

DOI: 10.12737/6297

УДК 630*232.32

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА РАБОТЫ РОТАЦИОННОЙ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ В ПИТОМНИКАХ

доктор сельскохозяйственных наук **В. И. Казаков**¹

кандидат технических наук **И. В. Казаков**²

1 – ФБУ «Всероссийский научно-исследовательский институт лесоводства и механизации
лесного хозяйства», г. Пушкино, Российская Федерация

2 – ФБУ «Авиалесоохрана» г. Пушкино, Российская Федерация

В статье приведены результаты аналитических исследований процесса работы ротационной почвообрабатывающей машины для дополнительной обработки почвы в лесных питомниках. Рассмотрены особенности технологического процесса, выполняемого ротационной машиной, а также силы, действующие на ее рабочие органы. Дан анализ некоторых геометрических параметров рабочих органов и режимов их работы. Определены условия, необходимые для стабильной работы ротационной почвообрабатывающей машины и хорошим качеством рыхления почвы. Отмечено, что полученные результаты использованы при разработке машины ротационной бесприводной МРБ-1.6, предназначенной для предпосевной обработки почвы в лесных питомниках, которая успешно прошла приемочные испытания и поставлена на серийное производство.

Ключевые слова: посадочный материал, обработка почвы, долотья, рыхлительный барабан, силы сопротивления, скорость движения, подача, толщина стружки.

ANALYTICAL STUDY OF THE WORK PROCESS OF THE ROTARY TILLAGE MACHINE IN NURSERIES

DSc in Agriculture **V. I. Kazakov**¹

PhD in Engineering **I. V. Kazakov**²

1 – FBI «All-Russian Research Institute for Silviculture and Mechanization of Forestry»,
Pushkino, Russian Federation

2 – FBI «Avialesookhrana», Pushkino, Russian Federation

Abstract

The results of analyzes of the work process of the rotary tillage machine for further processing of the soil in forest nurseries are presented in the article. The features of the process performed by the rotary engine, as well as the forces acting on the working bodies are considered. The analysis of the geometric parameters of working bodies and their operation modes are given. The conditions required for stable operation of rotary tillage machines and good quality soil loosening is defined. It is noted that the results obtained are used in the development of rotary machine, driveless МРБ-1.6, intended for seedbed preparation of soil in forest nurseries are presented, which has successfully passed acceptance tests and was put into mass production.

Keywords: planting material, soil tillage, chisel, loosening drum, resistance forces, speed, pitch, chip thickness.

Обработка почвы в лесных питомниках при выращивании посадочного материала включает как основную, так и дополнительную обработку почвы. Для основной обработки почвы – вспашки используются различные плуги с лемешными или дисковыми рабочими органами. Основная цель вспашки заключается в рыхлении пахотного слоя почвы. При дополнительной обработке почвы предусматривается создание наиболее благоприятных условий, обеспечивающих дружные всходы семян и их дальнейшее укоренение и развитие. Наибольший эффект при этом может быть достигнут путем послыйной обработки почвы, начиная от мелко-комковатой структуры верхнего слоя почвы в зоне высева семян и средне и крупно-комковатой структуры почвы в зоне расположения корневой системы. Такой способ обработки почвы может быть выполнен ротационной почвообрабатывающей машиной, состоящей из рыхлительных долотьев и вращающихся барабанов с зубчатыми планками, установленными на их периферии и кинематически связанных между собой с помощью цепной передачи. Принципиальная схема ротационной почвообрабатывающей машины и сил, действующих на ее рабочие органы, приведены на рис. 1.

Технологический процесс, выполняемый такой машиной, заключается в следующем. При поступательном движении агрегата рыхлительные долотья обеспечивают предварительное рыхление почвы на требуемую глубину обработки. Передний опорно-рыхлительный барабан, вращаясь, внедряется зубчатыми планками в почву и обеспечивает дополнительное рыхление почвы на меньшую, чем долотья

глубину. Задний рыхлительный барабан аналогичной конструкции, но меньшего диаметра, вращаясь с большей окружной скоростью, чем передний, благодаря кинематической связи через цепную передачу, более интенсивно рыхлит верхний слой почвы. Таким образом, получается трехслойная обработка почвы, причем вращение ротационных барабанов осуществляется не от вала отбора мощности трактора, а за счет тягового усилия трактора и взаимодействия опорно-рыхлительного барабана с почвой и одновременного привода им рыхлительного.

Рассмотрим более детально технологический процесс работы, выполняемой ротационной почвообрабатывающей машины.

