

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЛОСКОГО ДИСКА ЛУЩИЛЬНИКА

THE METHOD FOR CALCULATING THE TRACTION RESISTANCE OF A FLAT DISK

А.П. АКИМОВ, д.т.н.

Ю.В. КОНСТАНТИНОВ, к.т.н.

Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, Чебоксары, Россия, akimov_mechfak@mail.ru

A.P. AKIMOV, DSc in Engineering

YU.V. KONSTANTINOV, PhD in Engineering

Chuvash State Agricultural Academy, Cheboksary, Russia, akimov_mechfak@mail.ru

Лушительники с плоскими дисками широко применяются в районах, подверженных действию ветровой эрозии почв для закрытия влаги на стерневых полях. Плоские диски не оборачивают снимаемые ими пласты, а лишь рыхлят их, сдвигая в сторону. Предпочтительнее использовать такие лушительники при предпосевной обработке почвы и на парах, поскольку в этом случае происходит меньшее распыление почвы и ее нижние (влажные) слои не выносятся на поверхность. Поэтому многие промышленно выпускаемые лушительники укомплектовываются плоскими дисками, и задача построения математической модели взаимодействия таких дисков с почвой является актуальной. Было предложено много математических моделей взаимодействия диска с почвой, учитывающих распределение сил реакций почвы на диск, но все эти модели были построены в предположении, что диск движется в своей плоскости. Поэтому они не применимы к диску лушительника, движущемуся с ненулевым углом атаки в почве. Цель данной работы – построение математической модели, позволяющей рассчитывать тяговое сопротивление диска, движущегося с заданным углом атаки. Основные предположения, принятые при построении этой модели: скорость поступательного движения диска и его заглубление постоянны; трением в подшипнике диска можно пренебречь; давление почвы на боковую поверхность диска и усилие реакций почвы, приходящееся на единицу длины его лезвия, можно заменить их средними значениями. Получено явное выражение для тягового сопротивления диска лушительника, движущегося с углом атаки, в зависимости от его относительного заглубления, угла атаки и эмпирических коэффициентов. Адекватность построенной математической модели подтверждена сравнением с известными экспериментальными данными. Она позволяет значительно сократить число натуральных экспериментов по изучению взаимодействия плоских дисков лушительника с почвой, заменяя их вычислительными, обоснованно проводить силовые и прочностные расчеты таких дисков. Кроме того, ее можно использовать для оптимизации параметров плоских дисков лушительника.

Ключевые слова: плоский диск, почва, взаимодействие, математическая модель, лушительник, тяговое сопротивление.

Scuffler with flat discs are widely used in areas, which are subject to wind erosion of soils, to cover moisture on the stubble fields. Flat discs do not wrap the layers they remove, but only loosen them, shifting them aside. It is preferable to use such scrapers during presowing tillage and on steam, since in this case there is less sputtering of the soil, and its lower (moist) layers are not carried to the surface. Therefore, many industrially manufactured scufflers are equipped with flat discs, and the task of constructing a mathematical model for the interaction of such discs with soil is topical. Many mathematical models of the disc-soil interaction, taking into account the distribution of soil reaction forces on the disk, have been proposed, but all these models were constructed assuming that the disk is moving in its plane. Therefore, they are not applicable to the disk of a lakershield moving with a non-zero angle of attack in the soil. The purpose of this work is to construct a mathematical model that allows calculating the traction resistance of a disk moving with a given angle of attack. The basic assumptions made in the construction of this model: the speed of the translational movement of the disk and its depth are constant; friction in the disk bearing can be neglected; the soil pressure on the lateral surface of the disc and the force of the soil reactions per unit length of its blade can be replaced by their mean values. An explicit expression is obtained for the traction resistance of a disk of a scuffler moving with an angle of attack, depending on its relative depth, the angle of attack, and the empirical coefficients. The adequacy of the constructed mathematical model is confirmed by comparison with known experimental data. It makes it possible to significantly reduce the number of full-scale experiments on the study of the interaction of flat discs of a scuffler with the soil, replacing them with computational ones, and reasonably carry out power and strength calculations of such discs. In addition, it can be used to optimize the parameters of the flat discs of the scuffler.

