Данные о значении величин R_x , R_y и R_z используют при энергетических расчетах дисковых агрегатов, определении устойчивости хода при заданном режиме работы машины.

В расчетах на прочность все силы, действующие на диск, целесообразно свести к двум силам: R' и R'' (рис.5.10, а).

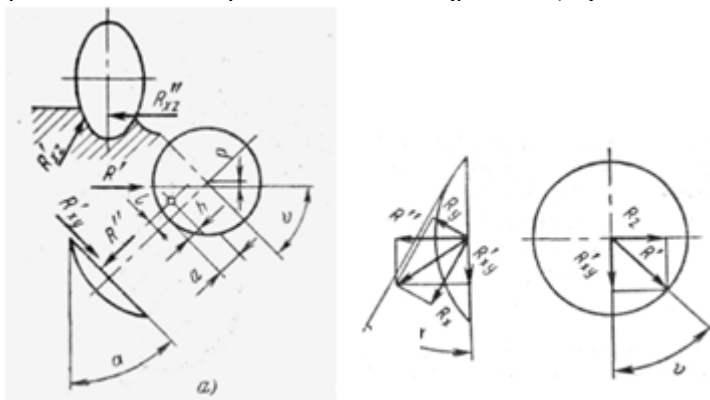


Рис.5.10. Силы, действующие на диск

Сила R' лежит в вертикальной плоскости, которая служит основанием сферического сегмента и наклонена к горизонтали под углом ν , а линия ее действия проходит на расстоянии ρ от оси

вращения диска.

Сила R'' перпендикулярна плоскости вращения диска, и линия ее действия расположена параллельно оси вращения на расстоянии $h = a/2$ от дна борозды, на расстоянии l по горизонтали впереди вертикальной плоскости, проведенной через ось вращения диска (из-за сравнительно малых размеров r и l без большой погрешности значения можно приравнять нулю).

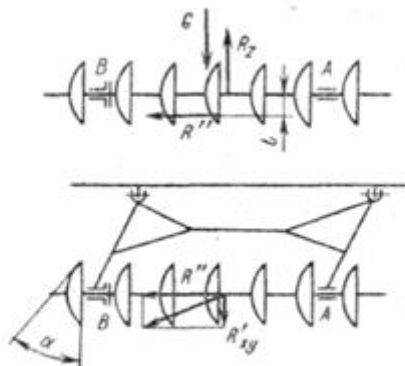


Рис.5.11. Силы, действующие на батарею дисков

Чтобы определить нагрузку на подшипники А и В дисковой секции лущильника (рис.5.11) и вес секции, необходимый для обеспечения заглубляемости дисков, следует исходить из условия равенства моментов сил G и R' , действующих в вертикальной плоскости:

$$Gl_1 = R' \sin \nu l_2, \quad (5.18)$$

где ν - угол между направлением действия силы R' и горизонтальной плоскостью; l_1 и l_2 - соответственно плечо силы G и расстояние от центра оси подвеса секции до центра оси вращения диска.

$$G = R' \sin \nu l_2 / l_1.$$

Решив последнее уравнение, получим вес секции G .

В осевом направлении на подшипник B действует сила R'' , в горизонтальной плоскости на подшипники A и B действует радиальная сила

$$R'_{xy} / 2 = (1/2)R' \cos \nu. \quad (5.19)$$

При разработке конструкции лущильника следует обращать особое внимание на надежную жесткость рамок секций, так как момент, возникающий от действия силы R'' , равный

$$R''l = R''(D - a)/2, \quad (5.20)$$

стремится скрутить раму по часовой стрелке, в результате работа секции становится неудовлетворительной.

Если заданы силы R_x , R'' и R' , то для нахождения составляющих сопротивления диска R_y и R_z используют следующие зависимости:

$$\begin{aligned} R_x &= R'' \sin \alpha + R' \cos v \cos \alpha; \\ R_y &= R'' \cos \alpha + R' \cos v \sin \alpha; \\ R_z &= R \sin v. \end{aligned} \quad (5.21)$$

Если известными силами являются составляющие R_x , R_y , R_z сопротивления диска и необходимо установить значения R' и R'' , то согласно расчетной схеме имеем:

$$\begin{aligned} R'_{xy} &= R_x \cos \alpha - R_y \sin \alpha; & R' &= \sqrt{R_z^2 + R_{xy}^2}; \\ R'' &= \sqrt{R_z^2 + R_y^2 + R_{xy}^2}; & v &= \arctg [R_z / (R_x \cos \alpha - R_y \sin \alpha)] \end{aligned} \quad (5.22)$$

1.7.3. Условия равновесия дисковых орудий

На рис.5.12 представлена схема сил, действующих на симметричный дисковый луцильник. При одинаковом нагружении равнодействующие левой R_l и правой R_r секций луцильника равны по величине и направлены под углом δ к оси вращения дисков. Точка их пересечения лежит на продольной оси луцильника.

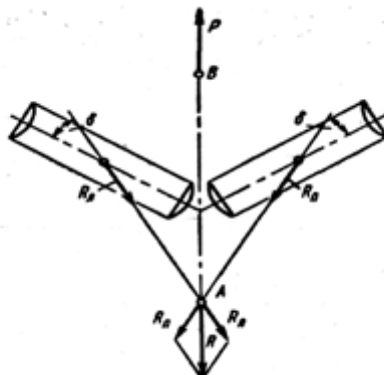


Рис.5.12. Силы, действующие на симметричный луцильник

Поперечные составляющие сил R_l и R_r взаимно уравновешиваются, продольные - равны силе тяги P . Луцильник будет двигаться устойчиво, прямолинейно. Равновесие дискового плуга и дискового луцильника с несимметричным односледным расположением дисков определяется методом, изложенным для лемеш-

ных плугов (см. п.2.7).

В зависимости от влажности, твердости и механического состава почвы при угле атаки $\alpha=35^\circ$ удельное тяговое сопротивление дисковых луцильников равно 1177,2...1471,5 Н/м при лущении на глубину 4...5 см и 1471,5...2452,5 Н/м при пахоте на глубину 6-10 см.

Дисковые луцильники могут работать при угле атаки 30...35° со скоростью до 8...12 км/ч.

ЧАСТЬ 2. ПОСЕВНЫЕ И ПОСАДОЧНЫЕ МАШИНЫ

Посевными машинами называются машины, осуществляющие высев семян растений.

Всякая сеялка состоит из рамы, семенного бункера, бункера для туков, семявысевающих аппаратов, опорных колёс, привода высевающих аппаратов от опорных колёс, механизма регулировки скорости вращения, семяпроводов, сошников для образования борозды на заданную глубину, устройства засыпания борозд, вентилятора и трубопроводов (в пневматических сеялках) [5].

2.1. Расчёт КТП зерновых сеялок

Сеялки зерновые имеют наиболее широкую сферу применения для посева рядковым способом. Применяют зерновые сеялки с механическим высевающим аппаратом и пневматические. Типовым представителем их с механическим катушечным высевающим аппаратом является зернотуковая сеялка СЗ-3,6 (рис.6.18).

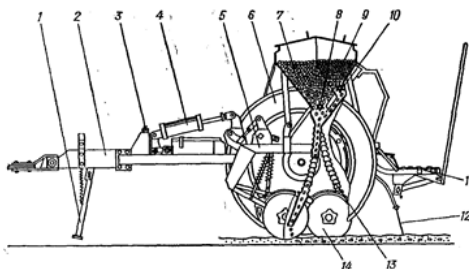


Рис.6.18. Зернотуковая сеялка: 1 – подставка; 2 – сница; 3 – регулятор глубины хода; 4 – гидроцилиндр; 5 – рама; 6 – опорно-приводное колесо; 7 – семенное отделение бункера; 8 – зерновысевающий аппарат; 9 – туковое отделение бункера; 10 – туковысевающий аппарат для гранулированных удобрений; 11 – подножная доска; 12 – загортач; 13 – семяпровод; 14 – дисковые сошники на грядильных подвесках

Механический высев имеет два неустранимых недостатка: неравномерность (порционность) высева из-за наличия желобков на катушках и повреждаемость семян механическим воздействием катушки на семена. Поэтому в последнее время для высева зерновых используют пневматический высев, в значительной степени свободный от этих недостатков.

Особенно распространены пневматические зерновые сеялки за рубежом. Обычно они имеют централизованную высевающую систему с общим дозированием. Классическим примером такой сеялки является сеялка Accord фирмы Kverneland шириной захвата до 6 м с пневматической ЦВС (рис.6.19).

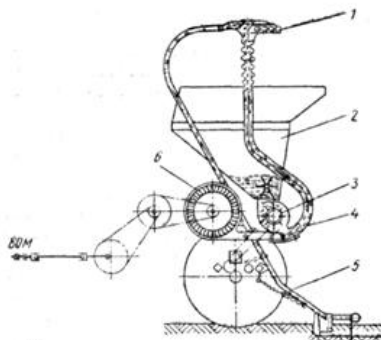


Рис.6.19. Схема сеялки Accord: 1 - распределительная головка; 2 - семенной бункер; 3 - катушечный дозатор; 4 - центральный пневмосемяпровод; 5 - индивидуальный семяпровод сошника; 6- вентилятор

2.1.1. Последовательность расчёта конструктивно-технологических параметров зерновой сеялки

Исходные данные для расчёта:

1. посевная культура, параметры семян, особенности посевного материала;
2. способ посева, междурядье, нормы высева агротехнические требования;
3. почвенно-климатические условия, тип почвы, сроки сева;
4. степень комбинации посева с внесением удобрений, подготовкой почвы;
5. условия сева, поверхность поля, агрофон.

Последовательность разработки:

1. Обоснование компоновочной схемы, способа агрегатирования, ширины захвата.
2. Выбор типа сошников и набора рабочих органов для заделки.
3. Выбор типа высевających аппаратов и распределительных устройств.
4. Расчёт семенных ящиков.
5. Расчёт высевających аппаратов: катушечных, дисковых, пневматических.
6. Выбор туковысевающего аппарата и его расчёт.
7. Расчёт параметров сошника.
8. Расчёт привода высевających аппаратов.
9. Расчёт шарнирно-рычажных механизмов управления сошниками.
10. Выбор параметров заделывающих приспособлений: загор-таци, диски, выравниватели, отвальчики и др.

11. Конструирование и расчёт рамы.
12. Силовой расчёт.
13. Энергетический расчёт и выбор трактора.
14. Расчёт принципиальной схема агрегата (параметров прицепного и навесного механизмов, высоты подъёма в транспортное положение).

2.1.2. Компоновочные решения конструкции сеялок.

При принятии компоновочной схемы вначале следует решить, будет ли сеялка моноблочной, раздельно-агрегатной или секционной [2].

Моноблочная имеет единую раму с общим семенным ящиком, индивидуальными высевальными и заделывающими аппаратами. На раме смонтированы все рабочие органы. Эта группа сеялок снабжена одним или двумя бункерами 1 (рис.6.26, а), из которых семена поступают сразу в несколько высевальных аппаратов 2, из них - в семяпроводы 3 и далее - в сошники 4.

Раздельно-агрегатная состоит из высевальных модулей, соединенных в единый агрегат, которые распределяют семена через распределителей по сошникам. Такие сеялки включают в себя бункер 5 (рис.6.26, б) большой вместимости, смонтированный на тракторе или специальной тележке-блоке, и посевной блок. Из бункера семена самотеком поступают в дозатор 6, из него - в центральный трубопровод 7. Далее семена транспортирует воздушный поток, нагнетаемый вентилятором. В корпусе распределителя 8 семена делятся на несколько потоков и подаются в сошники 10, укладывающими семена в борозду.

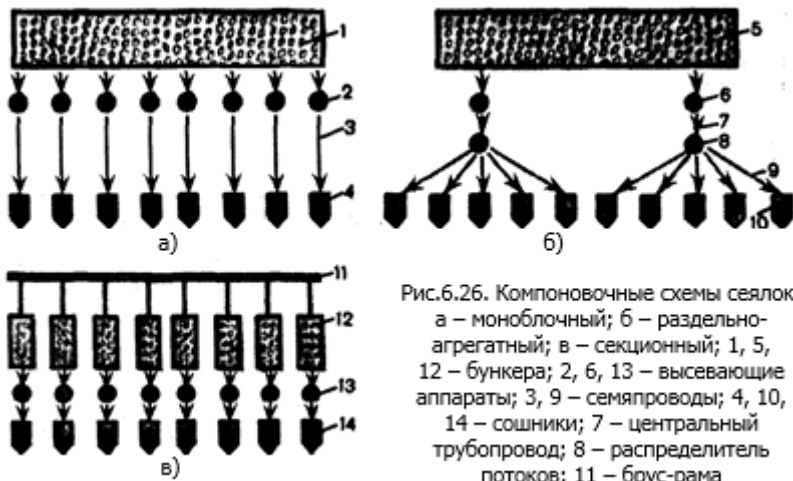


Рис.6.26. Компоновочные схемы сеялок: а – моноблочный; б – раздельно-агрегатный; в – секционный; 1, 5, 12 – бункера; 2, 6, 13 – высевальные аппараты; 3, 9 – семяпроводы; 4, 10, 14 – сошники; 7 – центральный трубопровод; 8 – распределитель потоков; 11 – брус-рама

Секционные сеялки состоят из отдельных посевных секций, присоединенных к раме 11 (рис.2.26, в). Каждая секция снабжена бункером 12, высевающим аппаратом 13, механизмом привода, сошником 14, опорными колесами, каточками и загортачами. Раздвигая секции по раме, можно изменять ширину междурядий. Такая компоновка характерна для специальных сеялок, используется для широкорядного и пунктирного посевов и в зерновых сеялках не применяется.

Далее следует определить вид агрегатирования: навесная, полунавесная, прицепная. Последние тяжелее, но равномерность заделки семян по глубине и устойчивость хода выше, чем у навесных сеялок. Но навесные более мобильны в использовании.

Зерновые сеялки обычно прицепные, что позволяет составлять посевной агрегат из одной-шести сеялок.

2. Ширина захвата В и рабочая скорость V. Определяют основной эксплуатационно-экономический показатель - производительность сеялок:

$$W = 0,1 KBV,$$

где К – безразмерный коэффициент использования времени смены, $K=0,45...0,75$.

Уровень влияния величин В и V зависит от площади полей. Ширина захвата В сеялок обуславливается тяговыми возможностями тракторов для прицепных сеялок и продольной устойчивостью их для навесных, а также условиями копирования рельефа рабочими органами. Для зерновых сеялок к тракторам класса 0,6...2 В = 1,5...6 м, к трактору класса 5 - до 18 м. Ширина захвата зерновых сеялок имеет тенденцию к увеличению от 3,6 до 6 м, так как это дает прирост производительности в 1,5 раза.

Ширина захвата пропашных сеялок определяется числом обрабатываемых междурядий и варьируется от 2,1 до 8,4 м.

Оптимальная скорость посева зерновыми сеялками составляет 8...10, пропашными - 6...7 км/ч. Увеличение скорости сопровождается ухудшением качества посева, ростом тягового сопротивления (1,5 % на 1 км/ч прироста скорости) и ухудшением условий труда механизаторов.

3. Компоновочная схема. В соответствии с технологическим назначением сеялки должны иметь ящики (бункеры) для размещения посевного материала, высевающие аппараты для дозирования, семяпроводы, сошники для образования борозд и заделки семян в почву, загортачи для выравнивания борозд, образованных сошниками, или катки для уплотнения почвы над семенами.

Ящики (бункеры), рабочие органы, механизмы передач и за-

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

глубления сошников обычно размещают на несущей системе, включающей раму и ходовые колеса.

Необходимо принять решение: будет ли сеялка универсальной, специальной или комбинированной (совмещающей высев туков и семян).

Привод вентилятора осуществляется от вала отбора мощности трактора через карданный вал и цепную передачу.

Расстановка сошников сеялки проводится обычно в два ряда. Расстояние между сошниками рядковых сеялок в ряду равно удвоенному междурядью посева.

В зерновых сеялках для нормальных междурядий (15 см) каждому междурядью назначается свой сошник. Для узкорядного сева возможно применять один сошник на два ряда, разделяя поток семян на два воронкой с разделителем.

Ширина захвата выбирается из условий достаточного копирования поперечного рельефа поля. Обычно не более 4 м. Но для плохо выровненных полей уменьшают до 2,1 м. Зерновые сеялки базовые имеют $B = 3,6$ м. Энергетический фактор при выборе ширины захвата не учитывается, так как тяговое сопротивление сеялок мало.

Увеличение объема бункера в 2 раза дает прирост производительности только на больших полях около 5%, а централизация бункера прирост производительности около 10%.

Пневмотранспортирование семян даёт новые возможности компоновки агрегата в целом. Так, тяжёлый бункер можно устанавливать на тракторе фронтально или на передней навеске, придавая повышенную устойчивость агрегату (рис.6.28).

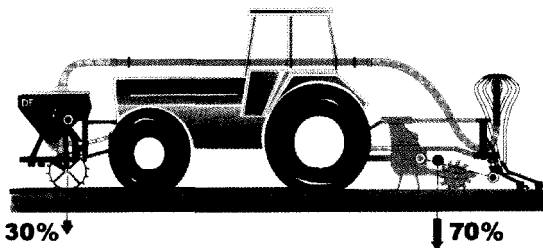


Рис.6.28.Компоновка сеялки с фронтальным размещением бункера

Семена подаются из бункера в вертикальный распределитель по горизонтальному пневмопроводу, проложенному по трактору.

Уменьшение веса машины на задней навеске открывает возможности создания навесных сеялок, более лёгких и манёвренных

ных, чем прицепные.