На основании очевидных соотношений, можно отметить, что расстояние от рамы машины до крайней нижней точки опорно-рыхлительного барабана L_1 определится так:

$$L_1 = l_1 + D_6/2, \quad (1)$$

где l_1 – расстояние от рамы машины до оси вращения переднего опорно-рыхлительного барабана (с учетом конструктивных соображений эта величина составит 90 мм);

D_6 – диаметр опорно-рыхлительного барабана.

Расстояние от рамы до нижней крайней точки заднего рыхлительного барабана:

$$L_2 = l_2 + D/2, \quad (2)$$

где l_2 – расстояние от рамы машины до оси вращения рыхлительного барабана (с учетом конструктивных соображений эта величина составит 130 мм);

D – диаметр рыхлительного барабана.

Расстояние от рамы машины до по-

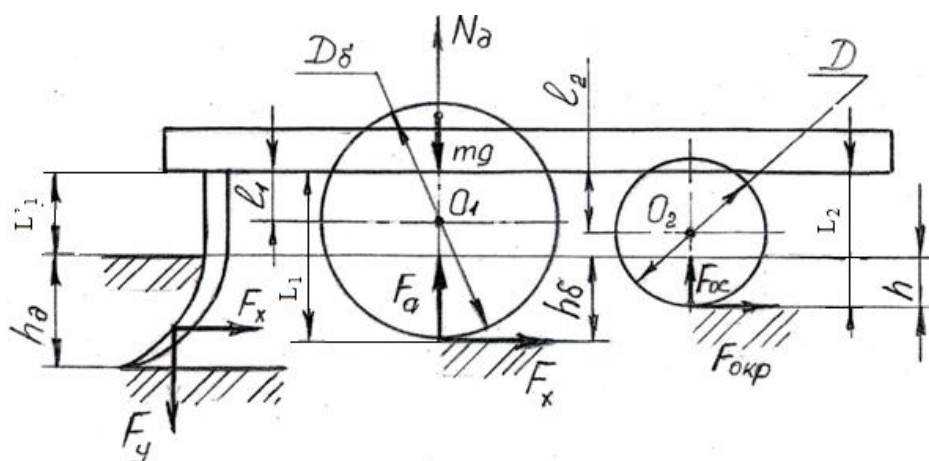


Рис. 1. Схема ротационной почвообрабатывающей машины и сил, действующих на ее рабочие органы

верхности почвы:

$$L'_1 = L_1 - h_d = (l_1 + D_d/2) - h_d, \quad (3)$$

где h_d – глубина хода рыхлительных долоуев.

Глубину хода рыхлительного барабана:

$$h = h_d + (l_2 - l_1 + D_6/2 - D/2). \quad (4)$$

Наибольшую глубину хода в почве должны иметь рыхлительные долоуя, несколько меньшая глубина хода должна быть у опорно-рыхлительного барабана, и наименьшая – у рыхлительного барабана.

Угол при вершине сектора рыхлительного барабана v_2 , погруженного в почву, определим из выражения:

$$v_2 = \pi - \arcsin((D/2 - h)/D). \quad (5)$$

Число планок рыхлительного барабана $Z_{пл}$, одновременно находящихся в почве:

$$Z_{пл} = v_2 / \alpha_2, \quad (6)$$

где α_2 – угол «расстановки» планок на образующей рыхлительного барабана.

Поскольку глубина хода рыхлительного барабана незначительна и в почве одновременно работают не более 2-3 планок.

Частота вращения опорно-рыхли-

тельного барабана n_1 составит:

$$n_1 = 30 V (1 - \zeta) / \pi (D_6/2 - h_6), \quad (7)$$

где V – поступательная скорость движения агрегата;

ζ – коэффициент буксования – эта величина показывает, насколько отличаются поступательная скорость движения агрегата и окружная скорость условного цилиндра;

Частота вращения рыхлительного барабана n_2 :

$$n_2 = n_1 / u = n_1 Z_1 / Z_2. \quad (8)$$

где u – передаточное отношение цепной передачи от ведущего опорно-рыхлительного к ведомому рыхлительному барабану;

Z_1 – число зубьев ведущей звездочки, расположенной на оси опорно-рыхлительного барабана;

Z_2 – число зубьев ведомой звездочки, расположенной на оси рыхлительного барабана.

Для получения мелкокомковатой фракции верхнего слоя почвы частота вращения рыхлительного барабана должна быть больше, чем опорно-рыхлительного, поэтому число зубьев ведомой звездочки

меньше, чем ведущей, и используемая цепная передача является повышающей.