Keywords: flat disc, soil, interaction, mathematical model, scuffler, traction resistance.

Введение

При предпосевной обработке почвы и на парах предпочтительнее использовать лушильники с плоскими дисками, поскольку в этом случае происходит меньшее распыление почвы и нижние (влажные) слои ее не выносятся на поверхность. Они применяются также в районах, подверженных действию ветровой эрозии почв для закрытия влаги на стерневых полях, так как плоские диски не оборачивают снимаемые ими пласты, а лишь рыхлят их, сдвигая в сторону. Поэтому значительная часть лушильников ЛД-10 выпускалась с плоскими дисками. Лушильники гидрофицированные дисковые ЛДГ-5, ЛДГ-10, ЛДГ-15 и ЛДГ-20 могут быть укомплектованы плоскими дисками. Однако проектирование таких лушильников затрудняется недостаточным количеством данных, необходимых для проведения их силовых и прочностных расчетов [1], поэтому построение математической модели взаимодействия диска лушильника с почвой является актуальной. Такая модель позволит не только заменять натурные эксперименты вычислительными, но и решать задачу выбора оптимальных параметров диска по одному или многим критериям оценки.

Построением математических моделей взаимодействия плоского диска с почвой, начиная с Н. Нерли, занимались многие исследователи [2–7]. Величина кинематического параметра диска, равная отношению окружной скорости точек его лезвия к скорости поступательного движения, определяет распределение сил трения почвы о диск на его боковой поверхности и распределение элементарных сил сопротивления почвы резанию на его лезвии. В работах ряда автора [8–10] была построена обобщенная математическая модель взаимодействия плоского диска с почвой, учитывающая величину этого кинематического параметра, из которой вытекают как частные случаи известные модели, построенные ранее. Эта модель позволила теоретически описать явление скольжения-буксования свободно вращающегося диска в почве и определить его основные силовые характеристики в зависимости от геометрических параметров и параметров режима работы диска [10–11]. Кроме того, эта модель позволила получить решения неформальной задачи рационального выбора параметров дискового ножа при одном и двух критериях оценки [12–14]. Однако во всех по-

строенных моделях рассматривался диск, движущийся в своей плоскости, поэтому они не применимы для описания взаимодействия диска лушильника с почвой, движущегося под ненулевым углом атаки к направлению поступательного движения.

Цель исследования

Цель данной работы – построить математическую модель взаимодействия диска лушильника с почвой, движущегося под заданным углом атаки, которая учитывает режим движения диска, его геометрию и позволяет рассчитывать тяговое сопротивление диска лушильника в зависимости от этих параметров.

Основные результаты исследования и их обсуждение

Пусть плоский диск лушильника радиуса r , погруженный в почву на глубину h , движется при постоянной поступательной скорости орудия равной v_n , вращаясь при этом с некоторой постоянной угловой скоростью ω в своей плоскости, образуя угол атаки α с направлением поступательной скорости (рис. 1).

Со стороны почвы на лезвие диска действуют реакции сопротивления резанию, а на сектор его боковой поверхности – силы нормального давления и силы трения почвы. Будем считать, что почва достаточно однородна. Тогда ее давление на боковую поверхность сегмента ножа в почве может быть приближенно заменено средним значением p , а сопротивление почвы резанию, приходящееся на единицу длины лезвия диска, можно заменить некоторым средним значением Q .

