

УДК 631.31

© Ю.Н. Сыромятников

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П.Василенко

ОБОСНОВАНИЕ ФОРМЫ НАРАЛЬНИКА МИНИМАЛЬНОГО ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Объектом исследования является процесс функционирования рабочих органов роторной почвообрабатывающей машины, с помощью которых осуществляется подъем и подача подрезанной ими почвы к рыхлительно-сепарирующему устройству. Описан технологический процесс работы машины с установленными в передней части стрелчатой лапы наральниками от чизельного рабочего органа, которые расположены под углом 26° к горизонту и должным образом обеспечивают заглубляемость рабочих органов в почву. С помощью метода вариационного исчисления обоснована форма наральника минимального тягового сопротивления для подрезания и подъема почвы. Экспериментально определено, что наральник с теоретически обоснованным профилем по сравнению с наральником прямого профиля имеет тяговое сопротивление на 38,7% меньше. Актуальность исследования заключается в обеспечении минимального тягового сопротивления рабочих органов для подрезания и подъема почвы роторной почвообрабатывающей машины, что даст возможность снизить затраты энергии на предпосевную обработку почвы. Целевая группа потребителей информации в статье – конструкторы, специалисты занимающиеся разработкой почвообрабатывающих машин.

РАБОЧИЙ ОРГАН, ПОЧВА, РОТОР, ЧИЗЕЛЬ, УСТРОЙСТВО, ЗАГЛУБЛЯЕМОСТЬ, ПРОФИЛЬ, СОПРОТИВЛЕНИЕ, МЕТОД, ПРОЦЕСС, ЭФФЕКТИВНОСТЬ, ЭНЕРГИЯ.

Постановка проблемы. Современные средства механизации способствуют переуплотнению пахотного и подпахотного слоев почвы, увеличению неоднородности строения, появлению комков плотностью превышающей ее плотность до обработки, а также к снижению эффективности использования удобрений.

Создание новых и модернизация существующих почвообрабатывающих машин и орудий требует обоснования основных конструктивно-технологических параметров.

Основными показателями конструктивно-технологических параметров сельскохозяйственных почвообрабатывающих машин являются, степень крошения почвы, устойчивость хода рабочих органов по глубине, выравненность поверхности поля после обработки, тяговое сопротивление, и др.

Эти и другие показатели используются для анализа технологического процесса работы машин, обоснования их конструктивно-технологических параметров.

Общеизвестные почвообрабатывающие рабочие органы не позволяют за один проход обеспечить растениям оптимальные агрофизические условия для их развития, имеют относительно высокую энергоемкость и требуют проведения большого количества механических обработок или применения химических средств для уничтожения сорных растений.

Обработка почвы при выращивании сельскохозяйственных культур занимает 30–40% общих затрат. Часть энергии затрачивается на выполнение процессов в самих машинах. Поэтому наибольшую экономию энергетических затрат можно достичь за счет уменьшения количества проходов агрегатов по полю. При этом значительно уменьшается переуплотнение почвы и сохраняется ее плодородие.

Рабочие органы машины для подрезания и подъема почвы [1] были разработаны на базе плоскорежущей стрелчатой лапы сеялки прямого сева. Для обеспечения необходимой заглубляемости рабочих органов в плотную почву предложено использовать наральник в передней части стрелчатой лапы от чизельного рабочего органа, который расположен под углом 26° к горизонту.

При движении машины наральник, установленный на рабочем органе, обеспечивает заглубление их в уплотненный слой почвы. Подрезанная стрелчатой лапой почва поднимается, частично крошится, загнутые концы лапы не дают сходить пласту почвы с рабочего органа на стороны, при этом не образовывая почвенные валковые полосы между лапами и подает его на сепарирующую решетку. Ножи ротора, измельчая почву, продвигают ее по сепарирующей решетке, обеспечивая распределение комочков по толщине обрабатываемого слоя, необходимое для оптимизации физико-механических свойств почвы. Подрезанная растительность вместе с почвой, продвигаясь

по сепарирующей решетке, сходит на поверхность обработанной почвы.