Значит:

$$n_2 = 30Z_1V(1 - \zeta) / \pi (D_6/2 - h_6)Z_2. \quad (9)$$

Соответственно угловая скорость вращения рыхлительного барабана составит:

$$\omega_2 = \omega_6 u = Z_1 V D (1 - \zeta) / (D_6 - 2h_6) Z_2, \quad (10)$$

где ω_6 – угловая скорость вращения опорно-рыхлительного барабана.

Окружная скорость рыхлительного барабана определится по формуле

$$V_2 = R_2 \omega_2 = \omega_2 D/2. \quad (11)$$

Или:

$$V_2 = u V D (1 - \zeta) / (D_6 - 2h_6). \quad (12)$$

Таким образом, окружная скорость рыхлительного барабана зависит от передаточного отношения цепной передачи, поступательной скорости движения агрегата, коэффициента буксования, диаметра и глубины хода опорно-рыхлительного барабана.

Рыхлительные долотья, установленные перед опорно-рыхлительным барабаном, предназначены для предварительной более грубой и на большую глубину обработки почвы. Кроме того, благодаря своей конструкции они обеспечивают стабильную глубину хода опорно-рыхлительного барабана, что важно для работоспособности ротационной почвообрабатывающей машины. В связи с этим целесообразно рассмотреть силы, возникающие на рыхлительных долотьях в процессе их работы.

Схема рыхлительного долота и действующие на него силы, при выполнении технологического процесса, приведены на рис. 2.

Основными конструктивно-технологическими параметрами рыхлительного долота являются:

h_d – глубина хода долота в почве;

B_d – «вынос» долота – расстояние от носика долота до проекции на продольную ось X точки образующей, расположенной на высоте, равной глубине хода;

b_d – ширина долота (если эта величина постоянна по его высоте);

R – радиус кривизны образующей поверхности долота;

δ – угол наклона линии, соединяющей нижнюю A и верхнюю B точки образующей долота.

Суммарная результирующая сила сопротивления движению долота в почве – R_{Σ} может быть условно приложена в середине гипотенузы AB прямоугольного треугольника ABC . Сторона AB соединяет нижнюю A и верхнюю B точки передней образующей долота при его движении в почве. Сила сопротивления определяется как интегральная сумма всех элементарных сопротивлений по длине дуги $AA'B$. В данной постановке можно считать, что суммарное сопротивление R_{Σ} направлено по перпендикуляру к стороне AB .

Продольная составляющая силы сопротивления – тяговое сопротивление долота R_X может быть определена по формуле

$$R_X = k_d S_{\phi} = k_d h_d b_d, \quad (13)$$

где k_d – коэффициент удельного сопротивления почвы при рыхлении ее долотом;

S_{ϕ} – площадь фронтальной проекции долота, находящейся в почве.

Если долото имеет не постоянную по высоте ширину, тогда:

$$B_1 A_2 = h_d \operatorname{ctg} (\pi/2 - \varepsilon) = h_d \operatorname{tg} \varepsilon, \quad (14)$$

где ε – угол наклона боковой образующей профиля долота к его осевой линии (конструктивно заданная величина).

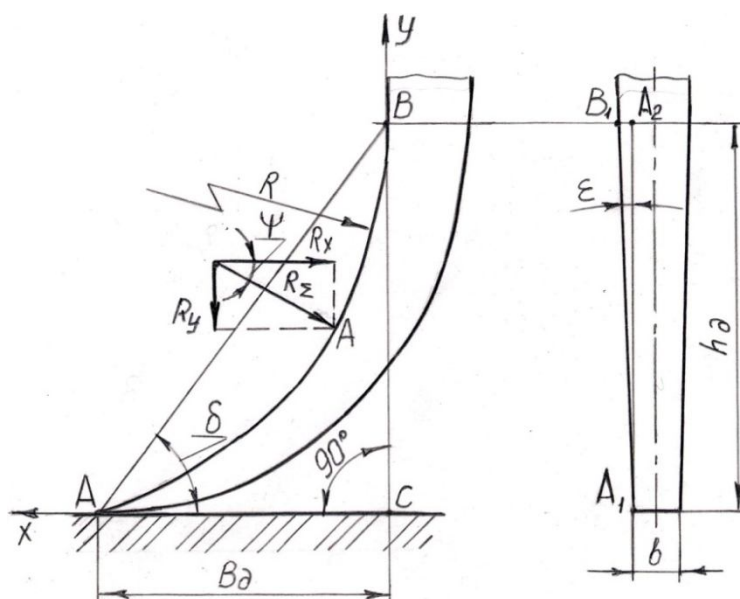


Рис. 2. Схема рыхлительного долота и действующих на него сил

Отсюда:

$$S_{\phi} = b h_d + h_d^2 \operatorname{tg} \varepsilon, \quad (15)$$

где b – ширина долота в нижней части.