Принятые компоновочные решения являются основой для построения функциональной схемы.

4. Тип сошника и набор рабочих органов для заделки.

Необходимо принять решение, какой типа сошников для проектной ситуации принять: наральниковые(анкерные), дисковые и трубчатые.

Наральниковые сошники предназначены для работы на выровненных, хорошо обработанных почвах. Анкерные применяются для высева трав на задернелых фонах лугов, в стерневых селках и для посева в колеи трактора. Беспяточный сошник (см. рис.6.11, а) применяют на плотных почвах. Пяточный сошник (см. рис.6.11, б) с широкой опорной плоскостью хорошо работает на мягких почвах.

По опытным данным, для сошников с острым углом вхождения в почву расстояние a_c между сошниками в ряду следует принимать не менее 20 см.

Килевидный сошник (см. рис.6.11, г) применяют для посева трав, семян льна и других культур на глубину от 1 до 6 см. Килевидные сошники работают аналогично анкерным, но более устойчиво и образуют более глубокую бороздку.

Полозовидный сошник (см. рис.6.11, д) применяют на кукурузных, хлопковых, овощных и других сеялках. Характерной особенностью его является удлиненный полозовидный нож, переходящий сзади в параллельно расположенные щеки. Нож образует бороздку, а щеки придерживают стенки бороздки от осыпания во время падения семян на ее дно. Сошник обеспечивает заделку семян на глубину до 12 см и хорошо работает на различных почвах.

Односторонний сошник применяют в качестве сошников только на травяных сеялках.

Двухдисковые сошники хорошо работают на различных почвах, производят более равномерный высеv семян по ширине и глубине, менее подвержены залипанию и забиванию и поэтому получили преимущественное применение на зерновых, зернотравяных и овощных сеялках.

Модификацией двухдискового сошника является сошник для узкорядного посева (ширина междурядья 7,5...8 см). Его диски устанавливают под углом $18...23^\circ$, точка схода дисков располагается примерно на уровне горизонтального диаметра диска. В этом случае каждый диск проводит свою бороздку, и между ними образуется гребень. Между дисками устанавливается воронка, которая

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

разделяет поток семян на две части и направляет их в бороздки.

Двухдисковые сошники раздвигают почву в стороны с небольшим перемещением ее частиц вверх и уплотняют стенки и дно бороздки, но несколько меньше, чем килевидные сошники. Для двухдисковых сошников рекомендуется принимать расстояние a_c равным 25...26 см. Ширина бороздки b определяется по формуле (6.1), см. с.267.

При известных значениях угла ψ и радиуса диска R легко установить оптимальные значения ширины бороздки b при максимальной глубине хода дисков. Причем, чем больше угол α , тем больше b , и при значении $\alpha=45...50^\circ$ ширина бороздки становится настолько значительной, что диски начинают работать раздельно, проводя две самостоятельные бороздки, между которыми образуется гребень. В этом случае получаем двухдисковый сошник для ускоренного посева.

Трубчатые сошники применяются для посева по стерне с одновременной культивацией и на почвах, подверженных ветровой эрозии.

Полосовидные сошники эффективны в овощных и кукурузных сеялках.

В свекловичных сеялках применяют килевидные сошники с углом $\alpha > 90^\circ$ с и уменьшенной толщиной носка. Узкая клиновидная борозда, образуемая этим носком, предотвращает раскатывание семян вдоль рядка и обеспечивает заданный интервал между ними.

Ширина сошника зависит от размеров и свойств семян (должен быть обеспечен свободный проход семян из семяпровода в бороздку), от нормы высева, глубины заделки семян и конструктивных возможностей. Так, у анкерных и килевидных сошников для семян трав, льна ширина рабочей части сошника 20 мм, для зерновых культур - 26 мм, у полосовидных сошников кукурузных сеялок - 30 мм, у комбинированных одноканальных сошников - 42 мм, у двухканальных - 53 мм.

Для уменьшения расстояния a_c между сошниками в соответствии с агротехническими требованиями их располагают по ходу сеялки в два ряда. Ширина сошника зависит от размеров и свойств семян (должен быть обеспечен свободный проход семян из семяпровода в бороздку), от нормы высева, глубины заделки семян. Так, у анкерных и килевидных сошников для семян трав, льна и зерновых культур ширина рабочей части сошника может быть до 20...26 мм, у полосовидных сошников кукурузных и хлопковых сеялок - соответственно до 30 и 40 мм, у комбинированных

одноканальных сошников - 42 мм, у двухканальных - 53 мм.

5. Тип высевающего аппарата выбирают из числа имеющих типов: катушечный для зерна, штифтовый для туков, пневматический для зерна.

6. Выбор типа семяпровода. В пневматических сеялках транспорт семян к сошникам осуществляется прозрачными пластмассовыми трубопроводами диаметром 30 мм. Длина определяется по компоновочной схеме машины. При прокладке трубопроводов не допускается их резких перегибов. Прозрачные трубки удобны для визуального контроля движения семян. Допустимая скорость движения воздуха при пневмотранспортировании семян 16...27 м/с.

В сеялках с механическим высевом для транспортировки используются семяпроводы разных конструкций (см. рис.6.10), обеспечивающих движение семян под действием собственного веса. Поэтому угол отклонения семяпровода от вертикали не должен быть более 25° . По опытам А.Н. Семенова установлено, что основная масса семян (примерно 67...80%) при движении в семяпроводе практически находится в условиях свободного падения. Время t движения зерна в семяпроводе при свободном падении с высоты h

$$t = \sqrt{2h/g},$$

где g – ускорение свободного падения.

Влияние причин, препятствующих свободному падению (аэродинамические свойства зерна, удары о стенки семяпровода, трение и др.), учитывают некоторым коэффициентом μ , т.е. время движения зерна в семяпроводе

$$t_{д} = \mu t .$$

Для семяпроводов зерновых сеялок $\mu=1,05...1,15$ и для пропашных сеялок $\mu=1,3...1,45$.

С увеличением высоты падения семян возрастает их рассеивание и неравномерность интервалов между семенами в рядке, поэтому при проектировании сеялок всегда следует стремиться к приближению точки выброса семян к дну борозды.

7. Расчёт семенных бункеров. Рабочий объем (m^3) бункеров определяют для культуры с большей нормой высева на гектар, но с малой натурой q_n (масса 1 л семян в килограммах) из условия, чтобы исключить заправку посреди поля [10]:

$$W = L_r B Q_n / 104 q_n \eta, \quad (6.5)$$

где L_r - длина гона, м; Q_n - наибольшая норма высева, кг/га; B - ширина захвата сеялки, м; η - коэффициент использования ёмкости, равный 0,85-0,90; q_n - натура.

Длина бункера

$$L_c = a(n_c + 1),$$

где a - ширина междурядья; n_c - число сошников.

Площадь поперечного сечения бункера

$$F_c = W/L_c.$$

Угол наклона боковых стенок α должен быть больше угла трения φ семян о поверхность ящика. В расчетах принимают $\alpha = 2\varphi$.

Ширина горловины B' и высота H бункеров зависят от выбранной формы поперечного сечения и удобства обслуживания. Обычно принимают $B' = 250 \dots 300$ мм.

Критический радиус отверстия, при котором может прекратиться истечение семян,

$$r_{кр} \leq 4\sqrt{ab},$$

где a и b - поперечные размеры зерна; \sqrt{ab} принимать для пшеницы 2,2 мм, ячменя - 2,4 и кукурузы - 3,2 мм. По экспериментальным данным, площадь отверстия, обеспечивающая бесперебойную подачу семян, $F_0 = 20$ см², а радиус $r_0 = 25,4$ см. Тогда ширина днища B''

$$B'' = 2 r_0 + 2 \Delta s,$$

где $\Delta s = 20$ мм - припуск для крепления высевальных аппаратов.

У посевных машин для пропашных культур семенные емкости изготавливают металлическими в форме цилиндрических банок. Число их равно числу высевальных аппаратов. Суммарный объем банок определяют по формуле (6.5). Объем одной банки

$$W_6 = W/n,$$

где n - число банок.

8. Выбор и проектирование вентилятора проводят после получения аэродинамической характеристики ЦВС. Она подлежит расчёту по всем правилам расчёта пневмотранспортных систем [9]. Расчёт трудоёмок и проверяется экспериментально. Характеристика вентилятора должна быть такой, чтобы на наиболее часто применяемом режиме работы ЦВС вентилятор работал с максимальным КПД.

2.1.3. Расчёт катушечного высевального аппарата

Катушечный высевальный аппарат со сдвигаемой катушкой. Для определения размеров находим требуемый рабочий объём V_a - объём семян, который высевает катушка за один оборот. Рабочий объём зависит от нормы посева Q_n (кг/га), ширины междурядья a (см) [10].

Фактический рабочий объём складывается из объёма $V_{ж}$ семян,

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

запавших в желобки, и объема V_a семян, выбрасываемых из активного слоя за один оборот катушки:

$$V_o = V_{ж} + V_a.$$

Выражая их через параметры катушки, получим:

$$V_{ж} = f_{ж} z L_k;$$

$$V_a = \pi(d + c_{пр}) c_{пр} L_k;$$

$$V_o = [f_{ж} z + \pi(d + c_{пр}) c_{пр}] L_k,$$

где $f_{ж}$ – площадь поперечного сечения желобка катушки; z – число желобков на катушке; L_k – длина катушки; $c_{пр}$ – приведенная толщина слоя, в котором семена движутся с постоянной скоростью.

Связь между толщинами c и $c_{пр}$:

$$c_{пр} = c / (m + 1).$$

По опытным данным, значение m для пшеницы и ячменя равно 2,6, для овса - 2,5, для льна - 1,7 и для проса - 1,4.

Из-за трудности определения $c_{пр}$ пользуются понятием приведенной площади сечения активного слоя F_a ; по опытным данным, $F_a \approx 0,7 F_{ж}$, где $F_{ж} = f_{ж} z$ – суммарная площадь поперечного сечения всех желобков катушки.

Суммарная площадь зерновой струи $F_o = F_a + F_{ж} = 1,7 F_{ж}$.

Длина катушки тогда определится соотношением

$$L = V_o / F_o \approx V_o / 1,7 F_{ж}.$$

Скорость вращения катушки определяется передаточным числом от высевного вала к колесу:

$$i = D \omega_k / (d \omega_c)$$

(здесь d – диаметр катушки; D – диаметр приводного колеса; ω_k – скорость катушки; ω_c – скорость сеялки).

Требуемый рабочий объем для нормы высева Q_n (кг/га), ширины междурядья a (см) зависит от скорости вращения катушки:

$$V_o = Q_n a \pi D / 1000 i \rho,$$

где ρ – объемная масса ($г/см^3$) семян.

Установлено, что оптимальный диаметр катушки

$$d_k = 50,5 - 51 \pm 0,3 \text{ мм.}$$

Приравнивая фактический объем требуемому, получаем основное соотношение катушечного аппарата:

$$Q_n a \pi D / 1000 i \rho = f_{ж} z L_k + \pi(d + c_{пр}) c_{пр} L_k, \quad (6.2)$$

это же соотношение через суммарную площадь струи:

$$Q_n a \pi D / 1000 i \rho = 1,7 f_{ж} z L_k. \quad (6.3)$$

По нему подбирается длина катушки L_k и передаточное число i механизма передачи.

$$L_k = Q_n a \pi D / 1000 i \rho 1,7 f_{ж} z. \quad (6.4)$$

Установлено, что оптимальный диаметр катушки

$d_k=50,5...51\pm 0,3$ мм. Число желобков для катушечных зерновых аппаратов у большинства конструкций принимают равным 12. Существуют две формы желобков. Первый представляет два круговых сегмента, второй вид со средней трапециевидной частью. Толщина перемычки между соседними желобками $\Delta b=1...1,5$ мм (размер технологический).

Длина катушки определится по соотношению (6.4). Так, при диаметре колеса прицепной сеялки $D=1,22$ м, передаточном отношении $i=0,4$, диаметре катушки 51 мм, площади желобка $f_{ж}=0.475\text{см}^2$, числе желобков $z=12$, норме высева пшеницы $Q_H=180$ кг/га и объёмном весе $\rho=0,8$ получаем:

$$L_k = Q_H \cdot \pi D / (1000 i \rho 1,7 f_{ж} z) = 180 \cdot 1583,14 \cdot 1,22 / (1000 \cdot 0,4 \cdot 0,8 \cdot 1,7 \cdot 0,475 \cdot 12) = 3,3 \text{ см.}$$

Рабочая длина катушки составит 33 мм. Число желобков для катушечных зерновых аппаратов у большинства конструкций принимают равным 12.

Штифтово-катушечный высеваящий аппарат с несдвигаемыми катушками применяют для высева гранулированных удобрений в комбинированных рядовых зерновых сеялках. Катушка специальной формы (рис.6.2) диаметром 60...63 мм имеет два ряда штифтов, расположенных по образующей катушки в шахматном порядке. Катушка помещается между щеками корпуса, прикрепленного к задней стенке зернотукового ящика. Длина катушки постоянна (34,5...35,5 мм).

Норма высева удобрений регулируется изменением передаточного числа между колесами сеялок и валиками высеваящих аппаратов. Каждый аппарат приспособлен для подачи гранулированных удобрений в два сошника, для чего посередине катушки установлен делитель, обеспечивающий разделение потока на две части. Аппараты снабжены устройством для опорожнения ящика и заслонкой, перекрывающей выходное отверстие.

2.1.4. Разработка и расчёт пневматической высеваящей системы.

Пневматические высеваящие аппараты по характеру работы разделяют на две группы: для рядового и разбросного посева и для точного однозернового или гнездового посева. Первые работают при избыточном давлении, вторые – с вакуумом.

В зерновых сеялках распространение получили высеваящие аппараты с избыточным давлением.

Дозирование потока осуществляется как и в механических аппаратах – катушечным, а транспортирование потока – пневмотранспортом. Для сокращения числа аппаратов применяют принцип централизованного высева, состоящий в том, что высев из единого бункера осуществляется одним высевальным аппаратом – дозатором, а затем поток семян распределяется по сошникам распределительной системой. Такая система называется централизованной высевальной системой (ЦВС) [4], представленная на рис.6.6

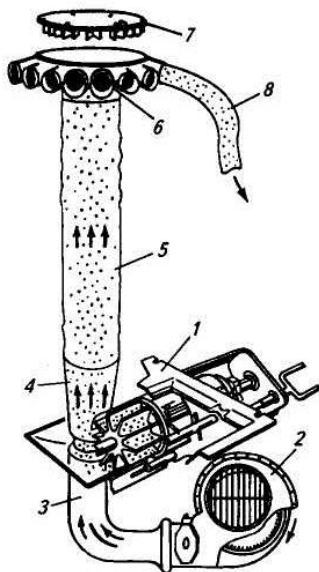


Рис.6.6. Технологическая схема высевального аппарата ЦВС: 1 - катушечный дозирующий аппарат; 2 - вентилятор; 3, 5 - воздуховоды; 4 - диффузор; 6 - распределительная головка; 7 - отражатель; 8 - семяпроводы

ЦВС состоит из дозатора 1, вентилятора с приводом 2, устройства ввода семян в пневмопоток (эжектор) 3-4 и распределительного устройства 6 распределительной головкой и семяпроводов.

Пневматические ЦВС с катушечными дозаторами имеют особенности. Такие дозаторы работают в паре с эжекторами (рис.6.5). Они имеют крупногабаритные желобчатые катушки с мелкими или глубокими желобками и в осевом направлении не смещаются. Например, у сеялки СЗПЦ-12 диаметр катушки 110

мм, рабочая длина 140 мм, число желобков 10. Норма высева регулируется с помощью цилиндрической задвижки, охватывающей катушку.

Под катушкой размещены эжекторное устройство, имеющее конфузор 2 с диффузором 1, через которые продувается воздух от нагнетающего вентилятора. Высеянные семена поступают в пространство между ними и захватываются воздухом, образуя семявоздушную смесь, которая транспортируется через распределительную систему и семяпроводы в сошники.

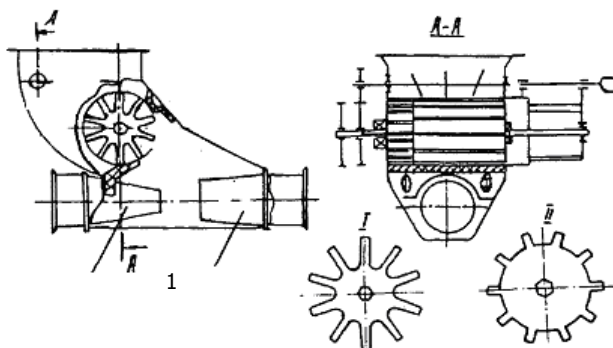


Рис.6.5. Схема высевающего аппарата зерновой пневматической сеялки с избыточным давлением

С целью уменьшения воздействия воздуха на процесс дозирования и облегчения ввода семян в пневмосистему сеялки используют способность эжекторных приемников снижать статическое давление воздуха в месте ввода семян в пневмопровод.

Производительность эжектора согласуют с производительностью дозатора путем подбора сечений диффузора и конфузора эжектора. По данным ВИМа, отношение проходного сечения конфузора к сечению пневмопровода должно составлять 0,20...0,25, если общее пневмосопротивление ЦВС не превышает 5 кПа.

Эжекторы устойчиво работают в нагнетательных установках с избыточным давлением до 5 кПа на сеялках с небольшой шириной захвата (до 6 м). С увеличением ширины захвата пневмосопротивление ЦВС возрастает, и эжекторные приемники работают менее устойчиво, наблюдается пульсирующая подача материала в пневмопровод. По данным В.М. Гусева, фактическое отклонение нормы высева от установленной при высеве семян пшеницы составляло 2,9%, овса - 6,8%, гороха - 15%.