При проведении полевых испытаний почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины (рис. 1) установлено, что наральный выполняет свои функции по обеспечению заглубляемости рабочих органов в почву. Однако при увеличении глубины обработки в зоне наральника появляются комки почвы значительных размеров, которые свидетельствуют об увеличении сопротивления наральника и росте энергии на отрыв комков, поэтому необходимо обоснование его профиля, обеспечивающего наименьшее сопротивление при движении в почве.



Рис. 1 – Рабочие органы для подрезания и подачи почвы к рыхлительно-сепарирующему устройству

Анализ исследований и публикаций. При обосновании конструкции почвообрабатывающих рабочих органов, критерием выбора геометрической формы служит технологичность их изготовления. Условия применения почвообрабатывающих рабочих органов, выбор того или иного профиля, обусловлены конкретными пределами изменения физико-механических свойств почвы, скоростью их движения и т.д. Например, для рыхлящих лап паровых и пропашных культиваторов, боковой их профиль оказывает наиболее существенное влияние на качество обработки почвы и их тяговое сопротивление [2, 3].

Для удобства нахождения значений радиусов закругления П.М. Гильштейн и другие предложили аналитическое выражение [4]:

$$R_3 = (H_{л} - l_{г} \sin \alpha) / \cos \alpha,$$

где $H_{л}$ – высота профильной части лапы;

$l_{г}$ – вылет носка лапы;

α – угол постановки лапы к горизонтальной плоскости.

Однако эта методика не дает ответа на вопрос, какой профиль должны иметь сами составляющие части лап и переходы между ними. Поэтому профиль составляющих частей рабочих органов, как правило, выбирают прямолинейным.

Известна методика обоснования профиля рабочих органов, основанная на условиях технологической надежности их в работе. Форма стойки лапы подбирается таким образом, чтобы в любой ее точке обеспечивалось условие резания сорных растений без обволакивания ими. Для этого необходимо сохранить угол скольжения большим или равным углу трения растений по материалу стойки [5].

Широкое распространение получили экспериментальные методы для обоснования профилей рабочих органов почвообрабатывающих машин с учетом конкретных условий их применения. Так, при наблюдении за работой стоек стрелчатых лап установлено, что передние их грани не перерезают стебель сорного растения, а лишь переламывают его, поэтому более интенсивно забиваются ими, чем стойки с округленной передней гранью [6].

Профиль рабочего органа может быть также усовершенствован на основании опыта и интуиции исследователя с последующей экспериментальной проверкой. Так, стабилизаторы-рыхлители эллипсоидальной формы в сравнении с прямолинейными лучше крошат почву на 4,8%, сохраняют стерни на 9,3% больше, повышают вспушенность почвы на 8,5% и снижают расход энергии на 10,3% [7]. При совершенствовании чизельных орудий установлено, что рабочие органы с параболическими и наклонными в поперечном направлении стойками в сравнении со стандартными лучше крошат почву. Причем параболические в сравнении с наклонными менее энергоемки [8].

Для получения более совершенного профиля рабочего органа проводятся эксперименты с большим числом их разновидностей. При определении тягового сопротивления долот с десятью вариантами профилей установлено, что наименьшее

тяговое сопротивление имеет рабочий орган с профилем кривой логарифмической спирали [9].

А.С. Кушнарев, А.В. Бауков, З.М. Шанина и др. в своих исследованиях по обоснованию профилей почвообрабатывающих рабочих органов для определения полей напряжений и деформаций в почве при обработке использовали принципы механики сплошных сред. С помощью контактной задачи теории упругости обоснованы параметры зубчатых рабочих органов для мелкой обработки почвы. Установлено, что наилучшее качество обработки почвы с наименьшими затратами энергии достигается рабочим органом с профилем, обеспечивающим в зоне контакта его с почвой равномерное распределение давлений [10]. Создание равномерного распределения давлений на участке контакта рыхлителя с почвой достигается при круглой или эллиптической форме деформатора [11].

В.И. Ветохин при обосновании формы рыхлительных рабочих органов использовал теорию Кулона-Мора. Он предложил математическую модель процесса взаимодействия рыхлительной рабочей поверхности с почвой [12]. В результате исследований установлено, что для снижения энергоемкости рыхления почвы необходимо обеспечить ее деформацию преимущественно растяжением и сдвигом с минимальной скоростью переменного направленных деформаций. Получена продольная форма поверхности рыхлительного элемента, у которого вогнутый профиль в передней его части постепенно переходит к заднему его обрезу в выпуклый. Одновременная деформация таким рыхлительным рабочим органом пласта почвы сжатием в продольном и растяжением в поперечном направлениях позволяет снизить энергоемкость обработки на 30–40%.