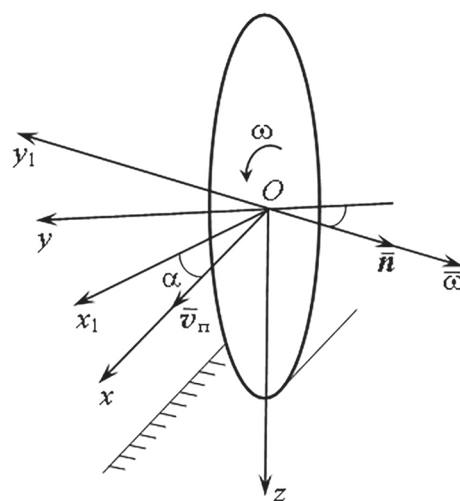


Рис. 1. Системы координат связанные с движущимся диском лушильника

Для определения проекции главного вектора реакций почвы на диск лущильника свяжем с ним подвижную систему координат, поместив ее начало в центр диска. Направим ось Ox горизонтально в сторону его поступательного движения, ось Oz – вертикально вниз, а ось Oy – перпендикулярно этим двум осям, так чтобы получилась правая система координат (рис. 1). Кроме того, свяжем с диском еще одну подвижную систему координат $Ox_1y_1z_1$ с началом в той же точке, получающуюся из системы $Oxyz$ поворотом на угол α , так чтобы ось Ox_1 оказалась в плоскости диска (рис. 1).

Относительно системы координат $Oxyz$ диск совершает вращательное движение, и относительную скорость его произвольной точки $M(x_1; y_1; z_1)$ можно определить по формуле Эйлера, если ввести вектор угловой скорости диска, направленный против оси Oy_1 , модуль которого равен ω :

$$\bar{v}_r = \bar{\omega} \bar{r} = \omega(-z_1 \bar{i}_1 + x_1 \bar{k}), \quad (1)$$

где \bar{r} – радиус-вектор точки M ; $\bar{i}_1, \bar{j}_1, \bar{k}$ – орты координатных осей системы $Ox_1y_1z_1$.

Переносной скоростью точки M является поступательная скорость диска, направленная по оси Ox :

$$\bar{v}_n = v_n(\cos \alpha \bar{i}_1 - \sin \alpha \bar{j}_1). \quad (2)$$

Абсолютная скорость точки M находится сложением ее относительной и переносной скорости и согласно (1), (2) равна:

$$\bar{v} = (v_n \cos \alpha - \omega z_1) \bar{i}_1 - v_n \sin \alpha \bar{j}_1 + \omega x_1 \bar{k}. \quad (3)$$

Примем модель сжимаемого пласта, для которой плоскость относительного перемещения любой частицы почвы проходит через нормаль к плоскости диска и через вектор скорости \bar{v} той точки диска, с которой в данный момент совпадает рассматриваемая частица почвы [6]. При этом направление относительной скорости частицы почвы, взаимодействующей с данной элементарной площадкой боковой поверхности диска, противоположно направлению векторной проекции вектора \bar{v} некоторой точки этой элементарной площадки на плоскость диска. Поскольку вектор \bar{j}_1 перпендикулярен плоскости диска, то эта проекция, с учетом (3), равна:

$$\bar{v}_\tau = (v_n \cos \alpha - \omega z_1) \bar{i}_1 + \omega x_1 \bar{k}.$$

Находя модуль этого вектора, определяем орт направления элементарной силы трения,

действующей на рассматриваемую элементарную площадку:

$$\frac{\bar{v}_\tau}{v_\tau} = \frac{(z_1 - a_1) \bar{i}_1 - x_1 \bar{k}}{\sqrt{(z_1 - a_1)^2 + x_1^2}}, \quad (4)$$

где $a_1 = \frac{r}{\lambda_1}$, $\lambda_1 = \frac{\omega r}{v_n \cos \alpha}$.

При $\alpha = 0$ равенство (4) запишется следующим образом:

$$\frac{\bar{v}_\tau}{v_\tau} = \frac{(z_1 - a) \bar{i}_1 - x_1 \bar{k}}{\sqrt{(z_1 - a)^2 + x_1^2}}, \quad (5)$$

где $a = \frac{r}{\lambda}$, $\lambda = \frac{\omega r}{v_n}$.