При вращении катушки желобки переносят семена из бункера в эжектор большими порциями. В отличие от обычного катушечного высевающего аппарата, подача семян осуществляется без активного слоя, т. е. только за счет выноса их желобками. Производительность его можно определить по формуле

$$q = k_3 V_{\text{ж}} \gamma \omega_{\text{к}},$$

где q - производительность дозатора, кг/с; $V_{\text{ж}}$ - общий объем желобков катушки, м^3 ; ($\omega_{\text{к}}$ - частота вращения катушки, об/с; γ - насыпная плотность высеваемого материала, $\text{кг}/\text{м}^3$; k_3 - коэффициент заполнения желобков.

С увеличением частоты вращения катушки центробежные силы увеличиваются, время захвата семян уменьшается и коэффи-

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

циент заполнения желобков уменьшается. Поэтому с увеличением поступательной скорости движения сеялки установленная норма высева семян снижается.

Для обеспечения коэффициента заполнения желобков не ниже 0,7...0,8 частота вращения катушки не должна превышать 0,7 об/с.

Над катушкой полезно устанавливать ворошилку пальцевого типа.

Дозатор туков со штифтовыми катушками может иметь по два эжектора, левый и правый. Эжекторы имеют общие корпуса с дозаторами семян.

Чтобы не допустить повреждение семян при работе катушечного дозатора, ребра катушки и уплотнительные пластины желательно выполнять из эластичного материала, однако следует учитывать, что при таком исполнении дозатора возрастают утечки воздуха. Прорыв воздуха через дозатор в бункер ухудшает условия заполнения желобков катушки семенами, что приводит к снижению производительности дозатора. При больших утечках воздуха износа лопастей катушки высев семян может полностью прекращаться. Эффекта эжектора может не хватать. В этом случае полезно выполнять бункер герметичным.

При герметичном исполнении бункера с герметично закрываемым загрузочным люком давление воздуха в бункере и в пневмосистеме выравнивается, и необходимость в применении эжекторов для ввода семян в пневмосистему отпадает. При этом повышается КПД ЦВС, снижается ее энергоемкость.

Корпус дозатора также должен выполняться герметичным. В этом случае в качестве дозирующих элементов могут использоваться не только катушки, но и другие рабочие органы - ленты, шнеки, скребки и др.

Хорошие результаты даёт применение в ЦВС центробежных дозаторов. Центробежный дозатор отличается высокой производительностью, универсальностью и равномерностью подачи посевного материала. Производительность его рассчитывают по формуле

$$q = 0,125k\gamma n_1 S \omega d ,$$

где q - производительность дозатора, кг/с; k - коэффициент использования проходного сечения дозирующих отверстий ($k=0,55...0,58$); γ - насыпная плотность высеваемого материала, кг/м³; n_1 - количество дозирующих отверстий; S - площадь дозирующего отверстия, м²; ω - частота вращения ротора, рад/с; d - внутренний диаметр ротора, м.

Например, дозатор сеялки СЗПЦ-18 имел параметры: $d=0,15$ м, $\omega = 42$ рад/с, входное отверстие ротора $0,11$ м, ширина дозирующего отверстия $0,025$ м. Однако сравнительно высокая скорость вращения такого дозатора требует специальных мер уравнивания.

В качестве нагнетающих используют быстроходные центробежные вентиляторы высокого давления с частотой вращения $2500...5000$ мин⁻¹.

Распределители семян. Общая равномерность распределения семян по сошникам пневматической ЦВС зависит от качества работы распределителя [4].

Непосредственно деление потока осуществляется в делительной головке. Отражающая поверхность делительной головки может быть выпуклой, вогнутой или плоской. Лучшая равномерность распределения семян достигается при регулировании головок относительно оси колонки, а также при их интенсивном вращении (с частотой до 1000 мин⁻¹), осуществляемом с помощью небольшого гидромотора. В системах, снабженных головками с регулируемыми отражателями, неравномерность распределения составляет $4...9\%$.

На качество работы круглых распределителей пассивного действия (рис.6.25, а), которые чаще применяют в пневматических ЦВС, существенное влияние оказывают характеристики распределения семян по сечению входного трубопровода. Семена должны симметрично распределяться относительно оси, что является основной предпосылкой равномерного деления их по отводящим патрубкам.

Для уменьшения влияния гравитационных сил на распределение семян по сечению входного трубопровода его устанавливают на сеялке вертикально. Ввод аэросмеси в трубопровод осуществляется снизу (рис.6.25, б) через колено. В колене под действием центробежных сил происходит расслоение аэросмеси: семена прижимаются к внешней стороне колена и направляются в вертикальный входной трубопровод несимметрично. Несимметричность ввода семян во входной трубопровод, отрицательно сказывается на равномерности распределения семян по отводящим патрубкам распределителя.

Установлено, что оптимальной кривой колена, обеспечивающей минимальные потери скорости и повреждение материала, является кубическая парабола. Но чаще, вследствие конструктивной простоты, в пневмотранспортных установках используют колена с постоянным радиусом кривизны.

Исследования показывают, что влияние колена на качество распределения семян уменьшается с увеличением длины вертикального участка входного трубопровода. Установлено, что эта длина должна составлять 15...18 диаметров трубопровода.

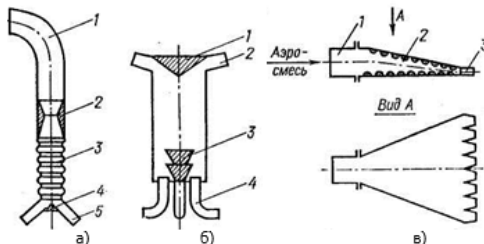


Рис.6.25. Схемы пневматических распределителей: а - с верхним подводом аэросмеси: 1 - входной трубопровод; 2 - направитель; 3 - гофры; 4 - отражательный конус; 5 - выходной патрубок; б - с нижним подводом аэросмеси: 1 - отражательный конус; 2 - выходные патрубки; 3 - дополнительный отражатель; 4 - подводящие трубопроводы; в - секторный пневмораспределитель: 1 - входной трубопровод; 2 - расширяющийся раструб; 3 - отводящие патрубки

Для обеспечения симметричности подачи аэросмеси на входной трубопровод распределителя Г. Пиппигом предложено использовать не одно, а несколько подводящих колен (рис.6.25, б). При этом внутри входного трубопровода установлен дополнительный отражатель семян 3 в виде набора призм, который способствует выравниванию потока семян по сечению входного трубопровода. Но высевая система при этом существенно усложняется.

В распределителях, разработанных фирмой Н. Weiste and CO, равномерность высева достигается за счет турбулизации аэросмеси во входном трубопроводе. Для этого трубопровод снабжается направителем материала, а стенки трубопровода выполняются гофрированными (рис.6.25, а). В трубопроводе аэросмесь многократно расширяется и сужается, что приводит к рассеиванию семян по сечению трубопровода. Дополнительный эффект рассеивания обеспечивается при отражении семян от гофрированных стенок трубопровода.

Такие распределители получили наибольшее применение в пневматических ЦВС.

Вместо гофрированной внутренней поверхности входных трубопроводов можно устанавливать конические кольца-турбулизаторы, которые способствуют повышению равномерности деления аэросмеси. Внутренний диаметр колец-турбулизаторов рекомендуется принимать равным $(0,85...0,9) D_T$, а осевое расстояние между ними - $(0,1...0,15) D_T$, где D_T - внутренний диаметр входного трубопровода.

Качество работы зависит от формы отражающей поверхности

распределителя. Лучшие результаты получены при использовании выпуклой отражающей поверхности в виде конуса или полусферы.

Кроме круглых распределителей на сеялках некоторых зарубежных фирм в первой ступени устанавливают распределители секторного типа. Конструкция таких распределителей разработана и исследована в Белорусской СХА.

Секторный распределитель представляет собой трубу, переходящую в расширяющийся раструб, на выходе которого установлены делительные лопатки и отводящие патрубки (см. рис.6.25, в). Стенки раструба рифленые, с отражателями различной формы. Распределитель можно устанавливать как в горизонтальном, так и наклонном положении.

Отводящие патрубки распределителей секторного типа неодинаково расположены относительно оси входного трубопровода. Поэтому они весьма чувствительны к режиму работы высевальной системы, требуют тщательного подбора параметров.

Пневматические ЦВС с одноступенчатым распределителем аэросмеси могут обслуживать ограниченное количество сошников. Поэтому на сеялках шириной захвата более 6 м применяют ЦВС с двухступенчатым распределением. Выходные патрубки распределителя первой ступени соединяются пневмопроводами с распределителями второй ступени, а последние - семяпроводами с сошниками.

2.2. Расчёт КТП пропашной сеялки

Сеялки для посева пропашных культур. Для посева пропашных культур (кукурузы, сахарной свеклы, подсолнечника, сои и др.) широкорядным способом с междурядьями 45...90 см применяют специальные сеялки, обеспечивающие равномерное размещение семян в рядке [5, 6].

Универсальная пневматическая навесная сеялка СУПН-8А (рис.6.21) предназначена для посева пунктирным способом калиброванных семян кукурузы, подсолнечника и других культур с локальным внесением гранулированных удобрений. Ее агрегатируют с трактором тягового класса 1,4.

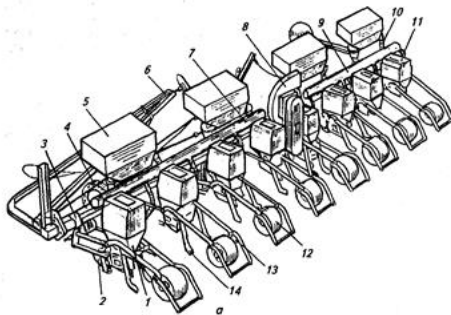


Рис.6.21. Сеялка СУПН-8А: 1 – посевная секция; 2 – сошник; 3 – рама; 4 – опорно-приводное колесо; 5 – туковысевающий аппарат; 6 – маркер; 7, 9 – трубы-распределители; 8 – вентилятор; 10 – тукопровод; 11 – гибкий воздуховод; 12 – каточек; 13 – шлейф; 14 – загортач

Сеялка имеет восемь посевных секций 1, четыре туковысевающих аппарата 5, вентилятор 8 с приводом, коробка передач, распределители 7 и 9, маркер 6, прибор для контроля высева и уровня семян в бункерах. Всасывающий коллектор вентилятора соединен гибкими трубопроводами с трубами-распределителями 7 и 9, образующими своеобразный ресивер.

Посевная секция состоит из бункера для семян, пневматического высевающего аппарата вакуумного типа, полозовидного сошника 2, загортачей 14, каточка 12, выравнивающего шлейфа 13, механизма для регулировки заглубления сошника.

Полозовидный сошник, присоединенный снизу к корпусу высевающего аппарата без семяпроводов, вносит удобрения в почву отдельно от семян. Посевные секции закрепляются на раме с междурядьями 70 см или 45 и 90 см.

Посевные секции. Рабочие органы пропашных сеялок объединяют в секции. Секция включает сошник для высева семян, сошник для высева туков, прикатывающие устройства, подвеску. На рис.6.27 показана схема посевной секции овощной сеялки СО-4,2. Она имеет параллелограммную подвеску, дисковые сошники с ребордами, ограничивающие глубину их погружения в почву, полозовидный сошник для туков и прикатывающие каточки, объединённые в одну конструкцию [5].

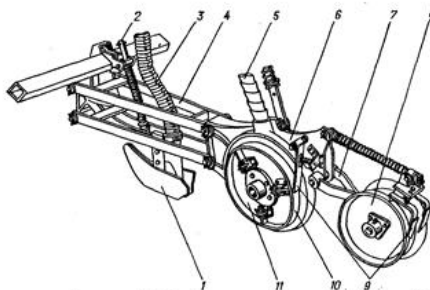


Рис.6.27. Посевная секция овощной сеялки СО-4,2: 1 – сошник для высева удобрений; 2 – нажимная штанга; 3 – тукопровод; 4 – параллелограммная подвеска; 5 – семяпровод; 6 – корпус сошника; 7 – поводок катка; 8 – прикатывающий каток; 9 – чистики; 10 – реборда; 11 – сошник

В современных сеялках получает распространение секционная компоновка, при которой в состав секции включают и высевующий аппарат, и ёмкость для семян, и индивидуальные опорно-приводные колёса, и привод высевующих аппаратов, например в сеялке СУПН-8А (см. рис.6.21). Секция становится вполне автономной минисеялкой.

В пневматических сеялках при компоновке следует принимать меры к уменьшению длины пневмопроводов, рационально пользоваться полостями в несущих конструкциях. Так, в сеялке СУПН-8А-02 полая рама служит и ресивером для пневмосистемы, что значительно уменьшает длину пневмопроводов.

10. Механизмы подъема и регулирования глубины хода сошников. Для гидравлических подъемных механизмов (см. рис.6.16, а) проводят силовой расчёт с целью определения усилий в звеньях и шарнирах и требуемого усилия на штоке гидроцилиндра.

Расчёт проводится по правилам кинестатики. К механизму прикладывают действующие усилия от веса секций G_c и определяют силу на штоке гидроцилиндра от действия веса n сошников и усилия в звеньях механизма подъема; используется графоаналитический метод рычага Жуковского с построением повернутого плана скоростей.

Усилие Q , действующее вдоль винта при регулировании им глубины хода сошников, определяется графоаналитическим способом, т.е.

$$Q = qN_d / N_q,$$

где q - общее усилие, передаваемое пружинами на все сошники;

$$q = nq',$$

здесь q' - наибольшее усилие, передаваемое одним сошником (для расчетов значение q' можно принимать равным 20...25 кгс).

11. Механизмы передачи движения. Передаточное число механизма сеялок подбирают с учетом минимальной и максимальной норм высева [10].

Максимальное передаточное число

$$i_{0\max} = Q_H B \pi D_K / [10 q_H m (1 - \varepsilon)], \quad (6.6)$$

где Q_H - норма высева, кг/га; B - ширина захвата сеялки, м; D_K - диаметр опорно-приводного колеса, м; m - число высевающих аппаратов; ε - коэффициент скольжения колес.

Минимальное передаточное отношение

$$i_{0\min} = Q_H B \pi D_K / [10 q_H m (1 - \varepsilon)], \quad (6.7)$$

где q_H - высев семян с максимальной объемной массой (пшеница) за один оборот катушки при максимальном открытии, г.

Механизм передачи кукурузных и хлопковых сеялок проектируют из расчета высева заданного количества зерен в гнездо.

Высевающие аппараты приводятся также от прикатывающих колес (сеялки СКНК-6, СКНК-8), и передаточное отношение

$$i_0 = n_d / n_k,$$

или

$$i_{0\max} = \pi D_K n / [a_r z (1 - \varepsilon)], \quad (6.8)$$

где n_d - частота вращения высевающего диска; n_k - частота вращения приводного колеса; n - заданное число зерен в гнезде; a_r - расстояние между гнездами; z - число ячеек в высевающем диске.

Барабанный пневматический аппарат. Расстояние между отверстиями присосок b_0 по ободу барабана во избежание заклинивания семян должно быть не менее двух максимальных размеров семян l_c , т.е. $b_0 > 2 l_c$.

Максимальная окружная скорость барабана, ограничивающая центробежную силу:

$$V_{\max} = \sqrt{R_6 g}, \text{ где } R_6 - \text{ радиус барабана по концам присосок.}$$

По опытным данным, при высеве семян сахарной свеклы $V_{\max} = 0,3 \dots 0,5$ м/с; при высеве кукурузы, подсолнечника, гороха, клещевины $V_{\max} = 0,3 \dots 0,35$ м/с.

Диаметр присасывающего отверстия зависит от размеров семян и может быть определен по соотношению $d_0 = (0,6 - 0,7) b_{cp}$, где b_{cp} - средняя ширина высеваемых семян. Практически для семян сахарной свеклы и подсолнечника $d_0 = 2$ мм, для гороха, фасоли, сои, хлопчатника $d_0 = 3 \dots 3,5$ мм, для кукурузы и клещевины

$d_0 = 3...4$ мм.

Наружный диаметр присосок $d_n = (0,5...1,5) l_{cp}$, где l_{cp} - средняя длина семян.

Максимальный диаметр барабана регламентируется влиянием центробежных сил: окружная скорость не должна превышать максимального значения

$$V_{max} = \sqrt{R_{\delta} g},$$

где R_{δ} - радиус барабана по концам присосок.

Дисковый пневматический аппарат. Оптимальный диаметр диска D_d (по А.А. Будагову) рекомендуется принимать равным 160...200 мм; при уменьшении диаметра повышается чувствительность барабана к колебаниям уровня семян в рабочей камере и не обеспечивается работа сеялки на повышенных скоростях, так как требуется повышенная частота вращения диска. При увеличении диаметра диска увеличивается габаритный размер аппарата.

Площадь присасывающего отверстия

$$S = 0,4b^2_{cp}.$$

Расстояние между отверстиями присосок l_0 по ободу барабана во избежание заклинивания семян должно быть не менее двух максимальных размеров семян l_c , т.е. $l_0 > 2 l_c$. Ширина диска L_{δ} при двухрядном расположении присосок должна быть не менее $4l_c$, расстояние между рядами отверстий равно $2 l_c$.

Присасывающая сила F , удерживающая семя на отверстии диска,

$$F = kPS,$$

где k - коэффициент, зависящий от высеваемой культуры; для кукурузы $k=1,35$, для сахарной свёклы $k=0,78$, для пшеницы $k=0,96$; P - разрежение воздуха под отверстиями, Па.