Следовательно, для случая, когда ширина долота не постоянна по высоте, тяговое сопротивление долота:

$$R_x = k_d h_d (b + h_d \operatorname{tg} \varepsilon). \quad (16)$$

Из схемы, приведенной на рис. 2 следует, что:

$$R_{\Sigma} = R_x \operatorname{sec} \psi, \quad (17)$$

где ψ – неизвестный угол между вектором общего сопротивления долота и его продольной составляющей (тяговым сопротивлением).

Данный угол можно определить на основании следующих рассуждений. Поскольку вектор общего сопротивления долота перпендикулярен стороне AB, а составляющая R_x параллельна стороне AC, то:

$$\Psi = \pi/2 - \delta. \quad (18)$$

Угол наклона гипотенузы AB к горизонту δ можно определить из известных соотношений в прямоугольном треугольнике:

$$\delta = \operatorname{arctg} (B_{\delta} / h_d). \quad (19)$$

Тогда:

$$\Psi = \pi/2 - \operatorname{arctg} (B_d / h_d). \quad (20)$$

С учетом полученной зависимости (20) выражение (17) для расчета общего сопротивления одного долота представим в следующем виде:

$$R_{\Sigma} = R_x / \cos \psi = k_d S_{\phi} / \cos (\pi/2 - \operatorname{arctg} (B_d / h_d)). \quad (21)$$

Окончательно получим:

$$R_{\Sigma} = k_d S_{\phi} \operatorname{cosec} (\operatorname{arctg} (B_d / h_d)). \quad (22)$$

С учетом зависимостей (13) и (15) можем записать:

$$R_{\Sigma} = k_d h_d b_d \operatorname{cosec} (\operatorname{arctg} (B_d / h_d)); \quad (23)$$

Или:

$$R_{\Sigma} = k_d h_d (b + h_d \operatorname{tg} \varepsilon) \operatorname{cosec} (\operatorname{arctg} (B_d / h_d)). \quad (24)$$

Составляющая тягового сопротивления долота по оси Y, перпендикулярной продольной оси X, определится так:

$$R_Y = R_{\Sigma} \sin \psi = R_{\Sigma} \cos (\operatorname{arctg} (B_d / h_d)). \quad (25)$$

Число долот на машине:

$$Z_d = B_m / t_d, \quad (26)$$

где B_m – рабочая ширина захвата машины;

t_d – шаг расстановки долот на раме машины – величина, обусловленная агротехническими соображениями и известная

при проектировании.

Необходимо отметить, что формула (24) применима для расчета суммарного сопротивления долота, имеющего постоянную ширину, а формула (25) – для расчета сопротивления в случае долота, имеющего суживающуюся к концу форму.

Общее тяговое сопротивление всех расположенных на раме рыхлящих долот составит:

$$F_d = k_d V_m h_d b_d / t_d. \quad (27)$$

Или:

$$F_d = k_d V_m h_d (b + h_d \operatorname{tg} \varepsilon) / t_d. \quad (28)$$

Проведенный анализ показывает, что при работе ротационной почвообрабатывающей машины возникает составляющая сопротивления, направленная вниз по оси, перпендикулярной направлению движения агрегата. Эта составляющая способствует заглублению в почву как рыхлительных долот, так и опорно-рыхлительного и рыхлительного барабанов.

Общая догрузка на машину по оси Y составит:

$$F_Y = V_m R_{\Sigma} \cos(\arctg(B_d/h_d)) / t_d. \quad (29)$$

С учетом ранее полученных зависимостей, это выражение будет иметь вид:

$$F_Y = V_m k_d h_d \operatorname{ctg}(\arctg(B_d/h_d)) / t_d. \quad (30)$$

Или:

$$F_Y = V_m k_d h_d (b + h_d \operatorname{tg} \varepsilon) \operatorname{ctg}(\arctg(B_d/h_d)) / t_d. \quad (31)$$

Таким образом, вертикальная составляющая силы сопротивления рыхлительных долот F_Y зависит от ширины захвата машины, глубины хода долот в почве, почвенных условий, а также от геометрических параметров долот.

Основным конструктивным элементом ротационной почвообрабатывающей машины является передний опорно-

рыхлительный барабан. Этот барабан обеспечивает рыхление слоя почвы путем внедрения зубчатых планок в почву и частичного ее сдвига, а также одновременно приводит во вращение задний рыхлительный барабан благодаря их кинематической связи посредством цепной передачи.