Это равенство определяет орт направления элементарной силы трения, действующей на рассматриваемую элементарную площадку при $\alpha = 0$. При замене λ на λ_1 в равенстве (5) оно переходит в равенство (4). Поэтому выражения для главного вектора и главного момента элементарных сил трения почвы о диск лущильника, движущегося с углом атаки, получаются из соответствующих выражений для дискового ножа, движущегося в своей плоскости, если в них заменить λ на λ_1 , а давление p – на $0,5p$ (диск лущильника взаимодействует с почвой лишь одной боковой поверхностью).

Коэффициент λ_1 можно выразить через коэффициент скольжения (буксования) η :

$$\lambda_1 = \frac{1}{1 + \eta}.$$

Как следует из экспериментов [6], хотя плоские диски лущильника при различных углах атаки α могут двигаться в почве как со скольжением ($\eta < 0$), так и с буксованием ($\eta > 0$) или катятся ($\eta = 0$), абсолютные значения этого коэффициента меняются в тех же пределах, что и для дискового ножа, движущегося в своей плоскости. А значит, коэффициент λ_1 также изменяется незначительно.

В работе Ю.В. Константинова [15] были получены явные выражения для главного вектора и главного момента элементарных сил трения почвы дискового ножа при следующих предположениях: скорость поступательного движения диска постоянна; заглубление дискового ножа постоянно; трением в подшипнике диска можно пренебречь; давление почвы на боковую поверхность дискового ножа можно заменить его средним значени-

ем; усилие реакций почвы, приходящееся на единицу длины его лезвия, можно заменить его средним значением. Было показано, что при $0,95 \leq \lambda \leq 1,05$ ошибка этих выражений не превышает 5 % и стремится к нулю при $\lambda \rightarrow 1$. Заменяя в них λ на λ_1 , а давление p – на $0,5p$, получим для диска луцильника, движущегося с углом атаки, выражения для проекции на ось Ox_1 главного вектора элементарных сил трения о боковую поверхность и их суммарного момента относительно точки O :

$$\frac{F_{6x1}}{2fpr^2} = \xi \left(\lambda_1 - 1 - \frac{\xi}{2} \right) \cdot \ln \left(\sqrt{\frac{2}{\xi}} - 1 + \sqrt{\frac{2}{\xi}} \right) + \frac{[6 - 2\lambda_1 + (3 - 2\lambda_1)\xi]}{3} \cdot \sqrt{1 - \frac{\xi}{2}} + \frac{2\lambda_1 - 6}{3}; \quad (6)$$

$$\frac{m_o}{2fpr^3} = \frac{\xi(6 - 6\lambda_1 + 3\xi - \xi^2)}{6} \cdot \ln \left(\sqrt{\frac{2}{\xi}} + \sqrt{\frac{2}{\xi} - 1} \right) + \frac{6\lambda_1 - 2 + (6\lambda_1 - 5)\xi - 3\xi^2}{9} \sqrt{1 - \frac{\xi}{2}} + \frac{2 - 6\lambda_1}{9}, \quad (7)$$

где f – коэффициент трения почвы о материал диска (сталь).

В первом приближении можно считать, что элементарные сопротивления почвы резанию лезвием диска, движущегося под углом атаки, лежат в его плоскости. Поэтому выражение для его проекции на Ox_1 можно получить из соответствующего выражения для дискового ножа, движущегося в своей плоскости, заменяя λ на λ_1 . В работе [15] были получены явные выражения для главного вектора и главного момента элементарных сил сопротивления резанию почвы для дискового ножа. Их ошибка при $0,8 \leq \lambda \leq 1,2$ не превышает 1 % и стремится к нулю при $\lambda \rightarrow 1$. Заменяя в этих выражениях λ на λ_1 , получим выражения для проекции на ось Ox_1 главного вектора элементарных сопротивлений почвы резанию лезвием диска, движущегося с углом атаки, и их суммарного момента относительно точки O :