Для построения сложных поверхностей рабочих органов почвообрабатывающих орудий широко применяются графоаналитические методы, разработанные В.П. Горячкиным, Н.В. Щукиным, Л.В. Гячевым, Н.Н. Рыжовым и др.

Каждый из рассмотренных методов обоснования профилей рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий со всеми преимуществами и недостатками в определенной мере обеспечивает достижение поставленной цели. С помощью этих методов исследователь получает параметры профиля рабочего органа или допустимые пределы его изменения, обеспечивающие выполнение заданного технологического процесса работы, повышение качества и снижение энергоемкости обработки почвы, улучшение технологической и технической надежности их в работе.

Одним из преимуществ этих методов является то, что они не исключают возможности для совершенствования профилей почвообрабатывающих рабочих органов в заданных пределах изменения их параметров. В свою очередь, выбор наиболее рационального профиля рабочего органа из множества допустимых его вариантов является предметом вариационного исчисления.

Применение методов вариационного исчисления для решения некоторых задач земледельческой механики впервые предложил П.М. Василенко [13]. В дальнейшем эти методы были использованы В.П. Третьяком для обоснования профиля деформатора почвы [14, 15], П.С. Короткевичем – ножа вертикального резания [16, 17], С.В. Сторчаком и П.П. Магдалуком – рыхлительных лап для междурядной обработки пропашных культур [18], Б.А. Нефедовым и Н.Ф. Флайшером – стойки почвообрабатывающего рабочего органа [19].

Анализ результатов исследований показывает достаточно высокую эффективность использования вариационного исчисления для решения задач земледельческой техники.

Цель исследования. Обосновать параметры рабочих органов, обеспечивающих минимальные затраты энергии на подрезание и подачу почвы к рыхлительно-сепарирующему устройству почвообрабатывающей машины. Провести комплекс экспериментальных исследований по определению достоверности результатов теоретических исследований.

Основной материал. Профиль наральника будем искать в виде кривой, которая проходит через заданные предельные точки, а углы наклона касательных к кривой в них должны равняться заданным величинам в подвижной декартовой системе координат XOZ (рис. 2).

Угол наклона в начальной точке наральника должен обеспечить необходимое его заглубление. Наилучшее заглубление в плотную почву, как свидетельствует практика, имеют рабочие органы чизельных плугов, значение которых составляет 26° . Угол наклона стойки в точке X_k определяется конструктивными особенностями почвообрабатывающей машины для оптимизации структурного состава почвы по глубине обработки. Этот угол определялся при условии, что стойки крепления рабочих органов проходят за ось вращения ротора рыхлительно-сепарирующего устройства [20]. Такое расположение стоек способствует тому, что почвенное ядро, которое образуется перед стойкой, попадает в зону работы ротора. Это исключает возможность забивания машины почвой и обеспечивает возможность установки плоскорезующих лап

в шеренговом порядке. Значение конечной точки $X_k Z_k$ определялось экспериментальным путем в соответствии с высотой расположения почвенных валков.