В процессе работы на опорно-рыхлительный барабан (рис. 3) действует общая вертикальная сила:

$$N = mg + F_Y, \quad (32)$$

где m – конструкционная масса машины;

g – ускорение свободного падения.

Для упрощения анализа сил, действующих на опорно-рыхлительный барабан, примем допущение, что при работе машины вся ее масса приходится на него. Тогда силу сопротивления перекачиванию этого барабана можно представить в виде:

$$F_{\text{пер}} = f_{\text{п}} N = f(mg + F_Y), \quad (33)$$

где $f_{\text{п}}$ – коэффициент сопротивления перекачиванию (аналог коэффициента трения качения).

Очевидно, что в процессе работы машины – при перекачивании опорно-рыхлительного барабана по почве – окружная скорость точки условного цилиндра, катящегося по поверхности почвы (с учетом глубины хода барабана в почве), может быть определена по формуле:

$$V(1 - \zeta) = \omega_6 (D_6/2 - h_6), \quad (34)$$

где ω_6 – угловая скорость вращения условного цилиндра;

D_6 – наружный диаметр опорно-рыхлительного барабана;

h_6 – глубина хода опорно-рыхлительного барабана в почве.

Отсюда, выразим угловую скорость вращения условного цилиндра, катящегося

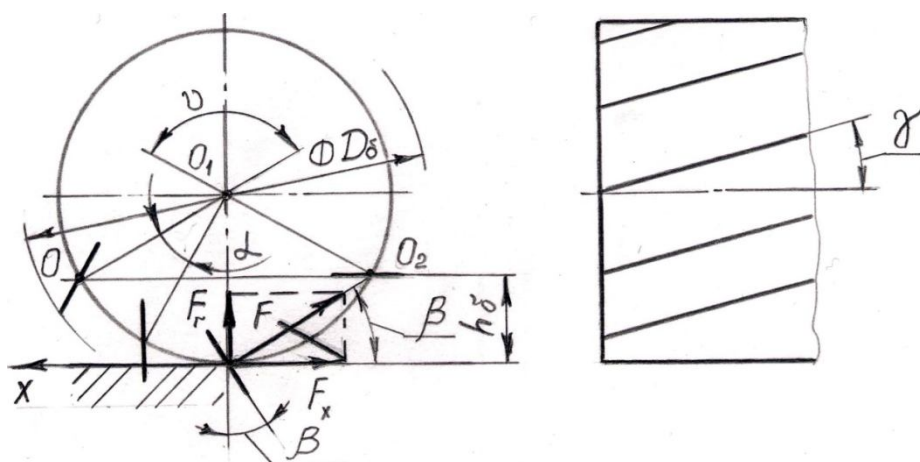


Рис. 3. Схема рабочего процесса опорно-рыхлительного барабана

по поверхности почвы:

$$\omega_6 = V (1 - \zeta) / (D_6 / 2 - h_6). \quad (35)$$

Анализ полученного выражения показывает, что угловая скорость вращения условного цилиндра прямо пропорциональна поступательной скорости агрегата и возрастает при увеличении глубины хода барабана в почве, а при увеличении буксования и диаметра опорно-рыхлительного барабана угловая скорость уменьшается.

Угол ν при вершине треугольника OO_1O_2 можно определить по зависимости:

$$\nu = \pi - 2 \arcsin ((0,5D_6 - h_6) / D_6). \quad (36)$$

Число планок барабана, одновременно находящихся в почве равно:

$$Z_{пл} = \nu / \alpha_1, \quad (37)$$

где α_1 – угол расстановки планок на образующей опорно-рыхлительного барабана.

Продольное сопротивление, создаваемое каждой находящейся в почве планкой при движении агрегата, составляет:

$$F_X = F_{пер} / Z_{пл} = f_{п} (mg + F_Y) \alpha / \nu. \quad (38)$$

Эту силу в рабочем процессе машины будем рассматривать как окружную. Поскольку при работе агрегата коэффициент буксования практически всегда меньше единицы, то качение барабана всегда

осуществляется с пробуксовыванием. Поэтому появляются составляющие общей силы сопротивления перекачиванию, направленные перпендикулярно силе F_X по осям Y и Z , перпендикулярной плоскости XOY . Первую составляющую обозначим F_r . По сути это – радиальная сила, направленная вверх по оси Y . Вторую составляющую обозначим F_a . это – осевая сила, направленная перпендикулярно направлению движения агрегата по оси Z .