$$\frac{R_{\text{лх1}}}{Qr} = (\lambda_1 - 1) \cdot \ln \left(\frac{4\sqrt{8\xi + 2(1 - \lambda_1)^2}}{|1 - \lambda_1| \cdot (2 + \sqrt{4 - 2\xi})} \right) + \sqrt{4 - 2\xi} - 2; \quad (8)$$

$$\frac{M_o}{Qr} = (1 - \lambda_1) \cdot \ln \left(\frac{4\sqrt{8\xi + 2(1 - \lambda_1)^2}}{|1 - \lambda_1| \cdot (2 + \sqrt{4 - 2\xi})} \right) + \sqrt{4 - 2\xi} - 2. \quad (9)$$

Для того чтобы найти проекции на оси координат результирующей реакции почвы на диск луцильника, нужно сначала определить значение коэффициента λ_1^* , соответствующего движению диска под действием сил реакций почвы. Момент трения в подшипнике диска, установленного свободно на оси и равномерно вращающегося вследствие его взаимодействия с почвой, мал [4]. Если им пренебречь, то параметр λ_1^* , определяющий режим движения диска луцильника, найдется из следующего уравнения равновесия моментов:

$$\tilde{M}_o(\lambda_1^*) + fn\tilde{m}_o(\lambda_1^*) = 0, \quad (10)$$

где $\tilde{M}_o = \frac{M_o}{Qr}$ и $\tilde{m}_o = \frac{m_o}{2fpr^3}$ – безразмерный суммарный момент сил сопротивлений резанию почвы лезвием диска луцильника и безразмерный суммарный момент сил трения на боковой поверхности, а $n = \frac{2pr}{Q}$ – безразмерный эмпирический коэффициент, зависящий от свойств почвы (p , Q), радиуса диска r и определяющий относительный вес этих безразмерных моментов в результирующем безразмерном моменте сил реакций почвы.

Из (9) следует выражение для $M_o(\lambda_1^*)$, подставляя которое в уравнение (10), получим:

$$(\lambda_1^* - 1) \cdot \ln \left(\frac{4\sqrt{8\xi + 2(1 - \lambda_1^*)^2}}{|1 - \lambda_1^*| \cdot (2 + \sqrt{4 - 2\xi})} \right) + \sqrt{4 - 2\xi} - 2 + fn\tilde{m}_o(\lambda_1^*) = 0$$

Правая часть последнего равенства является дифференцируемой функцией переменной λ_1^* . Поэтому для λ_1^* , близких к единице, можно приближенно заменить значение правой части на ее значение при $\lambda_1^* = 1$:

$$(\lambda_1^* - 1) \cdot \ln \left(\frac{4\sqrt{8\xi + 2(1 - \lambda_1^*)^2}}{|1 - \lambda_1^*| \cdot (2 + \sqrt{4 - 2\xi})} \right) \approx \sqrt{4 - 2\xi} - 2 + fn\tilde{m}_o(1).$$

В силу этого равенства подстановка $\lambda = \lambda_1^*$ в формулу (8) приводит к следующему равенству:

$$\frac{R_{\text{лх1}}}{Qr} = 2(\sqrt{4 - 2\xi} - 2) + fn\tilde{m}_o(1). \quad (11)$$

Проекция на ось Ox_1 главного вектора элементарных реакций почвы на диск луцильника

равна сумме проекций результирующих реакций на его лезвие и боковую поверхность:

$$R_{x1} = R_{lx1} + F_{6x}.$$

Поскольку проекция F_{6x} является дифференцируемой функцией λ_1 , а λ_1^* близко к единице, то ее значение при $\lambda_1 = \lambda_1^*$ можно заменить значением этой проекции при $\lambda_1 = 1$. Тогда из равенств (6), (7) и (11) получим:

$$\frac{R_{x1}}{Qr} = 2(\sqrt{4-2\xi} - 2) - \frac{fn}{18} [32 + (3\xi^2 - 4\xi - 16) \times \sqrt{4-2\xi} + 3\xi^3 \ln\left(\frac{\sqrt{4-2\xi} + 2}{\sqrt{2\xi}}\right)].$$