Разрежение воздуха подбирают исходя из соотношения силы $\xi = F/G$, где $G = mg$ - сила тяжести семян; для кукурузы $\xi=32,2$, для свёклы $\xi=12,5$, для клещевины $\xi=27,5$.

Секундная подача семян определяется из соотношения

$$Q = V_0 / l_0 = V / l_c,$$

где V_0 - окружная скорость диска по центру отверстий; l_0 - шаг отверстий на диске.

Для обеспечения надёжности процесса присасывания и выноса зёрен необходимо выполнение условия

$$l_0 > 2 l_{max},$$

где l_{max} - максимальный размер семян.

Частота подачи семян в сошник

$$f_c = V / l_c.$$

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

Расстояние между семенами в борозде

$$l_c = 104m/Qa,$$

где m – масса одного семени; Q – норма высева. кг/га; a – ширина междурядья, м.

Скорость вращения диска выбирается исходя из требуемого кинематического режима λ -соотношения окружной скорости диска V_d к скорости движения машины V :

$$\lambda = V_d / V.$$

Величина λ определяется превышением шага отверстий к длине семени:

$$\lambda = l_o/l_c.$$

Окружная скорость диска не должна превышать максимального значения

$$V_{\max} = \sqrt{R_d g},$$

где R_d – радиус по центрам дальнего ряда отверстий.

Уровень семян в рабочей камере следует выдерживать в пределах $(0,05...0,2) D_d$, считая от центра диска.

Число отверстий на высевающем диске

$$z_d = \pi D/l_o.$$

Расход воздуха Q_v от вентилятора, создающего разрежение:

$$Q_v = kV_v S Z_v Z_a,$$

где $k=0,55...0,72$ – коэффициент присасывания; V_v скорость воздуха в отверстии диска; Z_v число отверстий, находящихся одновременно в вакууме; Z_a – число аппаратов.

Скорость воздушного потока

$$V_v = \alpha \sqrt{(2P/\rho)},$$

где $\alpha=0,7...0,72$ – аэродинамический коэффициент сопротивления отверстий диаметром $0,8...3,0$ мм; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Наименьшие повреждения семян и энергозатраты при скорости воздушного потока $22...25$ м/с. Минимум энергозатрат наблюдается при значениях коэффициента массовой концентрации аэросмеси $2...3$. Эти режимы являются определяющими при выборе производительности вентиляторной установки.

Дисковые аппараты. Дисковый высевающий аппарат с вертикально расположенным высевающим диском предназначен для точного пунктирного однозернового посева калиброванных одно-ростковых семян сахарной свеклы [6].

Для посева калиброванных семян кукурузы плоской формы и других культур применяют диски с продолговатыми открытыми ячейками, расположенными по периферии.

Общее число зерен, необходимое для засева 1 га поля,

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

$$Q_3 = 10^4 m / (ab_F),$$

где m - число зерен, укладываемых в одно гнездо; a - ширина междурядья, м; b_F - расстояние между гнездами или зернами в рядке, м.

Чтобы обеспечить засев 1 га пашни при скорости агрегата V_m , высевающий аппарат должен подавать в одну секунду количество зерен

$$q = V_m \text{ а } Q_3 / 10^4 = V_m m / b_F.$$

Частота (гнезд/с) гнездообразования

$$q_g = V_m / b_F.$$

Высевающий диск имеет по периферии z ячеек. Учитывая, что высевающий диск для однозернового посева имеет z ячеек только для одного зерна, определим подачу семян диском в одну секунду:

$$q = zn_d / 60,$$

где n_d - частота вращения диска, об/мин.

Вращение высевающему диску передается от прикатывающего колеса. При передаточном числе i_d от колеса к высевающему аппарату путь, проходимый сеялкой за один оборот высевающего диска,

$$s = \pi D_k / i_d$$

где D_k - диаметр прикатывающего колеса.

Число гнезд, образованных за один оборот прикатывающего колеса,

$$k = \pi D_k / (b_F i_d).$$

Таким образом, от передаточного числа i_d зависит число гнезд, образованных за один оборот высевающего диска. Изменяя передаточное число i_d , можно получать различное количество семян в гнезде за счет увеличения их на гнездообразующем клапане.

Среднее расстояние между семенами в рядке через скорости движения машины и диска:

$$b_F = V_m \pi D / (v_d z) = 60 V_m / (n_d z),$$

где v_d - окружная скорость диска по центру ячеек; n_d - частота вращения диска.

С учетом скольжения колеса b_F определяется по соотношению

$$b_F = 60 V_m / [n_d z (1 - \varepsilon)],$$

где $\varepsilon = 0,03 \dots 0,05$ – коэффициент скольжения приводных колёс.

Если привод высевающих аппаратов осуществляется от прикатывающих колес, то расстояние b_F выразится через передаточное отношение i :

$$b_F = \pi D_k / [z i (1 - \varepsilon)].$$

Число ячеек в диске и количество семян, высеваемых за один оборот диска,

$$z = \pi D_k / [(b i (1 - \varepsilon))].$$

Нарастание скольжения приводных колёс ограничивает скорость вращения диска значением $V_{дmax}$. Максимальная скорость посевного агрегата при пунктирном посеве в зависимости от достигаемой максимальной скорости высева диска определяется по формуле

$$V_{мmax} = V_{дmax} z a / \pi D_k, \text{ где } D_k - \text{ диаметр приводного колеса;}$$

Приведённые формулы не учитывают время падения семян в семяпроводе, время накопления и успокоения на гнездообразующем клапане, различия траекторий полета семян. Во избежание нарушения равномерности зернового потока в семяпроводе длину последнего всегда следует принимать максимально возможной.

От передаточного числа i_d зависит число гнезд, образованных за один оборот высевающего диска. Изменяя передаточное число i_d , можно получать различное количество семян в гнезде за счет увеличения или уменьшения их в порциях, укладываемых на гнездообразующий клапан.

Каждый высевающий аппарат сеялки снабжен двумя комплектами высевающих дисков для высева калиброванных семян двух фракций. Первый комплект имеет ячейки диаметром 5 мм и глубиной 3 мм, он предназначен для высева семян шириной 3,5...4,5 мм; второй комплект с ячейками диаметром 6 мм и глубиной 3,5 мм предназначен для высева семян шириной 4,5...5,5 мм.

Картофелепосадочные машины выполняют посадку целыми клубнями, резаными и пророщенными [2]. Для посадки целыми клубнями предназначены картофелепосадочные машины СН-4Б, СКМ-ЗА, КСМ-4А, КСМ-6А, КСМГ-4А, КСМГ-6А КСМТ-4 и КСМ-8, а для посадки пророщенными клубнями - машина САЯ-4А. Эти машины имеют общую принципиальную схему, отличаются рядностью, способом загрузки картофеля в бункеры и другими приспособлениями, обеспечивающими посадку на ровной поверхности, на гребнях и пророщенными клубнями.

Наиболее устоявшаяся конструкция навесной четырехрядной картофелепосадочной машины типа СН-4Б (рис.7.6, а), агрегируемая с трактором с тягой 14 кН. Машина имеет раму, опирающуюся на два пневматических колеса. На раме установлены: бункер 1 для картофеля, на дне которого имеются две встряхивающие створки 2, ворошилка 3, питательный ковш 4, шнеки 5 для подачи клубней к вычерпывающим ложечкам 6 с зажимами 7 клубней, туковысевающие аппараты 13 с тукопроводами.

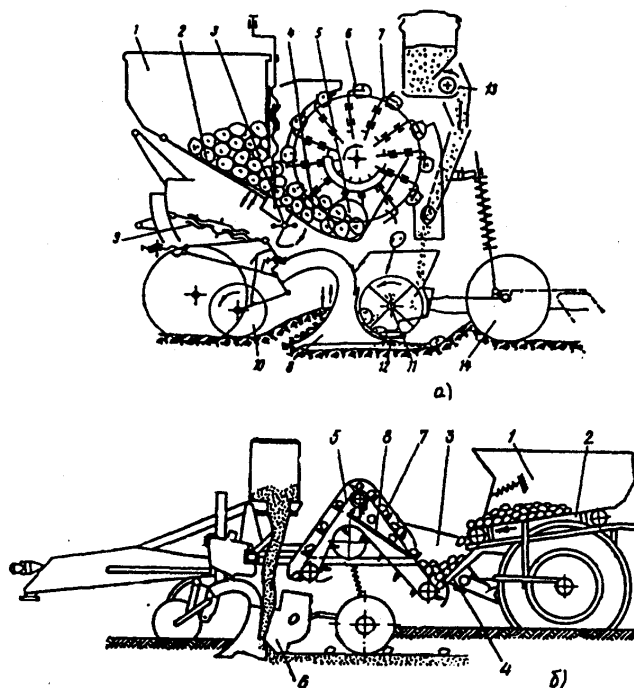


Рис.7.6. Картофелепосадочные машины:
 а – СН-4Б для посадки целыми клубнями;
 б – САЯ-4А для посадки пророщёнными клубнями

В качестве рабочего органа картофелесажалок часто применяют ложечно-дисковый посадочный аппарат показана на рис.7.7.

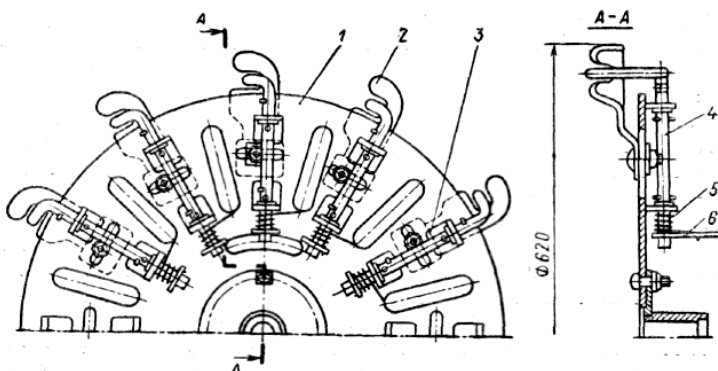


Рис. 7.7. Схема ложечно-дискового аппарата

На диске 1, закрепленного на ступице, прикреплены вычерпывающие ложечки 2 и кронштейны 3. Через ушки кронштейнов пропущены зажимы 4. Верхний конец зажима под действием спиральной пружины 5 все время прижимается к ложечке. К нижнему концу зажима прикреплён отводящий рычажок 6. С наружной стороны диска установлена неподвижная дугообразная шина. При вращении диска отводящий рычажок 6 набегает на шину, поворачивает в ушках зажим, при этом верхний конец зажима отводится от ложечки, и клубень сбрасывается в сошник. Зажим продолжает находиться в раскрытом положении до тех пор, пока ложечка вновь не пройдет слой картофеля в питающем ковше и захватит очередной клубень. В момент выхода из слоя отводящий рычажок сходит с шины, зажим под действием пружины 5 поворачивается и фиксирует положение клубня в ложечке.

Таким образом, работа посадочных аппаратов ложечно-дискового типа складывается из трех последовательно наступающих фаз: захвата клубня в период прохождения ложечки в слое картофеля в питающем ковше; фиксации клубня в ложечке зажимом и переноса его к приемной горловине сошника; освобождения клубня от зажима и свободного его падения в сошник и далее в борозду. Все три фазы рабочего процесса аппарата выполняют за один оборот диска.

Кинематический расчет привода ложечно-дисковых посадочных аппаратов

При проектном расчете определяют передаточные числа привода для каждого заданного интервала нормы высадки клубней и минимальное передаточное число привода, лимитируемое допустимой частотой подачи клубней [3].

Рабочая скорость картофелепосадочной машины ограничена

условиями заполнения ложечек клубнями и определяется из условия

$$V_M \leq \frac{T_n}{t_n} \sqrt{\frac{gkR}{h}}, \quad (7.6)$$

где T_n - заданный шаг посадки клубней, м; t_n - шаг расположения вычерпывающих ложечек, м; R - радиус окружности, проходящей по центрам ложечек; k/h - конструктивный параметр ложечки, обеспечивающий устойчивое равновесие одного клубня в ней; $k/h=0,25$.

Для применяемых $T_n/t_n=2,4...4,8$ предельная скорость посадки 1,98...3,96 м/с. Но с целью уменьшения повреждений клубней и раскатывания их в борозде предел рабочей скорости устанавливается 2 м/с.

Передаточное число привода от независимого вала отбора мощности трактора к посадочным аппаратам

$$i = n_{\text{ВОМ}}/n, \quad (7.7)$$

где $n_{\text{ВОМ}}$ и n - частота вращения соответственно ВОМ трактора и посадочного аппарата.

Зависимость скорости агрегата от вращения высаживающего диска:

$$V = 0,6\pi n t T_n; \quad (7.8)$$

$$V = 0,6\pi n t / N a, \quad (7.9)$$

где V - фактическая (с учетом буксования) рабочая скорость агрегата, км/ч; t - число ложечек на одном диске; T_n - шаг посадки (расстояние между соседними клубнями в рядке), м; N - густота посадки, тыс.клубней на I га; a - размер междурядья, м.

Тогда

$$n = Vna/0,6t. \quad (7.10)$$

Решая совместно выражения (7.7) и (7.10), получаем

$$i = 0,6n_{\text{ВОМ}} t / V N a. \quad (7.11)$$

Подставляя в выражение (7.11) рабочие скорости и интервалы густоты посадки, заданные агротребованиями на машину, определяем значения i для каждого режима работы.

Минимальное передаточное число привода определяется максимально допустимой частотой вращения высаживающего диска, т.е.

$$n_{\text{max}} \leq 60 v / m, \quad (7.12)$$

где v - максимальная частота подачи клубней за 1 с (можно принять $v = 7...10$).

Минимальное значение передаточного отношения

$$i_{\text{min}} \geq n_{\text{ВОМ}} m / 60 v. \quad (7.13)$$

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

При приводе от синхронного ВОМ трактора

$$n_{\text{ВОМ}} = 100 \nu k / 6, \quad (7.14)$$

где k - число оборотов синхронного ВОМ трактора на 1м расчетного пути. Например, у трактора МТЗ-80 $k=3,5 \text{ м}^{-1}$.

Определив $n_{\text{ВОМ}}$ из формулы (7.11), получим

$$i = 10 \text{ km} / N a. \quad (7.15)$$

Подставив в выражение (7.7) значения $n_{\text{ВОМ}}$ и n соответственно из формул (7.10) и (7.14), получим практическое соотношение

$$i_{\text{min}} \geq k m / 3,6 \nu, \quad (7.16)$$

откуда максимальная частота посадки клубней

$$\nu_{\text{max}} = 3,6 i_{\text{min}} / k m. \quad (7.17)$$

Так как передаточное число привода регулируется сменными звездочками, то при расчете оптимальных режимов работы выбирают нужную рабочую скорость агрегата и число зубьев сменных звездочек при заданной густоте посадки N .

ЧАСТЬ 3. МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ

3.1. Расчёт КТП машин для внесения минеральных удобрений

3.1.1. Расчет центробежного туковывсевающего аппарата

Расчётная схема представляет диск радиусом R , вращающийся в горизонтальной плоскости (рис. 1.12, а) с угловой скоростью ω . Для надёжности и улучшения качества посева удобрений диски снабжают прямолинейными лопастями, которые устанавливают под углом ψ к радиусу диска.

Удобрения из бункера поступают на диск на некотором расстоянии r_0 от центра вращения диска O (точка M). Под действием приложенных сил частицы удобрений начинают перемещаться по поверхности диска по спирали MM_1 до встречи с лопастью SS_1 . Затем движение частиц продолжается вдоль лопасти как по направляющей. Дойдя до края лопасти, частицы сбрасываются с диска и падают.

Минимально необходимая частота вращения диска, при которой преодолевается сила трения $F = fmg$

$$n_{\min} = (30/\pi) \sqrt{fg/r_0}, \quad (1.1)$$

где f — коэффициент трения удобрений о поверхность диска; g — ускорение свободного падения, m/c^2 ; r_0 — расстояние от точки M подачи удобрений до центра вращения диска, м.

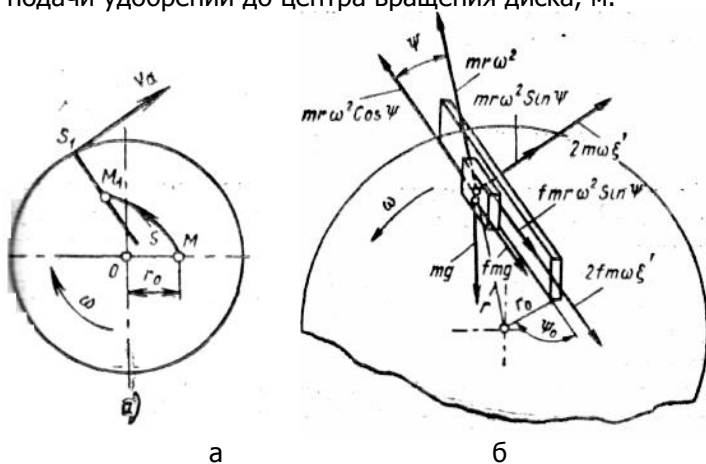


Рис. 1.12. Схема движения частиц по диску центробежного разбрасывателя: а – движение до встречи с лопастью; б – движение вдоль лопасти

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

Получим смещение по лопатке:

$$\xi = [r_0 \cos(\psi_0 \pm \varphi) / \cos \varphi - fg / \omega^2] [(\lambda_2 \exp \lambda_1 t - \lambda_1 \exp \lambda_2 t) / (\lambda_2 - \lambda_1) - 1] \quad (1.8)$$

Принимая во внимание, что

$$(\xi + r_0 \cos \psi_0)^2 = r^2 - r_0^2 \sin^2 \psi_0, \quad (1.9)$$

текущее значение радиуса получим в виде соотношения:

$$r = \sqrt{(\xi + r_0 \cos \psi_0)^2 + r_0^2 \sin^2 \psi_0}, \quad (1.10)$$

здесь ξ принимается по выражению (1.8).