Рассмотрим зубчатую планку на опорно-рыхлительном барабане в крайнем нижнем положении (рис. 3). Очевидно, общая сила сопротивления F , лежащая в плоскости XOY , может быть представлена в виде:

$$F = F_X / \cos \beta = F_X \sec \beta, \quad (39)$$

где β – угол наклона планки к радиусу барабана.

Радиальная составляющая силы сопротивления, на основании известных из теории зацепления соотношений, будет:

$$F_r = F_X \operatorname{tg} \beta / \cos \gamma, \quad (40)$$

где γ – угол наклона планки к оси вращения барабана.

Принимая во внимание выражение (38), запишем:

$$F_r = \alpha f_n (mg + F_Y) \operatorname{tg} \beta \operatorname{sec} \gamma / v. \quad (41)$$

Отметим, что радиальная сила, определяемая по формуле (41), направлена вертикально вверх и способствует выглублению опорно-рыхлительного барабана из почвы. Эта сила является функцией силы тяжести машины и в пределах изменения конструктивно заданных углов β и γ составляет незначительную часть от нее. Однако для устойчивого хода барабана и стабилизации глубины обработки почвы, это усилие целесообразно компенсировать, что может быть достигнуто за счет дополнительной вертикальной нагрузки от рыхлительных долот – F_Y (с учетом их количества и шага расстановки на раме машины). При этом необходимо принимать во внимание, что величина выглубляющей радиальной силы будет зависеть и от частоты расстановки планок на образующей барабана.

Осевая составляющая силы сопротивления:

$$F_a = F_X \operatorname{tg} \gamma. \quad (42)$$

С учетом ранее полученных зависимостей можно записать:

$$F_a = \alpha f_n (mg + F_Y) \operatorname{tg} \gamma / v. \quad (43)$$

Общая осевая сила, уводящая барабан в сторону:

$$F_{a\Sigma} = Z_{пл} F_a. \quad (44)$$

С учетом зависимостей (37) и (43) это выражение будет иметь вид:

$$F_{a\Sigma} = f_n (mg + F_Y) \operatorname{tg} \gamma. \quad (45)$$

Необходимо отметить, что осевая сила снижает поперечную устойчивость движения агрегата и, следовательно, отрицательно влияет на качество его работы. Поскольку эта сила прямо пропорциональна углу γ , а этот угол – конструктивно обусловленная величина, варьируемая в строго определен-

ных пределах, то с целью повышения поперечной устойчивости машины при работе, опорно-рыхлительный барабан рекомендуется выполнять по принципу шевронной передачи и делать его необходимо разделенным пополам с противоположно направленными на каждой стороне планками. В этом случае осевые силы, возникающие на каждой стороне барабана, будут направлены в противоположные стороны и за счет этого будут друг друга компенсировать.

Таким образом, при поступательном движении агрегата на ведущей звездочке опорно-рыхлительного барабана за счет возникающей при движении силы сопротивления перекачиванию, создается вращающий момент:

$$M_1 = F_{пер} (0,5 D_6 - h_6). \quad (46)$$

Этот момент через цепную передачу передается на задний рыхлительный барабан, который вращаясь с большей окружной скоростью, обеспечивает более тщательное рыхление верхнего слоя почвы.

Уравнения движения планки рыхлительного барабана имеют следующий вид:

$$X = D/2 \sin \omega_2 t + Vt; \quad (47)$$

$$Y = D/2 (1 - \cos \omega_2 t). \quad (48)$$

С учетом формулы (10) эти уравнения можно представить в виде:

$$X = D/2 \sin (Z_1 Vt(1 - \zeta)/Z_2(D_6/2 - h_6)) + Vt; \quad (49)$$

$$Y = D/2 [1 - \cos (Z_1 Vt(1 - \zeta)/Z_2(D_6/2 - h_6))]. \quad (50)$$

Кинематическим показателем работы рыхлительного барабана, определяющим интенсивность и качество выполнения технологического процесса, является [3]:

$$\lambda = \omega_2 R_2 / V = D\omega_2 / 2V. \quad (51)$$

Для нашего случая его можно определить по формуле:

$$\lambda = DZ_1(1 - \zeta)/Z_2(D_6 - 2h_6). \quad (52)$$

Анализ полученного выражения показывает, что при увеличении диаметра рыхлительного барабана и глубины хода опорно-рыхлительного барабана, а также при уменьшении передаточного отношения цепной передачи, степень рыхления почвы возрастает, так как растет его угловая скорость. Увеличение коэффициента буксования снижает качество обработки почвы и может вызвать нарушение технологического процесса работы машины.