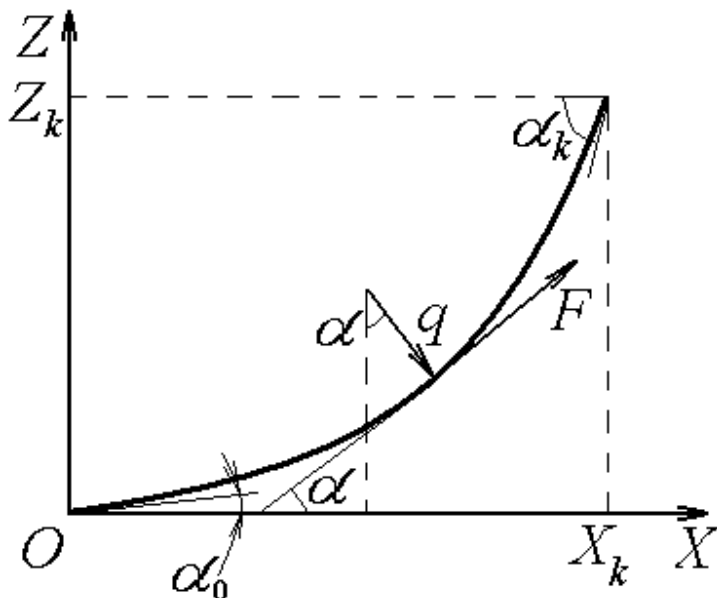


Рис. 2 – Схема к обоснованию профильной линии наральника

В точке O кривая проходит под углом α_0 , а в точку $X_k Z_k$ – под углом α_k . Если допустить, что наральник перемещается в однородном слое почвы с постоянной скоростью, то на элементарный отрезок рабочей поверхности dl действует нормальная сила давления почвы q и сила трения F .

Для решения задачи используем метод вариационного исчисления. Основной метод вычисления различных вариационных задач сводится к решению дифференциального уравнения или системы дифференциальных уравнений Эйлера [21, 22]. Для решения дифференциальных уравнений используются численные методы, которые решаются с помощью электронно-вычислительной техники. А при усложнении задачи необходимо проводить громоздкие преобразования, что создает трудности при составлении дифференциальных уравнений Эйлера. Поэтому при решении задач

земледельческой механики получение и решение уравнений Эйлера трудоемки [20].

В связи с трудоемкостью решения данного рода уравнений возникает необходимость использования прямых методов вариационного исчисления. Прямые методы дают возможность отыскать необходимую кривую при построении последовательных приближений к ней. Это позволяет свести решения задачи об экстремуме функционала к экстремуму функции с использованием метода Ритца.

Для определения функции, а следовательно и функционала, достаточно задать бесконечную последовательность коэффициентов C_1, C_2, \dots, C_n . Если последовательность обеспечивает функционалу минимум, она называется минимизирующей последовательностью. Быстрота сходимости последней к некоторой функции будет чаще всего зависеть только от удачно или неудачно выбранного правила построения последовательности. Метод Ритца заключается в том, что значение функционала рассматривается на возможных линейных комбинациях выбранных функций с постоянными коэффициентами, составленными из первых членов последовательности.

Выделяем на рабочей поверхности наральника элементарный участок dl , на который воздействует сила нормального давления почвы q и сила трения почвы о поверхность наральника F . Тогда элементарная сила сопротивления движению наральника определяется по формуле

$$dR_x = q \cdot \sin \alpha \cdot dl + F \cdot \cos \alpha \cdot dl, \quad (1)$$

где q – элементарное нормальное давление почвы на рабочую поверхность наральника;

F – элементарная сила трения между наральником и почвой;

dl – элементарная длина выделенного участка на наральнике;

α – угол наклона касательной к профилю наральника на элементарном участке и осью координат.

Если уравнения искомого профиля записать в общем виде, то получим уравнение

$$Z = f(x).$$

Общеизвестно, что тангенс угла наклона касательной к искомому профилю наральника и осью координат OX определить по формуле

$$Z' = \frac{dZ}{dx},$$

а косинус и синус угла выразить через тангенс угла, соответственно получим

$$\sin \alpha = \frac{Z'}{\sqrt{1+(Z')^2}}; \quad \cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1+(Z')^2}},$$

то уравнение (1) запишется

$$dR_x = q \frac{Z'}{\sqrt{1+(Z')^2}} dl + F \frac{1}{\sqrt{1+(Z')^2}} dl, \quad (2)$$

С учетом того, что

$$F = q \cdot f,$$

где f – коэффициент трения почвы по металлу наральника, а

$$dl = \sqrt{(dx)^2 + (dZ)^2} = dx \sqrt{1+(Z')^2},$$

уравнение (2) запишется

$$dR_x = q(Z' + f) dx. \quad (3)$$

Исходя из того, что в результате проведения экспериментальных исследований [23] определены зависимости для вычисления удельного давления почвы на наральник

$$q = a_1 Z^{a_2}, \quad (4)$$

где a_1, a_2 – постоянные коэффициенты.