При малых ξ из последнего равенства следует более простое выражение для искомой проекции [11]:

$$R_{x1} = -Qr \cdot [\xi + (0,5fn + 0,125)\xi^2]. \quad (12)$$

Поскольку силы нормального давления на плоскость диска параллельны между собой, то величина их главного вектора F_n равна произведению давления p на площадь сегмента диска в почве:

$$F_n = pr^2(2\vartheta_0 - \sin 2\vartheta_0),$$

где $\cos \vartheta_0 = 1 - \xi$.

При малых относительных заглублениях для определения F_n также можно использовать более простую формулу:

$$F_n = \frac{2}{3} Qrn\xi\sqrt{2\xi}. \quad (13)$$

Как показывают расчеты, ошибка этой формулы при относительном заглублении $\xi = 0,5$ не превышает 8,6 % и убывает с его уменьшением.

Проектируя силы F_n и $R_{x1} \cdot \bar{i}_1$ на ось Ox , получим проекцию главного вектора всех элементарных сил реакций почвы, действующих на диск в направлении его поступательного движения (рис. 2):

$$R_x = R_{x1} \cos \alpha - F_n \sin \alpha.$$

Подставляя в это равенство формулы (12) и (13), получим:

$$R_x = -Qr\xi \left\{ [1 + (0,5fn + 1/8)\xi] \times \cos \alpha + (2/3)n\sqrt{2\xi} \sin \alpha \right\}.$$

Как известно, давление на щеку диска растет с увеличением угла атаки [6], поэтому, хотя для диска луцильника n неизвестным

образом зависит от α , в первом приближении можно положить $n = n_1 + n_2\alpha$, где n_1 и n_2 – эмпирические коэффициенты. Поэтому выражение искомой проекции окончательно переписывается в виде:

$$R_x = -Qr\xi \left[(1 + \xi/8) \cos \alpha + (n_1 + n_2\alpha) \times (0,5f\xi \cos \alpha + (2/3)\sqrt{2\xi} \sin \alpha) \right]. \quad (14)$$

Экспериментальные точки были получены пересчетом на один диск результатов опытов В.Ф. Стрельбицкого по динамометрированию батарей из плоских дисков ЛФ402 диаметром $D = 450$ мм при обработке пара [1]. На рис. 3 квадратиками отмечены точки, соответствующие углу атаки $\alpha = 15^\circ$; кружками – углу атаки 25° и треугольниками – углу атаки 35° , а также теоретические кривые, построенные по формуле (14).

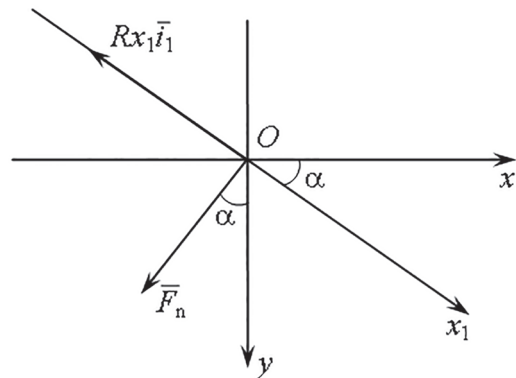


Рис. 2. Составляющие главных векторов элементарных реакций почвы, расположенные в горизонтальной плоскости

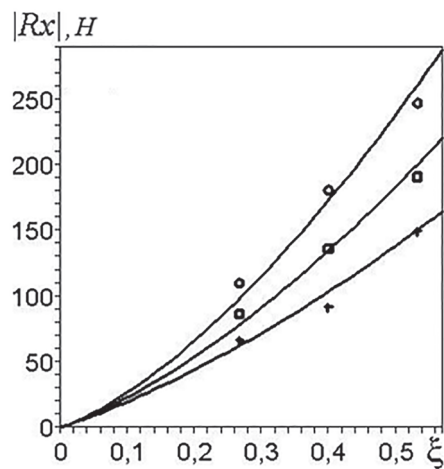


Рис. 3. Графики зависимости тягового усилия от ξ для 3 значений α и экспериментальные точки