Площадь поперечного сечения стружки, снимаемой одной планкой, может быть определена по выражению [2]:

$$F = b_2 S', \quad (53)$$

где b_2 – ширина захвата одной планки;

S' – толщина стружки в исследуемом положении планки (рис. 4).

Для нашего случая:

$$b_2 = B_M / 2. \quad (54)$$

Так как барабан работает по принципу шевронного зацепления и длина планки равна половине длины всего барабана значит:

$$F = B_M S' / 2. \quad (55)$$

Из соотношений в треугольнике ABC (рис. 4) можем записать, что приблизительно выполняется следующее равенство:

$$S' = S \sin \alpha, \quad (56)$$

где S – подача на одну планку барабана;

α – текущая величина угла между вертикальной осью и направлением, соединяющим центр вращения барабана с точкой, расположенной на его образующей.

Тогда площадь сечения снимаемой стружки составит:

$$F = 0,5 B_M S \sin \alpha. \quad (57)$$

Теоретически подача на одну планку определяется по выражению [1]:

$$S = 2\pi R / \lambda Z_{пл} = \pi D / \lambda Z_{пл}. \quad (58)$$

Для рассматриваемого случая роль $Z_{пл}$ играет число планок, расположенных на образующей рыхлительного барабана. Это число определится по выражению:

$$Z_{пл} = 2\pi / \alpha. \quad (59)$$

С учетом выражения (51), для показателя кинематического режима работы барабана, получим:

$$S = \alpha_2 (D_6 - 2h_6) Z_2 / 2Z_1 (1 - \zeta). \quad (60)$$

Таким образом, уменьшение передаточного отношения цепной передачи и угла расстановки планок, а также увеличение глубины обработки приводит к уменьшению толщины снимаемой стружки. Увеличение буксования негативно сказывается на рабочем процессе барабана в целом и, в частности, это приводит к росту толщины стружки.

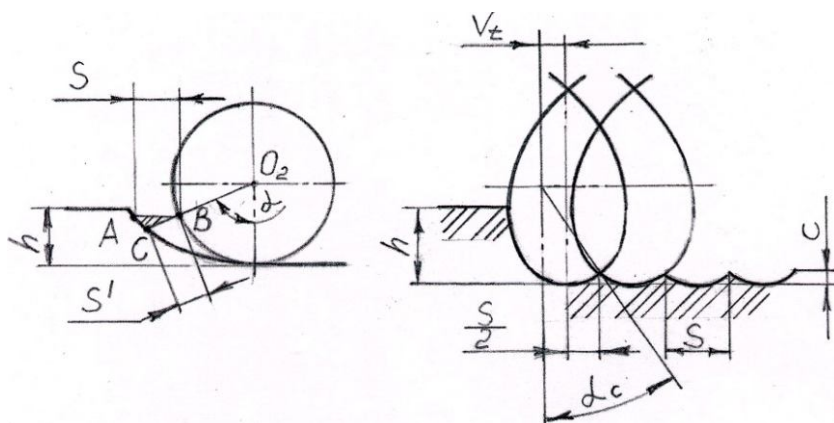


Рис. 4. Схема к определению параметров рабочего процесса рыхлительного барабана

Остаточная высота гребней h_{zp} после прохода ротационной почвообрабатывающей машины является показателем оценки качества ее работы. Искомая величина высоты гребня может быть выражена в следующем виде [2]:

$$C = 0,5 D (1 - \cos \alpha_c). \quad (61)$$

Заменяя синус малого угла его значением, величину искомого угла выразим так:

$$\alpha_c = [2R(V/V_{окр} + 1)]^{-1} S. \quad (62)$$

Для рассматриваемого случая:

$$\alpha_c = [D (V/V_2 + 1)]^{-1} S. \quad (63)$$

С учетом выражений (52) и (55), окончательно получим:

$$\alpha_c = [2 Z_1(1 - \zeta) (D + Z_2(D_6 - 2h_6)/Z_1(1 - \zeta))]^{-1} \alpha_2 (D_6 - 2h_6) Z_2. \quad (64)$$

Анализ полученных выражений (61) и (64) показывает, что увеличение диаметра рыхлительного барабана и количества планок, расположенных на его образующей, приводит к снижению высоты остаточных

гребней. Уменьшение передаточного отношения цепной передачи снижает высоту гребней за счет роста окружной скорости планок рыхлительного барабана и увеличения кинематического показателя его работы.