Скорость относительного движения частицы вдоль направления лопасти

$$\xi' = [r_0 \cos(\psi_0 \pm \varphi) / \cos \varphi - fg / \omega^2] [(\lambda_1 \lambda_2 (\exp \lambda_1 t - \exp \lambda_2 t) / (\lambda_2 - \lambda_1))] \quad (1.11)$$

В момент схода частицы удобрения с диска абсолютная ее скорость v_a , равна геометрической сумме окружной скорости $v_e = R\omega$ и относительной скорости ξ'_r .

Чтобы определить скорость схода ξ'_r , надо в уравнении (1.10) принять $r = R$, и найти время нахождения частицы на диске t_R , за которое она достигает края диска. Учитывая трансцендентность уравнений (1.8) и (1.11), аналитическое выражение получить невозможно; следует обойтись приближённым решением или численным на компьютере.

Составляющая абсолютной скорости частицы по касательной к окружности диска:

$$v_{ak} = R\omega \pm \xi'_r \sin \psi_R \quad (1.12)$$

где ψ_R — конечное значение угла ψ .

Радиальная составляющая абсолютной скорости частицы:

$$v_{ar} = \xi'_r \cos \psi_R. \quad (1.13)$$

Если лопасти закреплены радиально, то $\psi_0 = 0$ и уравнение (1.8) примет вид:

$$\xi = [r_0 - fg / \omega^2] [(\lambda_2 \exp \lambda_1 t - \lambda_1 \exp \lambda_2 t) / (\lambda_2 - \lambda_1) - 1] \quad (1.14)$$

В этом случае составляющие абсолютной скорости (касательная и радиальная) будут:

$$v_k = \omega r, \quad v_r = v_{ir}.$$

Угловое перемещение частицы в абсолютном движении будет

$$\theta_{cx} = \omega t_{np} \pm (\psi_0 - \psi_1); \quad (1.15)$$

здесь знак «минус» — если лопасть наклонена назад, и знак «плюс» — если вперед.

Значение θ_{cx} при установившемся режиме работы зависит от начального радиуса r_0 , с уменьшением которого θ_{cx} увеличивается.

На основе полученных уравнений можно построить траектории полёта, выбрать рациональные конструктивные параметры дискового аппарата и режимы его работы.

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

Зная величину абсолютной скорости v_a и высоту установки диска h , с учетом сил сопротивления воздуха находим дальность полета /1, 2/:

$$L = \frac{1}{k_n} \ln \left(v_a k_n \sqrt{\frac{2h}{g}} + 1 \right) \quad (1.16)$$

где k_n - коэффициент парусности, m^{-1} ;

Общая ширина рассева двухдискового аппарата

$$B = 2L + L_d; \quad (1.17)$$

Здесь L_d -расстояние между центрами дисков, выбираемое из условия: $L_d = (2,4-2,6)R$; R - радиус диска, м.

В туковысевающих машинах диаметры дисков принимают от 0,35 до 0,75 м. Диски работают с частотой вращения 400—800 об/мин. Лопасты обычно отклонены в сторону вращения на угол 12—18°, при этих углах наблюдается наиболее равномерное распределение удобрений. С увеличением частоты вращения диска равномерность распределения удобрений повышается, но растёт мощность и силы неуравновешенности.

Подробно расчёт конструктивно-технологических параметров разбрасывающих аппаратов изложен в /3 с. 22-68/.

Расчёты включают:

- обоснование формы и размера бункера,
- скорости вращения диска,
- расположения зоны подачи удобрений на диске,
- определение зоны рассева,
- параметров устройства ветрозащиты.

Расчётам предшествует обоснование варианта рабочего органа. Заканчиваются построением функциональной схемы.

Расчёт транспортёрного питателя. Основная регулировка дозы внесения удобрений осуществляется изменением скорости транспортера $v_{тр}$ (м/с) и величины выгрузной щели $h_{щ}$ (м).

Секундная подача

$$Q = \rho_y V_{тр} b_{тр} h_{щ}, \quad (1.18)$$

где ρ_y - плотность удобрений, $кг/м^3$; $b_{тр}$ - ширина транспортера, м.

Скорость транспортера:

$$V_{тр} = 10^{-4} Q B_p V_m / (p b_{тр} h_{щ}) \quad (1.19)$$

где B_p - рабочая ширина захвата машины, м.

Q - доза внесения ($кг/га$); V_m - скорость движения машины (м/с).

Массу удобрений q (кг), которая должна быть высеяна за время t , находят по формуле

$$Q = Q B_p V_p t / 600 \quad (1.20)$$

Расчёт шнекового питателя. Секундная производительность шнекового транспортера (кг/с)

$$Q = \pi (D^2 - d^2) t_b n \rho k / 240 \quad (1.21)$$

где D - наружный диаметр шнека, м; d - диаметр вала шнека, м; t_b - шаг винта, м; n - частота вращения вала, мин^{-1} ; ρ - плотность перемещаемого материала, кг/м^3 ; k - коэффициент производительности (для навоза и торфо-перегнойных смесей $k = 0,4 \dots 0,8$, для минеральных удобрений $k = 0,3 \dots 0,6$).

Зная максимальную Q_{\max} и минимальную Q_{\min} дозу внесения (кг/га), ширину захвата B_p (м) и скорость машины V_M , (км/ч), можно определить диапазон частоте вращения шнека:

$$\begin{aligned} n_{\max} &= B_p V_M Q_{\max} / [131(D^2 - d^2) t_b \rho k] ; \\ n_{\min} &= B_p V_M Q_{\min} / [131(D^2 - d^2) t_b \rho k] . \end{aligned} \quad (1.22)$$

3.1.2. Конструирование машин для внесения жидких удобрений

Подкормщик жидкими удобрениями ПЖУ-2,5 прицепной предназначен для поверхностного внесения с помощью штанги двух- трехкомпонентных растворов ЖКУ, углеаммиакатов и рабочих растворов пестицидов, сплошного внесения ЖКУ в почву с одновременной заделкой культиватором типа КПС-4; внутривспашечного внесения аммиачной воды, ЖКУ и углеаммиакатов на пропашных культурах с помощью культиваторов типа КРН-4,2.

В компоновке машины предпочтение отдавалось простым решениям. Ходовая часть выполнена в виде одноосного полуприцепа, на котором жёстко без поддрессоривания крепится горизонтально цистерна; тормозные системы прицепа и трактора блокированы; стояночный тормоз механический. Агрегируется с трактором МТЗ-80/82. Масса 1950 кг.

Подкормщик в варианте поверхностного внесения комплектуется штангой, а в варианте внутривспашечного внесения - подкормочными трубками на культиваторы КРН-2.8М; КРН-5,6; КРН-4,2, КПС-4-01.



Рис. 1.22. Подкормщик ПЖУ-2,5-01

Основные узлы подкормщика: шасси, бак с гидромешалкой, насосный агрегат, регулятор давления, коммуникации всасывающая и нагнетательная, рабочие распыливающие сменные органы (штанга и подкормочное приспособление).

Штанга навесная, из пяти секций, соединённых шарнирно, в вертикальной плоскости секции расчлены канатами и пружинными амортизаторами. Штанга укомплектована дефлекторными минералокерамическими распылителями с отсечным устройством диафрагмового типа. Управление штангой (складывание, раскладывание и подъем) осуществляется из кабины трактора с помощью гидравлики. Во избежание поломок штанга снабжена полозами, предохраняющие концы штанги от задевания за почву.

Бак из нержавеющей стали ёмкостью 2000 л. Насос центробежный Х-45/31Д мощностью 27 кВт, производительностью 840 л/мин с числом оборотов 3000 об/мин приводится от ВОМ трактора через карданную передачу и редуктор с передаточным числом 6,5. Рабочее давление до 0,6 МПа.

Гидравлическая схема подкормщика ПЖУ-2,5 приведена на рис. 1.23. Она использует классический принцип построения экономичной гидравлической схемы: работа машины одним насосом в разных режимах: внесения удобрений, самозагрузки и внешней загрузки, гидроперемешивания жидкости в баке от накопления осадка, промывки и пр. В результате схема должна обеспечивать циркуляцию жидкости от одного насоса по нескольким переключаемым магистралям, что требует наличия системы управления с переключателями потока, клапанами, запорно-соединительной арматурой, фильтрами и пр.

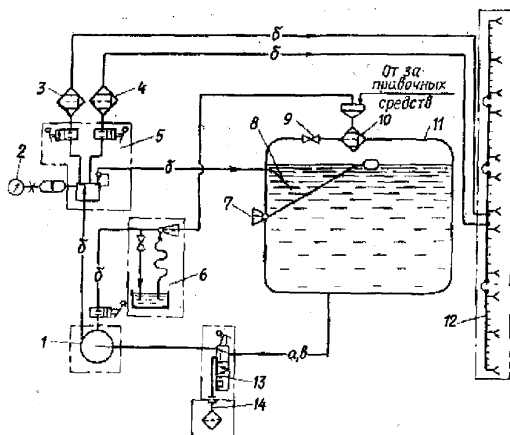


Рис. 1.23. Гидравлическая схема подкормщика ПЖУ-2,5:
 а – магистрали всасывания; б – магистраль напора;
 в – сливная магистраль

При работе насос 1 засасывает жидкость из бака 11 по а - магистрали через переключатель 13 (работа-заправка) и подаёт по двум б - магистралям: одна на переключатель потока (регулятор давления) 5, откуда главная часть через нагнетательные фильтры 3 и 4 подаётся в сопла правой и левой частей штанги 12, а избыточная часть подаётся в гидромешалку 8. Другая б - магистраль (загрузочная) подключается запорным краном только при загрузке концентрированных препаратов; она организует циркуляцию жидкости через струйный насос загрузочного устройства 6 снова в бак; часть жидкости может через кран подаваться на разбавление препарата.

Самозаправка из внешней ёмкости осуществляется насосом 1 через переключатель 13 и заправочный рукав 14 по загрузочной б – магистрали.

При заправке от внешних заправочных средств насос 1 не используется; жидкость подаётся в бак через клапан 10 горловины бака.

Необходимый расход жидкости обеспечивается подбором рабочего давления регулятором 5 в переключателе потока, который меняет соотношение потоков жидкости в гидромешалку и распылители штанги. Контроль давления – манометром 2.

Для внутрпочвенного внесения удобрений штанга с распылителями заменяется подкормочным приспособлением с жиклёрами; в остальном схема не меняется.

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

При внесении аммиачной воды образующиеся газы удаляются через предохранительный клапан 9, настраиваемый на 0,02 МПа.

Главной отличительной особенностью проектирования машин для внесения жидких удобрений является необходимость разработки гидравлической схемы с соответствующими гидравлическими расчётами /13/.

В процессе проектирования следует уделить внимание проблемным вопросам.

Ёмкость бака выбирается такой, чтобы исключить заправку бака в середине поля. Заправка баков должна осуществляться на краю поля с длиной гона L (м). Объем бака (л)

$$V = 10^{-4} Q B_p L, \quad (1.23)$$

где Q - доза внесения, л/га; B_p - рабочая ширина захвата, м.

Растворённые в жидкости компоненты имеют склонность к выпадению в осадок, что изменяет концентрацию растворов и вызывает закупорку трубопроводов. Традиционным средством против осаждения растворов является их непрерывное перемешивание в баке.

Механические и гидравлические мешалки обеспечивают постоянство концентрации раствора при высоте установки соответственно 10...15 и 25...50 мм от дна бака. Интенсивность перемешивания рабочей жидкости оценивают коэффициентом циркуляции

$$k_{ц} = Q_m / V, \quad (1.24)$$

где Q_m - производительность мешалки, м³/с;

V - объем бака, м³.

Производительность гидравлической мешалки Q_m должна быть достаточной, но без излишних затрат энергии: $Q_m = 0,1...0,5 Q_n$. Обеспечивается конструктивными параметрами:

$$Q_m = 0,785 \cdot 10^{-3} d_c v_n p_y, \quad (1.25)$$

где d_c - диаметр сопла, м; v_n - скорость потока, м/с.

Сложность заключается в связи между долей раствора, идущей на перемешивание, и давлением в соплах штанги. Зачастую изменением производительности мешалки Q_m регулируют рабочее давление и расход жидкости штангой, что делает настройку машины сложной и капризной.

Повышение производительности за счёт увеличения ширины захвата также имеет проблемы. Создание семейства штанг с увеличивающейся шириной захвата 12, 16, 24 и 28 м, решая задачу повышения производительности, вызывает потерю жёсткости штанги, появление колебаний амплитудой до 0,5 м. Ухудшается манёвренность агрегата; на полях с неровностями рельефа воз-

никает угроза поломки штанги при задевании ею поверхности поля.

По данным ВИСХОМа [1] частота угловых колебаний штанги лежит в пределах 1...3 Гц. На угловые колебания штанги оказывает влияние тип подвески штанги, способ агрегатирования (навесная, полуприцепная или самоходная машина), место установки штанги, ширина колеи, наличие демпфирующих устройств, давление в шинах. Уменьшение массы крайних секций штанги в 2 раза ведет к снижению удельных инерционных нагрузок в 3,5 - 4,5 раза, а установка демпфирующих устройств в тягах шарнирно-рычажной подвески - к уменьшению крутильных колебаний, снижению амплитуды колебаний штанг. Уменьшения колебаний штанг даёт эффект параллелограммная подвеска с амортизацией, демпфированием или гасителем колебаний.

Системы стабилизации вытесняются системами копирования рельефа крыльями штанги. Копиром может служить опорное колесо; однако при подкормке посевов оно неприменимо. Более эффективны системы автоматического поддержания расстояния между крыльями штанги и поверхностью поля. Используются гидравлические и электрогидравлические копирующие механизмы с датчиком, отслеживающим расстояние до поверхности поля. В качестве такого датчика применяются механические щупы и бесконтактные датчики: ультразвуковые и радарные.

Для внесения жидких минеральных удобрений, в том числе в виде суспензий, применяются распылители, устанавливаемые на штанге с шагом и на высоте от поверхности поля. Диаметры выходного отверстия $d_k = 1,6; 2,5; 4,0$ и $6,0$ мм.

Зная угол ψ наклона факела распыла к вертикали и высоту h_p установки распылителя, находим ширину захвата распылителя

$$B'_p = 2h_p \operatorname{tg} \beta / \cos \psi, \quad (1.26)$$

где β - половина угла факела распыла.

Высота установки штанг должна быть регулируемой. Расстояние между обрабатываемым объектом и рассеивающим соплом не менее 0,5 м. С целью исключения повреждения растений колеса оснащают стеблеотводами.

При сплошном опрыскивании удобрения вносятся продольными перекрывающимися лентами. Штангу располагают на такой высоте, при которой факелы распыла соседних распылителей наполовину перекрываются, что делает неустранимой поперечную неравномерность внесения.

Проблемным вопросом также является поддержание постоянства работы распылителей. Напряжённый гидродинамический

режим работы и агрессивность жидкости приводит к постепенному изменению параметров сопла: за 40 часов работы расход увеличивается на 40%. Расход сопла зависит также от температуры окружающей среды (рис. 1.32): до 30% при изменении температуры на 30°C.

Нестабильности сильно зависит от материала сопла. Наибольшую нестабильность дают пластмассы – материал дешёвый; наименьшую – минералокерамика – материал высоких технологий. Последний может практически снять проблему нестабильности.

Проблема коррозии металла для машин с жидкими удобрениями усложняется, так как в растворе удобрения становятся электролитом, ускоряющим электрохимические процессы. Поэтому химостойкие прокладки и покрытия не дают должного эффекта. В этих условиях эффективно применение деталей и покрытий из химически стойких пластмасс.

Повышение коррозионной стойкости и срока службы даёт использование стеклопластиковых баков. Такие баки были установлены на подкормщиках ПЖУ-5, ПЖУ-9 и транспортировщиках ОЗТП-9625, ОЗТП-9654, ГKB-9653 и ГKB-9677. Обследование партии машин в течение 10 лет показали, что их можно продолжать эксплуатировать.

Там, где пластмассы применить затруднительно (детали насосов, клапанов, рабочих органов) следует применять химостойкие металлы и керамику.

Проблемой является согласование стыков полос при вождении агрегатов по полю в режиме сплошной обработки. Для облегчения работы тракториста следует применять пенные маркеры и специальные средства автовождения. На некоторых зарубежных моделях самоходных опрыскивателей-подкормщиков предусмотрено использование спутниковой системы типа Glonas.

3.2. Машины для внесения твердых органических удобрений

Твердые органические удобрения (навоз, торф, компосты) вносят вначале на поверхность поля, а затем заделывают плугами в пахотный слой почвы.

Отечественная система машин для внесения твёрдых органических удобрений включала машины РОУ-6, ПРТ-7, ПРТ-10, ПРТ-10-1, ПРТ-16, ПРТ-16М, РУН-14Б, МТТ-Ф-13, МТТ-Ф-19, МЛГ-1, АВТ-Ф-5, МТА-Ф-7.

Количество вносимых органических удобрений весьма велико

(до 60 т/га), поэтому объём перевозок и грузоподъёмность машин внушительны. По своему внешнему виду машины представляют большой кузов на колёсном шасси с рабочими органами.

2.1.1. Рабочие органы.