Для черноземных почв показатели среднего механического состава соответственно составляют $a_1 = 1,31 \text{ Н/м}^2$, $a_2 = 1,081 \text{ Н/м}^2$. Значения коэффициентов определены экспериментальным путём для черноземных почв.

После подстановки уравнения (4) в уравнение (3) и интегрирования уравнения (3) получим энергетический функционал работы наральника

$$R_x = a_1 \int_0^{x_k} Z^{a_2} (Z' + f) dx, \quad (5)$$

где x_k – координата конечной точки наральника.

Ставим задачу: среди семейства кривых, которые проходят через предельные точки $Z(X_0)=0$ и $Z(X_k)=Z_k$, выходят из начальной точки под углом α_0 и проходят в конечную точку под углом α_k , найти кривую, которая описывает профиль наральника минимальной энергоёмкости, то есть обеспечивает экстремум функционала.

Для решения задачи воспользуемся методом прямого вариационного исчисления, который позволяет задачу определения экстремума функционала перевести в задачу нахождения экстремума функции. Задаем уравнение кривой профиля наральника, которая удовлетворяет граничным условиям

$$Z = Z'_0 X + \frac{3Z_k - X_k(Z'_k - 2Z'_0)}{X_k^2} X^2 + \frac{(Z'_k + Z'_0)X_k - 2Z_k}{X_k^3} X^3 + \quad (6)$$

$$+ (X_k - X)^2 (C_1 X + C_2 X^2),$$

где C_1 и C_2 – искомые коэффициенты;

Z'_0 и Z'_k – тангенсы углов наклона касательных к профильной линии наральника;

X_k ; Z_k – координаты конечной точки кривой, описывающей профиль наральника.

Первая производная по уравнению (6) имеет вид

$$Z' = Z'_0 + 2X \frac{3Z_k - X_k(Z'_k + 2Z'_0)}{X_k^2} + \frac{(Z'_k + Z'_0)X_k - 2Z_k}{X_k^3} 3X^2 + \quad (7)$$

$$+ 2(X - X_k)(C_1 X^2 + C_2 X^3) + (X - X_k)^2 (2C_1 X + 3C_2 X^2).$$

Подставив уравнения (6) и (7) в функционал (5), получим функцию для определения тягового сопротивления наральника

$$R_x = a_1 \int_0^{x_k} \left[Z'_0 X \frac{3Z_k - X_k(Z'_k - 2Z'_0)}{X_k} X^2 + \frac{(Z'_k + Z'_0)X_k - 2Z_k}{X_k^3} X^3 + \right. \\ \left. + (X_k - X)(C_1 X + C_2 X^2) \right]^{a_2} \cdot \left[Z'_0 + 2X \frac{3Z_k - X_k(Z'_k + 2Z'_0)}{X_k^2} + \right. \\ \left. + \frac{(Z'_k + Z'_0)X_k}{X_k^3} 3X^2 + 2(X - X_k)(C_1 X^2 + C_2 X^3) + \right. \quad (8)$$

$$\left. + (X - X_k)^2 (2C_1 X + 3C_2 X^2) + f \right] dx.$$

В задачу исследований входит определение соответственно в начальной и конечной точках значений постоянных

коэффициентов C_1 и C_2 таким образом, чтобы они обеспечили минимум функции (8).

Определив частные производные (8) по C_1 и C_2 и приравняв их к нулю, получим систему уравнений, решение которой позволит найти значение искомых коэффициентов

$$\frac{\partial R_x}{\partial C_1} = a_1 \int_0^{x_k} \left\{ a_2 Z^{a_2-1} \frac{\partial Z}{\partial C_1} (Z' + f) + Z^{a_2} \frac{\partial Z'}{\partial C_1} \right\} dx = 0,$$

$$\frac{\partial R_x}{\partial C_2} = a_1 \int_0^{x_k} \left\{ a_2 Z^{a_2-1} \frac{\partial Z}{\partial C_2} (Z' + f) + Z^{a_2} \frac{\partial Z'}{\partial C_2} \right\} dx = 0, \quad (9)$$