Проведенные аналитические исследования процесса работы ротационной почвообрабатывающей машины, при дополнительной обработке почвы в питомниках, хорошо согласуются с теоретическими положениями работы фрезерных почвообрабатывающих машин и позволяют установить влияние ее параметров и режимов работы на агротехнические показатели.

Полученные результаты аналитических исследований использованы при разработке машины ротационной бесприводной МРБ-1,6, предназначенной для предпосевной обработки почвы в лесных питомниках, которая успешно прошла приемочные испытания и поставлена на серийное производство.

Библиографический список

1. Турбин, Б. Г. Сельскохозяйственные машины [Текст] : учеб. / Б. Г. Турбин, А. Б. Лурье, С. М. Григорьев. – Л. : Машиностроение, 1967. – 583 с.
2. Циммерман, М. Э. Рабочие органы почвообрабатывающих машин [Текст] : учеб. / М. Э. Циммерман. – М. : Машиностроение, 1978. – 295 с.
3. Яцук, Е. П. Ротационные почвообрабатывающие машины [Текст] : учеб. / Е. П. Яцук, И. М. Панов, Д. Н. Ефимов, О. С. Марченко. – М. : Машиностроение, 1971. – 255 с.

References

1. Turbin B.G., Lurie A.B., Grigoriev S.M. Agricultural machinery [Turbin B.G., Lurie A.B., Grigoriev S.M. Sel'skhozajstvennye mashiny]. Leningrad, Mechanical Engineering, 1967, 583 p. (In Russian).
2. Zimmerman M.E. Working bodies of tillers [Zimmerman M.E. Rabochie organy pochvoobrabatyvajushhih mashin]. Moscow, Mechanical Engineering, 1978, 295 p. (In Russian).
3. Jatsuk E.P., Panov I.M., Efimov D.N. Marchenko O.S. Rotary tillage machines [Jatsuk E.P., Panov I.M., Efimov D.N. Marchenko O.S. Rotacionnye pochvoobrabatyvajushhie mashiny]. Moscow, Mechanical Engineering, 1971, 255 p. (In Russian).

Сведения об авторах

Казиков Владимир Иванович – главный научный сотрудник отдела лесовосстановления и семеноводства, ФБУ «Всероссийский научно-исследовательский институт лесоводства и механизации лесного хозяйства», доктор сельскохозяйственных наук, г. Пушкино, Российская Федерация; e-mail: kazakov@vniilm.ru.

Казиков Игорь Владимирович – главный специалист ФБУ «Авиалесоохрана», кандидат технических наук, г. Пушкино, Российская Федерация; e-mail: inqm@yandex. ru.

Information about authors

Kazakov Vladimir Ivanovich – Chief Researcher at the Department of reforestation and seed production of FBI «All-Russian Research Institute for Silviculture and Mechanization of Forestry», DSc in Agriculture, Pushkino, Russian Federation; e-mail: kazakov@vniilm.ru.

Kazakov Igor Vladimirovich – Chief specialist of FBI «Avialesookhrana», PhD in Engineering, Pushkino, Russian Federation; e-mail: inqm@yandex. ru.

DOI: 10.12737/6299

УДК 621.367.3: 664.7

КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

доктор сельскохозяйственных наук, профессор **В. И. Оробинский**¹

кандидат технических наук, доцент **И. В. Шатохин**¹

А. Г. Парфенов¹

1 – ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж, Российская Федерация

Обусловлена актуальность вопроса зернового хозяйства как важнейшей отрасли сельскохозяйственного производства. Немаловажное значение для очищенного зерна имеет и такой показатель качества зерна, как его повреждение, которое при уборке и, особенно при послеуборочной обработке зерна, достигает значительных величин. В связи с этим проведена оценка качества обработки зерна различных культур на технологической линии зерноочистительного агрегата ЗАВ-40 в ООО «Факел» Петропавловского района Воронежской области. Представлены результаты исследований работы ЗАВ-40, определены качественные показатели работы машин, входящих в состав технологической линии. Рассмотрен характер изменения чистоты зерна на выходе каждой машины технологической линии. Представлена подробная таблица фракционного состава зернового вороха культур при его обработке на машинах ЗАВ-40, в частности по составу зернового вороха, поступающего на послеуборочную обработку, по содержанию целого зерна, дробленого и засорителей. Представлен график изменения чистоты зернового вороха при его обработке. Также подробно представлен уровень травмирования семян отдельно по каждой культуре и при прохождении через каждую машину ЗАВ-40. Анализируя многочисленные исследования, установлено, что технология послеуборочной обработки зер-