Основным рабочим органом является разбрасыватель, призванный выбросить на поле из кузова удобрения. Он должен иметь высокую производительность, высыпать широкой полосой равномерно. Для распределения удобрения возможно более широкой полосой разбрасыватель обычно использует шнековые элементы, навитые в разные стороны от продольной оси кузова. Шнековые элементы дополняются лопастными, усиливающими выброс удобрений.

В зависимости от соотношения шнековых и лопастных элементов различают разбрасывающие барабаны шнеколопастного типа; ленточного типа и лопастного типа (рис. 2.2).

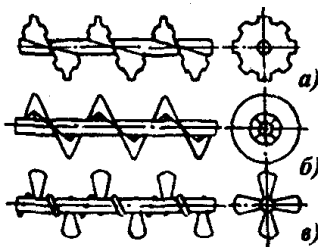


Рис. 2.2 Разбрасывающие барабаны: а – шнеколопастного типа; б – ленточного типа; в – лопастного типа

Вспомогательным рабочим органом является измельчающий барабан, призванный разрушать слежавшиеся комки материала, пронизанные солоmistыми включениями, вспушивать массу, обеспечивая нормальные условия выбрасывающему органу и не допуская появления на поле глыб, препятствующих росту растений.

Транспортирующим органом является устройство подачи, призванное обеспечить подачу материала к рабочим органам со всего объёма кузова. Используются подающие транспортёры по дну кузова, аналогичные транспортёрам подачи в кузовных машинах для внесения удобрений (см. п. 1.1). Отличаются более высокой производительностью.

Типовая машина для внесения ТОВ состоит из рамы 7, ходовой части, кузова 1, транспортера, измельчающего и распределяющего устройств, приводов, тормозной системы и электрооборудования (рис. 2.3). В большинстве машин применяется

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

скребковый транспортер. Грузоподъемность машины определяется классом тяги трактора, типом и числом шин.

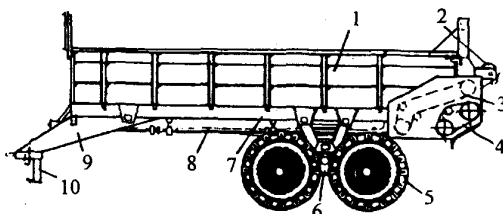


Рис. 2.3. Схема типовой машины для внесения твёрдых органических удобрений: 1 – кузов; 2 – разбрасывающее устройство; 3 – привод рабочих органов; 4 – привод транспортёра; 5 – колесо; 6 – баланси́р; 7 – рама; 8 – трансмиссия; 9 – дышло; 10 – опора.

ЧАСТЬ 4. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОРОШЕНИЯ [1]

4.1. Выбор типа орошения и характеристик

В основе механизированного орошения лежат технические приемы нормированной подачи и распределения воды по участку с.-х. угодий с целью компенсации недостающей влаги для питания произрастающей культуры.

Для превращения водяного потока в почвенную влагу используются четыре основных способа:

поверхностный полив - распределение подаваемой на спланированный участок необходимой нормы воды затоплением поверхности по чекам, полосам, бороздам с последующим проникновением воды в почву ввиду ее пористости и действия силы тяжести;

дождевание - распределение подаваемой в атмосферу над орошаемым участком необходимой нормы воды в виде непрерывного или импульсного искусственного капельного дождя с последующим увлажнением надземной части возделываемых растений и проникновением воды в почву. По параметру создаваемого дождя в части размера капель дождевание делится на: обычное, когда диаметр единичной капли находится в пределах 1...3 мм, и мелкодисперсное или аэрозольное при диаметре капли 0,5 мм;

внутрипочвенное орошение - подача воды по подземным водоводам в корнеобитаемый слой почвы с последующим распределением ее изнутри путем напорной фильтрации;

подпочвенное орошение - подача воды в корнеобитаемый слой почвы путем искусственного питания, подъема и поддержания уровня почвенно-грунтовых вод с последующим капиллярным их поднятием к корневой системе возделываемых растений.

Приоритет в механизированных способах орошения отдается дождеванию, поэтому здесь кратко описаны технические средства дождевания, средства энергоснабжения, используемые для подачи воды к дождевальной технике и непосредственно на орошаемые участки, а также основы расчета дождевания и некоторых рабочих органов.

Характеристики дождя и почвы. Создаваемый искусственный дождь, как и естественный, характеризуется: интенсивностью, крупностью капель, равномерностью распределения по площади.

Отношение приращения слоя выпадаемых осадков (дождя) dh

к приращению времени их выпадения dt является истинной интенсивностью в точке на поверхности почвы, м/с:

$$i = \frac{dh}{dt}$$

В расчетах принято использовать среднюю интенсивность дождя, под которой понимается отношение среднего слоя h_{cp} осадков выпавших на некоторой площади S , ко времени их выпадения t .

$$icc = \frac{hcc}{t} = \frac{Q}{S}$$

Q - расход воды, подаваемый на участок в единицу времени, м³/с .

В оросительной технике принято расход I измерять в л/с, орошаемую площадь в м, интенсивность в мм/мин. Тогда средняя интенсивность, мм/мин,

$$I_{cc} = \frac{60Q}{S}$$

Крупность капель дождя характеризуется диаметром d и измеряется в мм. Согласно принятым агротехническим требованиям к искусственному дождю средний диаметр капель должен быть не более 1,5 мм. Средний диаметр капель, мм,

$$D_{cc} = \sqrt[3]{\frac{\sum di^3}{ni}}$$

d_i - диаметры измеренных капель по факелу струи, мм; n_i - число измеренных капель. Равномерность распределения дождя по орошаемой площади оценивается коэффициентом Христиансена

$$C_U = 100 \left(1 - \frac{\sum |d|}{h_{cp} n} \right)$$

Где $|d|$ - абсолютное отклонение измерения от среднего слоя осадков, ±мм; h_{cp} – средний слой осадков, мм; n - число измерений.

В отечественной практике качество растения дождя оценивается коэффициентом эффективного полива $K_{эф}$, под которым мают отношение эффективно политой площади $S_{эф}$, т.е. площади, политой при средней интенсивности с отклонением ± 25 % к политой площади $S_{об}$.

$$K_{эф} = \frac{S_{эф}}{S_{об}}$$

Для перевода коэффициента $C_{и}$ в $K_{эф}$ используют формулу

$$K_{эф} = \frac{1}{-4,66 + 14,2 \exp[-C_U]}$$

Допустимые значения интенсивности дождя ограничены впитывающей способностью почвы, которая зависит от ее вида, влажности и структурного состояния. В процессе полива впитывающая способность почвы постепенно снижается. Зависимости продолжительности t полива от размера d капель (без появления луж) при разной интенсивности полива 1 показаны на рис. 2.2.30.

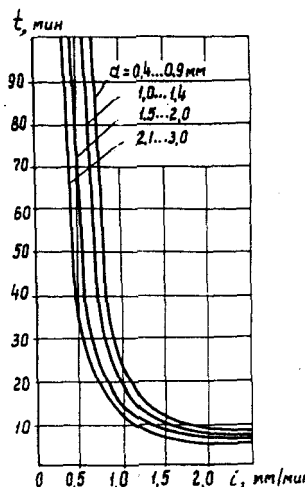


Рис. 2.2.30. Зависимости продолжительности полива от размера капель d (без образования луж) при разной интенсивности i

Рекомендуемые значения средней интенсивности полива $I'q$, для всех почв при сохранении их структуры, аэрации и других факторов приведены ниже.

Почва.....	Тяжелая	Средняя	Легкая
$< q$, мм/мин...	0,1 ... 0,15	0,2 ... 0,5	0,5 ... 0,8

При этом средний диаметр капель не должен превышать 1,0 ... 2,0 мм, а допустимая продолжительность полива не должна допускать образования луж или стока.

Рекомендуемые интенсивности полива для различных почв и уклонов орошаемых участков приведены в табл. 2.2.3.

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

**2.2.3. Рекомендуемые интенсивности полива
для различных видов почв и уклонов орошаемых участков, мм/мин**

Почва	Уклон, %			
	0 ... 0,05	0,05 ... 0,08	0,08 ... 0,12	0,12
Песчаная	0,85 ... 0,74	0,85 ... 0,53	0,64 ... 0,42	0,42 ... 0,32
	0,85 ... 0,64	0,64 ... 0,42	0,44 ... 0,32	0,21 ... 0,17
Супесчаная	0,74 ... 0,53	0,53 ... 0,42	0,42 ... 0,32	0,32 ... 0,21
	0,42 ... 0,32	0,34 ... 0,21	0,25 ... 0,17	0,17 ... 0,13
Суглинистая	0,42 ... 0,25	0,34 ... 0,21	0,25 ... 0,17	0,17 ... 0,13
	0,21 ... 0,13	0,17 ... 0,11	0,13 ... 0,07	0,09 ... 0,04
Глина	0,09	0,07	0,0500	0,040
	0,07	0,04	0,0334	0,025

Силовое воздействие капли зависит не только от её размера, но и от скорости движения. Силу удара S капли о растение можно получить из уравнения количества движения:

$$S_t = m(u - u_k), \quad (7.10.6)$$

где t – время, за которое длится удар; m – масса капли; u – скорость капли в начале удара (скорость падения); u_k – скорость капли в конце удара; обычно принимается $u_k = 0$.

Как показали эксперименты, удар капли о растение близок к упругому. В этом случае время удара

$$t = k \frac{2d_k}{v_3}, \quad (7.10.7)$$

где k – коэффициент пропорциональности, характеризующий степень деформации капли; v_3 – скорость распространения звука в воде.

Тогда сила удара

$$S = k' \rho_1 \frac{\pi V_3}{6} v d_k^2, \quad (7.10.8)$$

где ρ_1 – плотность воды; k' – коэффициент, зависящий от типа почвы.

В этой ММ присутствует слишком много факторов. Их разделяют на неизменяемые и режимные, которыми можно управлять. Вводя показатель неизменяемых факторов

$$N = \rho_1 \pi v^3 / 6, \quad (7.10.9)$$

ММ силы удара представляют в компактном виде

$$S = k' N v d_k^3. \quad (7.10.10)$$

Коэффициент k' учитывает в ММ различия свойств почв.

Классификация технических средств орошения и их назначение. Техника для механизации орошаемого земледелия разделяется на технологическую, осуществляющую непосред-

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

ственно распределение воды по орошаемому участку и энергетическую, осуществляющую подачу необходимого количества воды к участку.

Технологические машины в свою очередь подразделяются на технику для поверхностного полива и для дождевания.

Поливная техника имеет в своем составе мобильные машины-поливальщики на тракторной базе с подачей и распределением воды по шлангам, колесные трубопроводы фронтального перемещения с распределением воды посредством шлейфов, колесные трубопроводы осевого перемещения с выносным распределяющим устройством и сезонные комплекты из разборных труб и шлангов с водовыпусками и водоподающими сифонами. К этой же группе можно отнести консольно-ферменные агрегаты на тракторной базе, оборудованные шлейфами с водовыпусками для приземного распределения воды.

Группа дождевальной техники включает аппараты, установки, машины и комплекты, к которым по конструктивному решению и выполнению технологического процесса относятся:

среднеструйные и дальнеструйные дождевальные аппараты с различным типом привода на вращение, используемые самостоятельно или в составе машин;

многоопорные дождевальные машины кругового и фронтального действия (перемещения) с гидро- и электроприводом на передвижение;

колесные широкозахватные трубопроводы фронтального перемещения с гидро-, электро- и механическим приводом на передвижение;

колесные низкоклинренсные трубопроводы осевого перемещения (шлейфы);

консольно-ферменные дождевальные агрегаты;

полосовые дождевальные установки с гидро- и электроприводом, использующие в качестве водоводов плоскосворачиваемые шланги и гибкие трубопроводы;

дальнеструйные, навесные на трактор, дождевальные машины; комплекты импульсного дождевания на принципе гидроаккумуляции;

комплекты дождевальные переносные с быстроразборным соединением труб.

Дождевальная техника работает от открытой оросительной сети или гидрантов закрытой напорной оросительной сети, а также непосредственно от насосных станций.

Энергетические машины представляют собой насосное оборудо-

дование - многочисленный ряд типоразмеров передвижных, в том числе плавучих, насосных станций с дизельным и электрическим приводом, в качестве рабочего органа которых используются центробежные и осевые насосы.

Передвижные насосные станции (СНП) по создаваемому в системе давлению подразделяются на низко- и высоконапорные.

Расчет дождевальной и насосной техники. В оросительной технике вода как реальная вязкая жидкость при расчете технических средств рассматривается с точки зрения неразрывности ламинарного или турбулентного потока различного расхода в круглых трубах, а истечения из стволов и насадок с распадом струй на капли в атмосфере, при использовании гидродинамического моделирования и критериев подобия.

Зависимости для определения потерь напора в трубопроводах охватывают потери по длине и местные.

Потери напора по длине трубопровода,

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} k, \lambda - \text{коэффициент сопротивления или гидравли-$$

ческого трения. При ориентировочных расчетах для труб из металла принимают $\lambda = 0,02 \dots 0,03$; при уточненном расчете необходимо использовать опытные данные и зависимости [4]; l - длина трубы, м; d - внутренний диаметр трубы, м; v - действительная скорость потока в трубе; $*$ = 1 для транзитного хода; $*$ = 0,33 при равномерной раздаче в отверстия по длине трубопровода; k = 0,53 для трубопроводов машин кругового действия.

Потери напора по длине гибкого трубопровода из полимерного материала

$$h_l = 0.00027 \frac{Q^{1.78}}{d^{4.78}} l, Q - \text{расход воды, м}^3\text{с. Местные потери,}$$

м,

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g} \zeta, \zeta - \text{коэффициент местных сопротивлений, выбира-$$

емый в зависимости от характера конструкций, изменяющих поток [4].

Два режима движения воды в трубах - [ламинарный и турбулентный - определяются лог Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \nu - \text{кинематическая вязкость воды, м/с.}$$

Для ламинарного режима $Re \leq 2300$, а для турбулентного $Re >$

2300.

В качестве рабочих органов дождевальных установок применяют три типа устройств:

короткоструйные насадки, работающие при давлении 0,005 ... 0,15 МПа; среднеструйные дождевальные аппараты, работающие при давлении 0,08 ... 0,25 МПа; дальнеструйные дождевальные аппараты, работающие при давлении 0,25 ... 0,8 МПа.

Дождевальная насадка не имеет движущихся частей. Дождевальный аппарат дождевальной машины или установки имеет подвижные части. Они предназначены для дробления потока воды на капли и распределения по площади орошения.

Расчет дождевальных аппаратов с насадок включают расчет расходно-напорных характеристик, коэффициента расхода, радиуса действия, соотношения между напором и радиусом действия и между напором и диаметром сопла, которые определяют распад струи на капли.

Короскоструйные насадки делятся на дефлекторные (отражательные), центробежные, щелевые и струйные (табл. 2.2.4).

Рациональная форма ствола важна как для среднеструйных, так и для дальнеструйных дождевальных аппаратов. Ствол должен обеспечить наибольшую дальность полета струи, что возможно только в случае, когда после выхода из сопла струя обладает наибольшей компактностью. Рациональная форма ствола показана на рис. 2.2.31. Ствол состоит из колена, цилиндрической трубы, в которой монтируется выпрямитель потока, и конфузурной части, которая заканчивается соплом.

У среднеструйных аппаратов выпрямители чаще всего делают в виде четырех продольных ребер, отлитых на внутренней поверхности ствола (рис. 2.2.31, о). Высота ребер составляет 0,2 - 0,3D (внутреннего диаметра ствола). Диаметр выпрямителя или внутренний диаметр ствола должны быть больше диаметра отверстия сопла в 3-10 раз. Типы выпрямителей дальнеструйных аппаратов показаны на рис. 2.2.31, б-г.

Скорость жидкости должна быть $v = 2,5 - 3$ м/с. Соотношение между диаметром насадки a и ствола D определяется из соотношения

$$\frac{d}{D} = (0,717 \div 0,877) \frac{1}{\sqrt[4]{H}}$$

где H - напор перед соплом, м.

Кроме того, радиус колена аппарата должен быть не меньше 2,5 внутренних диаметров ствола.

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

Длина сопла не должна превышать $(1 - 1,5)D$. Выгодна коническая форма сопла. При наличии цилиндрического выходного участка струя начинает разбрызгиваться непосредственно за соплом. Расход воды через сопло, м³/с,

$$Q = \mu \frac{\pi d_{в.с.}^2}{4} \sqrt{2gh}, \text{ где } \mu - \text{коэффициент расхода; } \mu \text{ (} d_{в.с.} -$$

диаметр в выходном сечении сопла; φ - коэффициент скорости; $\varphi = 0,97 - 0,99$; k - коэффициент сжатия струи. Для конических сопел с углом конусности $60 \dots 100^\circ$ $r = 0,75 - 0,85$, а для конических с цилиндрическим пояском

$$v = 1.$$

Оптимальным считается угол конусности сопла $60 \dots 100^\circ$.