где

$$\frac{\partial Z}{\partial C_1} = X^2(X - X_k),$$

$$\frac{\partial Z'}{\partial C_1} = 2(X - X_k)X^2 + 2(X - X_k)^2 X,$$

$$\frac{\partial Z}{\partial C_2} = (X - X_k)^2 X^2,$$

$$\frac{\partial Z'}{\partial C_2} = 2(X - X_k)X^3 + 3(X - X_k)^2 X^2.$$

Систему уравнений (9) решали численным методом по отношению искомых коэффициентов C_1 и C_2 с использованием персонального компьютера. Для расчета применяли: $F = 0,5$, $X_0 = 0$, $X_k = 0,18$ м, $Z_0 = 0$, $Z_k = 0,085$ м, $Z'_0 = \text{tg } 15^\circ$, $Z'_k = \text{tg } 25^\circ$. Найденные значения искомых коэффициентов C_1 и C_2 соответственно равняются $C_1 = -104,0088$; $C_2 = -3346,742$.

После подстановки значений полученных коэффициентов в уравнение (6) получим выражение, которое описывает профиль наральника стойки почвообрабатывающей машины минимальной энергоёмкости

$$Z = 0,2679X + 2,303X^2 - 6,489X^3 + \quad (10)$$

$$+0,0144(-104,0088X^2 - 3316,742X^3).$$

Кривая линия, построенная по уравнению (10), показывает форму наральника минимального тягового сопротивления (рис. 3).

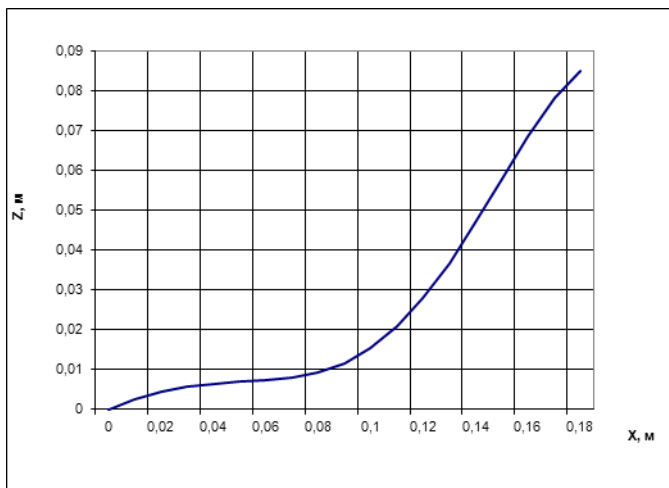


Рис. 3 – Обоснованная форма наральника

С целью определения достоверности результатов теоретических исследований были определены энергетические показатели работы наральника для подрезания и подъема почвы. Для этого был изготовлен наральник с профилем, обоснованным теоретическим путём, а для сравнения – с прямолинейным профилем.

Касательные к наральникам в начальных точках равнялись 26° , а в конечных точках совпадали с направлением стоек, проходящих за осью ротора рыхлительно-сепарирующего устройства.

На рис. 4 представлен общий вид наральников с прямым и теоретически обоснованным профилем.

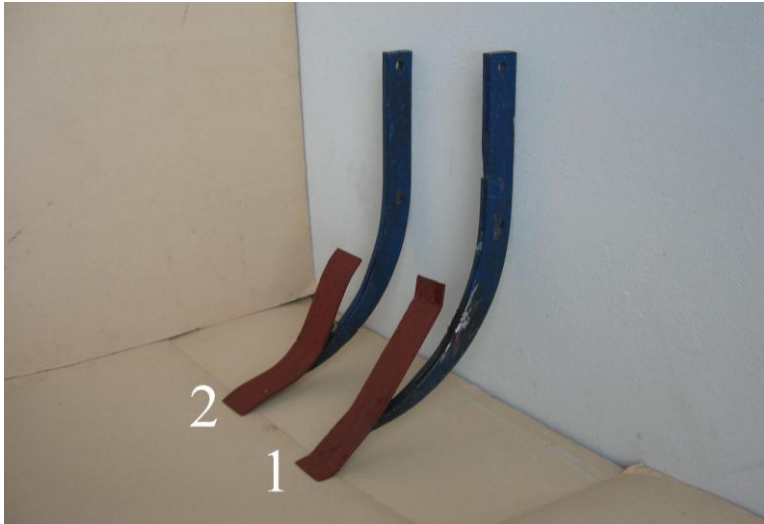


Рис. 4 – Наральники: 1 – с прямым профилем;
2 – с теоретически обоснованным профилем