Положив $f = 0,5$, $Q = 714,76$ Н/м, $n_1 = 0,9$ и $n_2 = 5,6$, получим, что для зависимости (14) вида:

$$R_x = -160,82\xi \left[(1 + 0,125\xi) \cos \alpha + (0,9 + 5,6\alpha) \times \right. \\ \left. \times (0,25\xi \cos \alpha + (2/3)\sqrt{2\xi} \sin \alpha) \right]$$

максимальная относительная ошибка представления экспериментальных данных меньше 12 %. Графики модуля R_x , то есть тягового сопротивления диска луцильника, представлены на том же рисунке тремя кривыми. Нижняя кривая соответствует углу $\alpha = 15^\circ$, средняя – углу $\alpha = 25^\circ$ и верхняя – углу $\alpha = 35^\circ$. Для полевых экспериментов согласие теоретических зависимостей с экспериментальными данными следует признать удовлетворительным.

Заключение

Построенная математическая модель позволяет существенно упростить эксперименты по изучению взаимодействия дисков луцильника с почвой и значительно уменьшить их число, заменяя такие эксперименты вычислительными, обоснованно производить силовые и прочностные расчеты дисковых рабочих органов. Ее можно использовать для рационального выбора геометрических и режимных параметров диска луцильника с помощью решения задач оптимизации по одному или нескольким критериям оценки.

Литература

1. Стрельбицкий В.Ф. Силовые характеристики плоских и сферических дисков луцильников // Тракторы и сельхозмашины. 1970. № 8. С. 28–31.
2. Nerli N. Sul Problema dinamico dell' aratro a disco. Instratto del Bolletino del R. Istituto. Supereire Agrogro di Pisa, 1930. 30 p.
3. Nerli N. Sul vantaggio dinamico del coltro rotante. Pisa: Tip. ed. Mariotti Pacini, 1930. 10 p.
4. Синеоков Г.Н. Дисковые рабочие органы почвообрабатывающих машин. М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1949. 89 с.
5. Лучинский Н.Д. Некоторые вопросы земледельческой механики // Труды ВИМ. 1977. Т. 75. С. 3–77.
6. Нартов П.С. Дисковые почвообрабатывающие орудия. Воронеж: Изд-во ВГУ, 1972. 184 с.
7. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. М.: Машиностроение, 1983. 142 с.

8. Константинов Ю.В. Выбор оптимальных параметров и режимов функционирования ротационных рабочих органов: дис. ... канд. техн. наук. Чебоксары, 2000. 176 с.
9. Медведев В.И., Константинов Ю.В., Акимов А.П. Обобщенная математическая модель взаимодействия дискового ножа с почвой // Тракторы и сельхозмашины. 2001. № 2. С. 34–37.
10. Акимов А.П., Константинов Ю.В. Скольжение-буксование дискового ножа в почве и его силовые характеристики // Тракторы и сельхозмашины. 2005. № 4. С. 30–34.
11. Акимов А.П., Константинов Ю.В., Аквильянова И.Н. Влияние свойств почвы и глубины хода дискового ножа на его сопротивление // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 11. С. 38–41.
12. Акимов А.П., Константинов Ю.В., Аквильянова И.Н. Критерии и оптимальные параметры функционирования дискового ножа // Тракторы и сельхозмашины. 2008. № 4. С. 31–33.
13. Акимов А.П., Константинов Ю.В. Рациональный выбор параметров диска-двигателя почвообрабатывающего агрегата // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 10. С. 29–33.
14. Акимов А.П., Константинов Ю.В. Оптимизация параметров и режимов функционирования дисков почвообрабатывающих машин и орудий. Чебоксары: Чувашская ГСХА, 2017. 136 с.
15. Константинов Ю.В. Упрощенная математическая модель взаимодействия свободно вращающегося дискового ножа с почвой // Рациональное природопользование и социально-экономическое развитие сельских территорий как основа эффективного функционирования АПК региона: материалы Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. Чебоксары, 2017. С. 169–174.