2.2.4. Дождевательные насадки. Расчетные формулы и область применения

Тип насадки	Расчетные формулы		Область применения
	Расход q , м ³ /с	Радиус орошаемого круга (сектора) R , м	
Дефлекторная круговая	$\mu S_c \sqrt{2gH}$, где $\mu = 0,8 \dots 0,94$ - коэффициент расхода; S_c - площадь поперечного сечения сопла насадки, м ² ; H - напор перед выходным сечением, м	$\frac{H}{0,43 + 0,0014 \frac{H}{d}}$, где d - диаметр выходного отверстия насадки, м, при $200 < H/d < 2000$	Дождевательный агрегат ДДА-100МА, орошение приусадебных участков, декоративное садоводство
Дефлекторная секторная с ложкообразным отражателем	$\mu S_c \sqrt{2gH}$, где $\mu = 0,75 \dots 0,8$	$\frac{H}{0,30 + 0,0008 \frac{H}{d}}$ при $600 < H/d < 2600$	Широкозахватные дождевательные машины, орошение приусадебных участков, декоративное садоводство
Щелевая	$0,7 \frac{\pi d \varphi h}{360} \sqrt{2gH}$, где d - внутренний диаметр трубопровода, м; h - ширина щели, м; φ - угол разбрызгивания, °	$\frac{H}{1,15 + 0,00003 \frac{H}{h}}$ при $2000 < H/h < 5000$	Орошение приусадебных участков, декоративное садоводство
Центробежная	$\frac{a}{\sqrt{1 + A^2} \frac{a}{1 - a}} S_c \sqrt{2gH}$, где коэффициент $\alpha = 33 \div 44$; $A = 0,196 \left(\frac{100}{a} \right)^{3,21}$; $\mu = \frac{A + 50}{66A + 50}$		Для распределения с поливной водой животноводческих стоков, орошение приусадебных участков, питомников, декоративное садоводство

В струйных дождевательных аппаратах угол между осью струи и горизонтальной плоскостью, соответствующий наибольшей дальности полета струи в атмосфере составляет от 28 до 32° .

При дождевании струйными аппаратами дальность полета

струи и равномерность распределения дождя в значительной степени зависят от силы ветра. При скорости ветра, превышающей 3 м/с, заметно снижается коэффициент эффективного полива $K_{эф}$. Если в безветренную погоду для машины ДДН-100 $K_{эф} = 0,62 - 0,71$, то при скорости ветра 6 ... 8 м/с $K_{эф} = 0,16 - 0,36$.

В зонах орошаемого земледелия, где преобладают ветры со скоростью свыше 3 м/с, целесообразно использовать ветроустойчивые дождевальные аппараты (рис. 2.2.32).

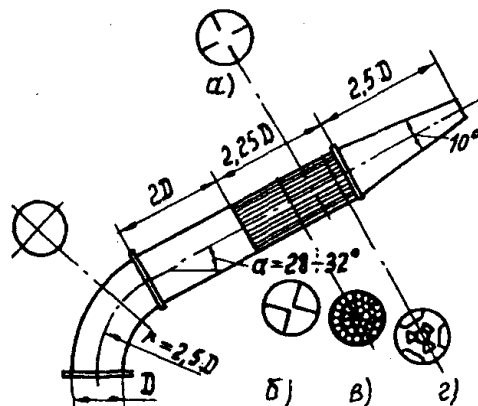


Рис. 2.2.31. Рациональная форма ствола дождевального аппарата (машины)

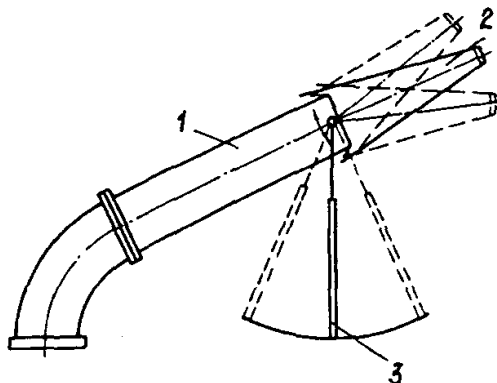


Рис. 2.2.32. Дождевальный аппарат для орошения при ветре

Позволяющие проводить орошение при скорости ветра до 8 м/с практически без снижения коэффициента эффективного полива. Такой аппарат имеет конфузур 2, шарнирно связанный со стволом 1 и жестко с парусом 3. Пару (уменьшает угол наклона

ствола при полив<против направления ветра и увеличивает при совпадении направления ветра и струи.

Зависимость оптимального угла наклона» ствола α к горизонту от скорости ветра V_g (по В.В. Вуколову) (12) приведена на рис. 2.2.33.

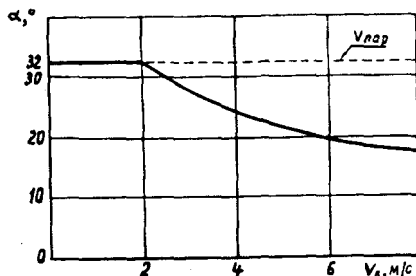


Рис. 2.2.33. Зависимость оптимального угла наклона ствола α к горизонту от скорости ветра V_g ,

Дальность полёта струи.

Дальность полёта струи определяется по траектории движения капли. Её определение – это задача механики о движении частицы, брошенной под углом 0° к горизонту с начальной скоростью V_0 . Теоретическую дальность полета R_T определяет академическая ММ:

$$R_T = \frac{V_0^2}{g} \sin 2\theta_0. \quad (7.10.14)$$

Скорость связана со скоростным напором H в начале струи

$$V_0^2 = 2gH. \quad (7.10.15)$$

Тогда дальность связывается с напором:

$$R_T = 2H \sin 2\theta_0. \quad (7.10.16)$$

Напор связан с расходом воды через насадку площадью F :

$$= Q_H^2 / 2gF^2\mu^2 \quad Q_H = \mu F \sqrt{2gH}, \quad (7.10.17)$$

где μ – коэффициент расхода, определяемый формой сопла; g – ускорение свободного падения; H – напор.

Академическая ММ даёт выход на расчёты параметров дождевателя, но не учитывает сопротивления воздуха и является приближённой.

На практике для определения дальности полета струи (радиус орошаемого круга R) применяют ряд эмпирических формул [6]:

Для круглого сопла

$$R = 2H \sin 2\theta_o [1 - 4\lambda \frac{H}{D} \sin \theta_o], \quad (7.10.18)$$

где D – диаметр струи в сжатом сечении; λ – экспериментальный коэффициент, учитывающий сопротивление воздуха. Значения коэффициента λ установлены и представлены в справочниках.

На практике более удобна безразмерная ММ траектории капль:

$$\xi = \psi \operatorname{tg} \theta_o - \psi^2 \operatorname{tg} \theta_o \frac{\psi^2 \operatorname{tg} \theta_o}{k_R - r\psi}, \quad (7.10.19)$$

где $\xi = y/D$, $\psi = x/D$ – относительные ордината и абсцисса графика траектории струи; $k_R = R/D$ – относительная теоретическая дальность струи; $r = (R_r - R)/R$ – относительная потеря дальности струи из-за сопротивления воздуха.

При угле наклона струи к горизонту $\alpha = 32^\circ$ и отношений $H/d > 1000$ применима формулы Ф.И. Пикалова

$$R = 0,42H + 1000 d_{в.с.}$$

где H – напор перед соплом, м; $d_{в.с.}$ – диаметр струи при выходе из сопла, м; при $800 < Hid < 4000$ формулу Б.М. Лебедева

$$R = \frac{H}{0,4 + 0,00025 \frac{H}{d}}, \quad \text{где } 0,4 \text{ - коэффициент; при наличии в}$$

стволе выпрямителя вместо коэффициента 0,4 принимают 0,5; формулу В.М. Маркварте

$$R = \frac{2H \sin 2\alpha}{1 + 4\lambda \frac{H}{d} \sin \alpha}$$

$$\lambda = 1 - \exp\left(-\frac{H}{1,6d}\right) \text{ - коэффициент, учитывающий сопротивление}$$

движению струи в воздухе.

Обеспечение дисперсности струи. Характер распределения струи на капли зависит от отношения H/R или H/d . При постоянном отношении H/R , которому соответствует примерно постоянное отношение H/d , получается однотипный распад на капли. Чем больше эти отношения, тем капли получаются мельче. Характер распада струи на капли приведен в табл. 2.2.5.

Таблица 2.2.5.

Характер распада струи на капли

Характеристика сопла трубы		Характеристика струи
H/R	H/d	
0,59	До 900	Сплошная струя, не распадающаяся на капли
0,62 ... 0,72	900 ... 1500	Слабый распад струи на капли, непригодные для орошения
0,77	1500 ... 1600	Распад струи на капли средней крупности, пригодные для орошения трав на лугах и пастбищах
0,83	1700 ... 1800	Распад струи на более мелкие капли, пригодные для орошения взрослых сельскохозяйственных культур
0,91	2000 ... 2200	Распад струи на мелкие капли, пригодные для орошения всех культур
1,00	2400 ... 2600	Распад струи на очень мелкие капли, пригодные для орошения рассады самых нежных растений и культур
1,11 и выше	3000 и выше	Мелкодисперсное распыление струи (туман)

Распад струи на капли улучшается при установке дождевального аппарата в непосредственной близости от насоса благодаря турбулизации потока. Это позволяет проводить орошение на машинах типа ДДН при $H/d = 1000$.

При установке дождевальных насадок или аппаратов на машины необходимо сохранить равенство расходов воды при переменном напоре по длине. Выравнивание расходов осуществляется путем установки сменных сопел разного диаметра. Обычно применяют два - три сопла в односопловых аппаратах и до девяти - в многосопловых. Для определения параметров аппаратов и насадок строят их расходно-напорные характеристики.

Выбор струйного аппарата. Наибольшее распространение среди среднеструйных дождевальных аппаратов во всем мире получили коромысловые аппараты. В них струйные стволы приводятся во вращение силой взаимодействия части поперечного сечения водяной струи с качающимся коромыслом в вертикальной (рис. 2.2.34, а) и горизонтальной (рис. 2.2.34, б) плоскостях. Первые используются при расходе воды до 30 л/с, а вторые - до 10 л/с.

Дальнеструйные дождевальные аппараты для достижения максимальной дальности полета струи должны иметь частоту вращения ствола вокруг вертикальной оси не более $0,05 \text{ с}^{-1}$. С целью повышения дальности полета струи вращение ствола делают прерывистым.

Получили распространение приводы, обеспечивающие вращение ствола за счет турбинки, лопасти которой входят в струю (рис. 2.2.34, в) Более простую конструкцию имеет дождевальный аппарат ВИСХОМа (рис. 2.2.34, г). Его привод не имеет движущих

щихся деталей. Вращение ствола осуществляется реактивной силой струи, выходящей из бокового отверстия в стволе. Когда ствол начинает вращаться, лопатка 2, жестко связанная со стволом, входит в контакт со струей, вытекающей из отверстия 1, и останавливает вращение. Затем цикл повторяется.

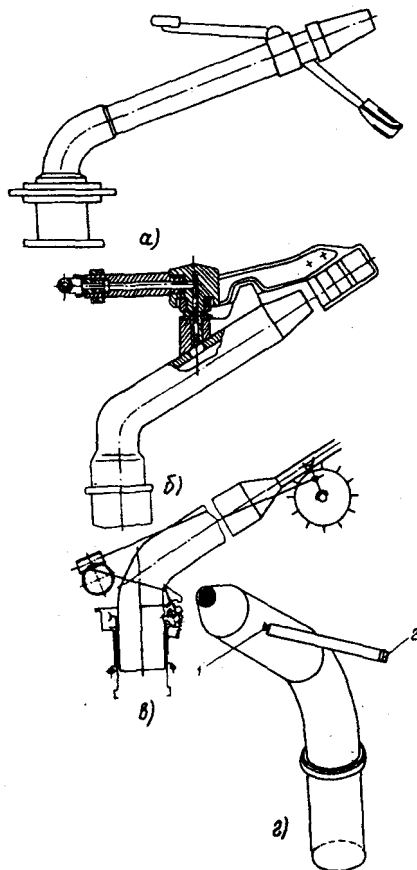


Рис. 2.2.34. Дождевальная аппаратура:
 а - с коромыслом, качающимся в вертикальной плоскости; б - с коромыслом, качающимся в горизонтальной плоскости; в - с приводом ствола от турбинки; г - конструкции ВИСХОМа

Особенности расчета и конструкции оросительной техники. Дальнеструйные дождевальные машины состоят из насосного агрегата, на котором установлен струйный дождевальный аппарат, всасывающей линии с рыбозащитным устройством и механизмом подъема, системы заправки насоса водой и внесения растворимых удобрений. Все узлы смонтированы на специальной раме, которая при помощи трехточечной подвески агрега-

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

тируется на трактор. Привод насоса осуществляется от вала отбора мощности трактора при помощи карданной передачи.

Дальнеструйные машины применяются в основном для орошения овощных культур, лугов, пастбищ и лесопитомников, при этом отношение напора к диаметру струи $H/d = 1000$, что является достаточным условием для получения допустимой крупности капель.

Машины такого класса, как правило, различают позиционно с забором воды из временных оросителей.

Основные расчетные формулы для дальнеструйных машин приведены в табл. 2.2.6.

2.2.6. Расчетные формулы для дальнеструйных машин

Показатель	Формула
диаметр струи, мм	$D = 17,14N^{\frac{2}{7}}$
апор перед соплом, м	$H = d$
расход воды машины, л/с	$Q_m = 4,52N^{\frac{5}{7}}$
апор насоса, м	$H_n = 1,05H$
радиус орошения, м	$R = 22,9N^{\frac{2}{7}}$
средняя круговая интенсивность дождя, мм/мин	$i_{cp} = 0,164N^{\frac{1}{7}}$

и м е ч а н и е . N - мощность, кВт.

Двухконсольные дождевальные агрегаты (ДДА) применяют для орошения участка площадью до 100 га.

Машина смонтирована на гусеничном тракторе, на котором размещены: насосная установка со всасывающей линией и механизмом ее подъема и опускания, двухконсольная ферма с насадками, система заправки насос;водой.

Насос приводится во вращение от двигателя трактора через ВОМ. Ферма двухкон-сольного агрегата в поперечном сечении имеет форму равностороннего треугольника, расположенного вершиной вверх. Нижний пояс фермы является водопроводящим и состоит из двух труб, а верхний из одного растянутого стержня. Ферма оборудована специальным» стабилизаторами, предотвращающими ее по ломку при колебаниях. На водопроводящем поясе фермы расположены дефлекторные насадки кругового действия.

Помимо орошения чистой водой ДДА может вносить с водой быстрорастворимые минеральные удобрения. При дооборудова-

нии может выполнять: мелкодисперсное орошение. внесение удобрений в межполивной период, в том числе в зимнее время; химическую защиту растений; транспортировку с поля урожая.

Интенсивность создаваемого машиной дождя определяется по формуле (2.2.1).

Снижение интенсивности дождя достигается путем оптимизации расстановки дефлекторных насадок различных типов, что позволяет увеличить длину захвата (рис. 2.2.36). Для этого на коротких открьлках водопроводящих трубопроводов в шахматном порядке устанавливают на одном конце дефлекторные насадки кругового действия, а на другом - секторные, имеющие большую дальность полета факела дождя. Это позволяет значительно увеличить площадь, одновременно захватываемую дождем.

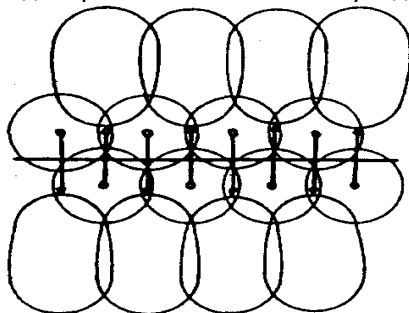


Рис. 2.2.36. Оптимальная схема расстановки насадок на фронтальных дождевальными машинами

Мощность, необходимая для работы двухконсольного агрегата, кВт,

$N = N_1 + N_2$, где N_1 - мощность, необходимая для движения агрегата, кВт; N_2 - мощность на привод насоса, кВт;

$$N_1 = mV_k / 102,$$

m - масса агрегата с трактором, кг; V - максимальная рабочая скорость, м/с; k - коэффициент перекачивания.

Для работы агрегата на тяжелых почва водопроводящий пояс оборудуется центробежными насадками, которые по сравнению с дефлекторными дают более высокую дисперсность распыления.

Многоопорные дождевальные машины отличаются от машин других типов большей шириной захвата и производительностью при высоком качестве дождя, а также полной автоматизацией технологического процесса орошения. Забор воды машинами осуществляется от гидрантов подземной оросительной сети, открытых каналов, железобетонных лотков или гибких водоводов. Орошение производится в движение в старт-стопном

режиме фронтально или по кругу. Привод может быть гидравлическим или электрическим.

Основой машины является водопроводящий пояс, смонтированный на приводных тележках. На эти элементы приходится более 40 % массы фронтальной машины и почти 50 % массы машины кругового действия. Metalлоконструкция metalлоконструкция водопроводящего пояса отличается относительной простотой, а приводные опоры представляют собой конструктивно сложный, требующий повышенных эксплуатационных затрат узел. Уменьшение численности опор на машине приводит к снижению её массы и стоимости, повышению надёжности ее упрощению технического обслуживания и, сокращению эксплуатационных затрат, (а также к росту коэффициента земельного использования и уменьшению потерь урожая от заминания колесами.

Сокращение числа опор при той же длине машины связано с увеличением расстояния между ними (пролета), что достигается совершенствованием подвески водопроводящего пояса, обеспечивающей необходимую прочность и жесткость несущей конструкции.

Разработка фермы включает три основных этапа:

- 1) геометрический и предварительный прочностной расчеты;
- 2) поверочный расчет с помощью ЭВМ;
- 3) разработка конструкции фермы.

Предварительно намечаются ориентировочная длина фермы L и высота H в середине пролета (рис. 2.2.37).

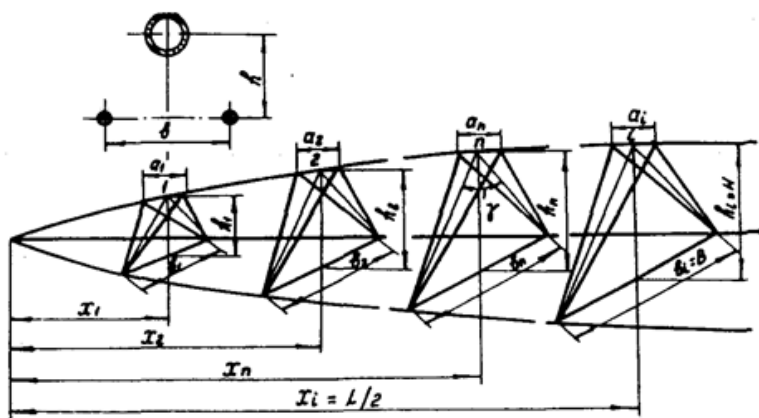


Рис. 2.2.37. Определение размеров элементов фермы многоопорной дождевальной машины

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

Затем определяют массы нижнего $m_{нп}$ и верхнего $m_{вп}$ поясов и стоек $m_{ст}$.

Максимально допустимая длина L_{max} (м) для принятых размеров определяется выражением:

$$L_{max} = \sqrt{\frac{8[\sigma_{сж}]F_{тp}H}{q_{\phi}}} \quad \text{или} \quad L_{max} = \sqrt{-\frac{8[\sigma_p]F_{жс}H}{q}}$$

где $[\sigma_{сж}]$, $[\sigma_p]$ - допускаемые напряжения соответственно сжатия и растяжения на верхнем и нижнем поясе фермы, Па; F - площадь поперечного сечения трубы верхнего пояса, м²; F_n - площадь поперечного сечения трубы нижнего пояса, м²; q_{ϕ} - масса фермы, приходящаяся на 1 м длины, кг/м;

$F_n = 2F_T$, где F_T - площадь сечения тяги, м²;

$$q_{\phi} = \frac{K(m_{mp} + m_{ин} + m_{cm} + m_{вп})}{L}$$

K - конструктивный коэффициент массы; $K = 1,10-1,15$;

$m_{нп}$ - масса нижнего пояса, кг; $m_{вп}$ - масса верхнего пояса, кг; $m_{ст}$ - масса стоек, кг; $m_{тp}$ - масса воды в трубопроводе, кг.

Из двух значений L для дальнейших расчётов применяется наименьшее.

Высота фермы A в ее поперечных сечениях, в которых установлены стойки, определяется по формуле

$$h = -\frac{q_{\phi}x(L-x)}{2F_{с}[\sigma_{сж}]_{с}} \quad \text{или} \quad h = \frac{q_{\phi}x(L-x)}{2F_n[\sigma_p]_{н}}$$

Где x - расстояние от левого конца фермы (от чала координат) до поперечного сечения, в тором установлена стойка, м.

Из двух значений h в дальнейших расчетах используется наибольшее. Длина распорки в сечении, м,

$$b_i = 2h_i \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}, \quad \gamma - \text{угол, определяющий ширину нормы.}$$

Ориентировочную длину уголков стоек в сечении с точностью, достаточной для определения их массы, находят из выражения

$$d_i = \sqrt{h_i^2 + \left(\frac{b_i}{2}\right)^2 + \left(\frac{a_i}{2}\right)^2}$$

a_i - расстояние между сечениями трубопровода, к которым к нему крепятся уголки,

геометрия трубопровода при рабочей нагрузке фермы и поворочные расчеты подробно изложены в [12].

Полосовые барабанные установки. Автоматические полосовые установки с перемещающимся дождевальным аппаратом или фермой широко используют для орошения мелкоконтурных участков (рис. 2.2.38).

Установка состоит из барабана / с намотанным гибким длиннономерным трубопроводом 2 из полимерного материала, который монтируется на раму 3, имеющую опорные колеса 4. Гибкий трубопровод, подсоединенный к водопроводящей оси барабана, на другом своем конце оснащен дождевальным аппаратом (или фермой) с опорой 5, перемещающейся по почве.

Барабан приводится в медленное вращение гидродвигателем, работающим за счет энергии части расхода оросительной воды, проходящей через установку. Вода подводится от гидранта оросительной сети к центру барабана через шарнирную осевую муфту и затем попадает в гибкий трубопровод и гидродвигатель.

При вращении барабана дождевальная установка через гибкий трубопровод подтягивается к установке, одновременно медленно вращаясь вокруг вертикальной оси и орошая прилегающую площадь. Так как дождевальная установка движется, то площадь, орошаемая установкой, имеет форму полосы шириной, равной двум радиусам полета струи, и длиной;

равной длине рабочей части гибкого трубопровода.

Аппарат, как правило, работает не по кругу. В этом случае общая картина полива не изменится, не средняя фиктивная интенсивность дождя увеличится в $a/30$ раз.

Преимуществом таких установок является возможность их работы в автоматическом режиме в течение длительного времени без участия человека.

Расчет полосовых дождевальных установок состоит в следующем. Задаются расход;

дождевального аппарата Q , м³/с; свободный напор a на выходе из сопла дождевального аппарата, м; норма τ полива, м²га (мм); время непрерывной работы установки, с.

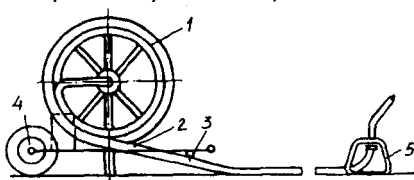


Рис. 2.2.38. Схема полосовой дождевальной машины

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

Основные параметры определяются по следующим зависимостям:

дальность полета струи, м,

$$R = 209,1Q^{0,365}$$

скорость передвижения дождевальной аппарата, м/с,

$$v = 0,0298Q^{0,645} m^{-1}$$

рабочая длина гибкого трубопровода, м,

$$L_p = vt$$

полная длина гибкого трубопровода, м,

$$L = (1,05 + 1,1)L_p$$

средний диаметр намотки гибкого трубопровода

$$D = 25d$$

где a - наружный диаметр гибкого трубопровода, м;

ширина барабана

$$B = (0,7 + 0,8)D$$

внутренний диаметр гибкого трубопровода

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_1}}$$

где V_1 - скорость движения воды в трубопроводе, $V_1=4,5-5$ м/с;

напор на гидранте

$$H_m = H_a + h_m + h_{\Sigma}$$

где H_a - напор на выходе дождевального аппарата, м; H_t - потери напора в гибком трубопроводе, м; h_m - сумма местных потерь на пути движения жидкости от гидранта к дождевальному аппарату (определяется по известным зависимостям гидравлики и опытным данным). Для расчетов можно принять

$$\sum h_m = (0,1 \div 0,2)H_a$$

Потери напора по длине гибкого трубопровода определяются по формуле (2.2.2).

При проектировании гидравлического механизма привода барабана необходимо знать силы сопротивления протаскивания в лотке трубопровода по полю. Перемещению трубопровода и тележки, на котором установлен Дождевальный аппарат, по полю препятствуют

силы трения трубопровода о почву и перекачивания тележки.

На однородном ровном поле сопротивление перекачиванию

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

тележки будет примерно постоянно по всей его длине, а сопротивление протаскиванию трубопровода будет переменным, его величина будет изменяться пропорционально протаскиваемой и постепенно уменьшаемой длине.

Общее сопротивление трубопровода

$$P = 9,81(km_{m.a} + fq_{mp}l_{mp})$$

где P - сила тяги барабана дождевателя, Н;

$m_{т.а}$ - масса тележки с дождевальным аппаратом, кг; $q_{тп}$ - масса 1 м трубопровода с водой, кг; $l_{тп}$ - длина протаскиваемого трубопровода, м; k - коэффициент перекачивания тележки;

f - коэффициент трения трубопровода по поверхности поля.

Средние значения коэффициентов трения трубопровода по поверхности поля составляют: на сухой пашне 0,43, на мокрой пашне 0,58, на сухой стерне 0,41, на мокрой стерне 0,54. Характеристика полосовых дождевальных установок приведена в табл. 2.2.7.

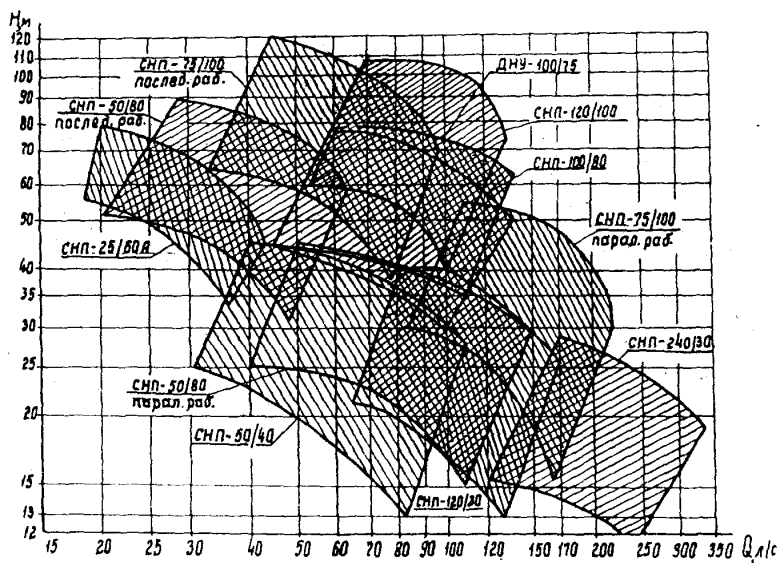
Таблица 2.2.7

Параметрический ряд полосовых дождевых установок

Наименование показателя, его размерность	Типоразмеры						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Расход, л/с	до 1,5	0,7-3	2,5-6,5	5-12	9-18	15-30	25-50
Напор, м							
на входе	25-60	25-65	40-70	50-75	55-85	65-90	75-100
на дождевальном аппарате	15-45	15-50	25-50	35-60	40-65	50-70	55-80
Диаметр трубопровода, мм	35	50	65	77	90	105	135
Длина трубопровода, м	150	250	300	350	400	450	500
Длина орошаемой полосы, м	170	280	335	400	455	520	580
Ширина орошаемой полосы, м	30	44	58	80	83	104	124
Масса машины, кг	200	500	1000	2000	3000	4500	5000

Передвижные насосные станции - одна из многих разновидностей насосно-силового оборудования, находящихся применение в орошаемом земледелии. Разработана и применяется гамма передвижных насосных станций типа СНП.

Расходно-напорные характеристики (поля $Q-H$) основных насосных станций показана на рис. 2.2.39. Аналогичные поля $Q-H$ строятся и для электрифицированных насосных станций.



Основным рабочим органом насосных станций является центробежный насос. При вращении вала с колесом жидкость всасывается через патрубок и нагнетается в спиральный корпус и патрубок. Перед пуском центробежный насос и всасывающая магистраль обязательно должны быть заполнены жидкостью.

Основной характеристикой, определяющей форму конструкции центробежного насоса, является коэффициент быстроходности

$$n_s = 0,383\omega \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \text{ где } (\omega - \text{угловая скорость, рад/с; } Q - \text{расход. М}^3\text{с; } H - \text{напор насоса, м.}$$

Отношение наружного диаметра колеса к диаметру входа жидкости при различных значениях n_s , приведены в табл. 2.2 8.

2.2.8. Отношение наружного диаметра колеса D_2 к диаметру входа жидкости D_0

Насос	Центробежный				
	Тихоходное	Нормальное	Быстроходное	Диагонального типа	Пропеллерного типа
Колесо					
Тип	I	II	III	IV	V
n_s	40...80	80...150	150...300	300...600	600...1200
D_2/D_0 , примерно	2,5	2	1,8...1,4	1,2...1,1	0,8

Подбирают центробежные насосы по характеристикам, которые приводятся в каталогах насосов обычно для постоянной уг-

Машины для возделывания сельскохозяйственных культур

ловой скорости ω . При изменении угловой скорости основные параметры пересчитывают по следующим формулам:

$$Q_1 = Q \frac{\omega_1}{\omega} \quad H_1 = H \left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2 \quad N_1 = N \left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^3$$

$$H_{вс1} = 10 - (10 - H_{вс}) \left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2, \text{ где } Q, H, K, H_{вс} - \text{соответственно}$$

расход, напор, мощность, допустимая высота всасывания при угловой скорости ω ; $Q_1, H_1, N_1, H_{вс1}$ - то же, при угловой скорости ω_1 .

Современные насосы выполняются без уплотнения по наружному диаметру рабочего колеса, что кроме повышения КПД позволяет изменять показатели насоса при постоянной угловой скорости путем уменьшения обточкой наружного рабочего колеса от диаметра D до D_1 . Новые показатели насоса могут быть определены по формулам:

$$Q_1 = Q \frac{D_1}{D} \quad H_1 = H \left(\frac{D_1}{D}\right)^2 \quad N_1 = N \left(\frac{D_1}{D}\right)^3$$

$$H_{вс1} = 10 - (10 - H_{вс}) \left(\frac{D_1}{D}\right)^2$$

При уменьшении частоты вращения справедливость формул сохраняется в весьма широких пределах. Для обрезки колеса формулы применимы в следующих пределах:

$$D_1 = 0.8 \text{ при } n_3 \text{ до } 100$$

$$D_1 = 0.9 \text{ при } n_3 \text{ до } 180$$

Центробежные насосы подчиняются закону гидравлического подобия. Сущность этого закона состоит в том, что если известны показатели для какого-либо насоса, который в данном случае называется моделью, то для другого насоса - натуры, геометрически подобного модельному, имеющему равный с ним коэффициент быстроходности n ; показатели могут быть определены по следующим формулам:

$$Q = Q_v \frac{\omega}{\omega_v} \left(\frac{D}{D_v}\right)^2 \quad H = H_v \left(\frac{\omega}{\omega_v}\right)^2 \left(\frac{D}{D_v}\right)^2 \quad N = N_v \left(\frac{\omega}{\omega_v}\right)^3 \left(\frac{D}{D_v}\right)^5$$

где $Q_v, H_v, N_v, \omega_v, D_v$ - соответственно расход, напор, мощность, угловая скорость и наружный диаметр рабочего колеса модели.

Высота всасывания при этом пересчитывается по коэффициенту кавитации

$$C = \frac{9,55\omega_v \sqrt{Q_v}}{\left(\frac{10 - H_{\text{вс}}}{10}\right)^{3/4}}$$

По коэффициенту C определяется допустимая высота всасывания для природы.

ЛИТЕРАТУРА К ПЕРВОЙ ЧАСТИ

1. Машиностроение. Энциклопедия. Ред. совет К.В.Фролов и др. - М.: Машиностроение. СХМ и оборудование. Т. 1V-16. 1998.
2. Халанский В. М., Горбачев И. В. Сельскохозяйственные машины. - М.: Колос, 2014.— 624 с.: ил. — (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).
3. Жилкин В.А. Расчёты на прочность и жёсткость элементов сельскохозяйственных машин/ под ред. В.В.Бледных. / ЧГАУ. – Челябинск, 2004. – 427 с.
4. Дьяченко Г.Н., Игнатенко И.В., Литенко Д.Г. Ротационные рабочие органы почвообразующих орудий: учеб. пособие. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. – 103 с.
5. Игнатенко И.В. Энергетические аспекты взаимодействия упруго закреплённого рабочего органа с почвой в земледельческой механике: Монография.-Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2002.- 160 с.
6. Бурченко П.Н. Механико-технологические основы почвообрабатывающих машин нового поколения. – М.: ВИМ, 2002. – 211с.
7. Инаекян С.А., Игнатенко И.В., Завражнов А.А., Жаров В.П. Определение и расчёт параметров упругих стоек рабочих органов почвообрабатывающих машин: Метод. указ. МУ 23.2.48-89.-М.: изд. ВИСХОМ, 1990.-60 с.
8. Матяшин Ю.И., Гринчук И.М., Егоров Г.М. Расчёт и проектирование ротационных почвообрабатывающих машин.- М.: Агропромиздат, 1988 – 172с.
9. Харьковский В.М., Щербина Э.Б. Обоснование и расчет рабочих органов почвообрабатывающих машин / РИАТМ. – Ростов н/Д, 1995. – 101 с..
10. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. М.: Машиностроение, 1983.
11. Теория, конструкция и расчёт сельскохозяйственных машин: учебник для вузов/ Е.С. Босой и др. / Под ред Е.С. Босого. - М.: Машиностроение, 1977. – 568 с.
12. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчёт почвообрабатывающих машин. - М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
13. Василенко П.М., Бабий О.П. Культиваторы. Конструкция и расчёт. – Киев, 1961. – 238 с.
14. Хоменко М.С. Механизация посева зерновых культур. - Киев: Урожай, 1989-168 с.
15. Погорелый Л.В. Машины для точного высева пропашных культур: Конструирование и расчёт. - Киев: Техника, 1987. - 217

с.

16. Устинов А.М. Машины для посева сельскохозяйственных культур. – М.: Агрошаздат, 1989. – 156 с.

17. Чичкин В.П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты. Теория, конструкция, расчет. – Кишинев: Штеница, 1984. – 392 с.

18. Рекомендации по расчёту пневматических высевальных систем. – М.: НПО ВИСХОМ, 1980. – С.5-26.

19. Дроздов В.Н. Сердечный А.Н. Комбинированные почвообрабатывающие и посевные машины. – М.: Агропромиздат 1988. – 111 с.

20. Кабаков Н.С., Мордухович А.И. Комбинированные почвообрабатывающие и посевные агрегаты и машины. – М.: Россельхозиздат 1984. – 80 с.

21. Юнусов Г.С. Технологические схемы комбинированных агрегатов для подготовки почвы под посев зерновых культур // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. – №3. – С.35-36.