References

1. Strel'bitskiy V.F. Power characteristics of flat and spherical disks of scufflers. Traktory i sel'khoz-mashiny. 1970. No 8, pp. 28–31 (in Russ.).
2. Nerli N. Sul Problema dinamico dell' aratro a disco. Instratto del Bolletino del R. Istituto. Su-pereire Agrogro di Pisa, 1930. 30 p.
3. Nerli N. Sul vantaggio dinamico del coltro rotante. Pisa: Tip. ed. Mariotti Pacini, 1930. 10 p.
4. Sineokov G.N. Diskovye rabochie organy pochvoobrabatyvayushchikh mashin [Disc working bodies of tillers]. Moscow: Gosudarstvennoe nauchno-tekhnicheskoe izdatel'stvo mashinostroitel'noy literatury Publ., 1949. 89 p.

5. Luchinskiy N.D. Some questions of agricultural mechanics. Trudy VIM. 1977. Vol. 75, pp. 3–77 (in Russ.).
6. Nartov P.S. Diskovye pochvoobrabatyvayushchie orudiya [Disc soil cultivating tools]. Voronezh: Izd-vo VGU Publ., 1972. 184 p.
7. Kanarev F.M. Rotatsionnye pochvoobrabatyvayushchie mashiny i orudiya [Rotary tillage machines and tools]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 142 p.
8. Konstantinov Yu.V. Vybor optimal'nykh parametrov i rezhimov funktsionirovaniya rotatsionnykh rabochikh organov: dis. ... kand. tekhn. nauk [Selection of optimal parameters and modes of operation of rotary tools: Dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Cheboksary, 2000. 176 p.
9. Medvedev V.I., Konstantinov Yu.V., Akimov A.P. Generalized mathematical model of the interaction of a disk knife with soil. Traktory i sel'khoz mashiny. 2001. No 2, pp. 34–37 (in Russ.).
10. Akimov A.P., Konstantinov Yu.V. Sliding-slippage of a disk knife in the soil and its power characteristics. Traktory i sel'khoz mashiny. 2005. No 4, pp. 30–34 (in Russ.).
11. Akimov A.P., Konstantinov Yu.V., Akvil'yanova I.N. Influence of soil properties and the depth of the disk blade on its resistance. Traktory i sel'khoz mashiny. 2011. No 11, pp. 38–41 (in Russ.).
12. Akimov A.P., Konstantinov Yu.V., Akvil'yanova I.N. Criteria and optimal parameters of the functioning of a disk knife. Traktory i sel'khoz mashiny. 2008. No 4, pp. 31–33 (in Russ.).
13. Akimov A.P., Konstantinov Yu.V. Rational choice of parameters of the disc-propeller of the tillage unit. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 10, pp. 29–33 (in Russ.).
14. Akimov A.P., Konstantinov Yu.V. Optimizatsiya parametrov i rezhimov funktsionirovaniya diskov pochvoobrabatyvayushchikh mashin i orudiy [Optimization of parameters and modes of operation of discs of tillage machines and tools]. Cheboksary: Chuvashskaya GSKhA Publ., 2017. 136 p.
15. Konstantinov Yu.V. Simplified mathematical model of the interaction of a freely rotating disk knife with soil. Ratsional'noe prirodopol'zovanie i sotsial'no-ekonomicheskoe razvitie sel'skikh territoriy kak osnova effektivnogo funktsionirovaniya APK regiona: materialy Vseros. nauch.-prakt. konf. s mezhdunar. uchastiem [Rational nature management and socio-economic development of rural areas as the basis for the effective functioning of the agro-industrial complex in the region: materials of All-Russian scientific-practical conference with international participation]. Cheboksary, 2017, pp. 169–174 (in Russ.).