Експерименти по определению тягового сопротивления наральника с прямым и теоретически обоснованным профилем проводили в почвенном канале при глубине обработки 0,11 м и влажностью почвы 17%. Скорость движения тензометрической тележки составляла 0,7 м/с. Данные о тяговом сопротивлении наральников с прямым и теоретически обоснованным профилями приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Тяговые сопротивления наральников, Н

Повторность	Тип наральника		% к наральнику прямого профиля
	прямого профиля	экспериментальный	
1	126,0	89,45	
2	142,5	75,65	
3	153,0	89,15	
4	135,0	89,35	
Среднее	139,5	85,3	38,7

Анализ данных таблицы показывает, что наральник с теоретически обоснованным профилем по сравнению с наральником прямого профиля имеет тяговое сопротивление на 38,7% меньше, что подтверждает достоверность результатов теоретических исследований.

Выводы. Обосновано, что теоретически форма наральника минимального тягового сопротивления для подрезания и подъема почвы имеет вид – рис. 3. Доказано, что наральник с теоретически обоснованным профилем имеет меньшее тяговое сопротивление по сравнению с наральником прямого профиля.

Литература.

1. Сыромятников Ю.Н. Повышение эффективности технологического процесса движения почвы по лемеху почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины. // Сельское хозяйство. – 2017. – № 1. – С.48–55. DOI: 10.7256/2453-8809.2017.1.22037. URL: http://e-notabene.ru/sh/article_22037.html

2. Бабицкий Л.Ф. Механіко-біонічні основи багатоконтактно-ударної дії протиерозійних робочих органів на ґрунт: Автореф. дис ... док. техн. наук. – Сімферополь, 1994. – 39 с.

3. Кушнарев А.С. Механико-технологические основы обработки почвы / А.С. Кушнарев, В.И. Кочев. – Киев: Урожай, 1989. – 140 с.

4. Быстров М.П. Распределение сил нормального давления на передней части корпуса плуга // Проектирование рабочих органов сельскохозяйственных машин: Сб. статей. – Ростов-на-Дону. – С. 25–33.

5. Василенко П.М. Применение методов вариационного исчисления к решению некоторых задач земледельческой механики // Труды КСХИ. Т. VI. – 1953.

6. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины. – Л., 1949. – С. 856.

7. Временные нормы выработки и расхода топлива при использовании тракторов Т–150К и МТЗ–80 на обработке почвы, посеве, посадке и уходе за посевами зерновых и пропашных культур // Сельскохозяйственная экспресс-информация. – М. 1977. – № 27. – 46 с.

8. Кирюхин В.Г. Исследование чизельных рабочих органов с наклонными и параболическими в поперечной плоскости стойками для основной безотвальной обработки почвы / В.Г. Кирюхин, Д.А. Тряпицын // Совершенствование рабочих

органов почвообробляючих и уборочных машин: Сб. науч. тр. МИИСП. – М., 1968. – С. 36–40.

9. Ревут И.Б. Физика почв. Л., 1972.

10. Шанина З.М. Исследование и обоснование параметров зубчатых рабочих органов для мелкой обработки почвы в условиях юга УССР: Автореф. дис ... канд. техн. наук. – Харьков, 1987. – 18 с.

11. Контактная задача в теории взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных машин с материалами / Бауков А.В., Кушнарев А.С., Бабицкий Л.Ф., Рожнов П.Н. // Аналитические и графические методы рационального конструирования поверхности рабочих органов почвообробляючих машин: Науч. тр. УСХА. Вып. 165. Киев, 1975.

12. Ветохин В.И. Обоснование формы и параметров рыхлительных рабочих органов с целью снижения энергозатрат на обработку почвы: Автореф. дис ... канд. техн. наук./ ВИСХОМ. – М., 1992. – 24 с.

13. Василенко П.М. Культиваторы / Василенко П.М., Бабий П.Т.. – Киев, 1961. – 240 с.

14. Третьяк В.П. Влияние формы рабочих органов, движущихся в почве, на тяговое сопротивление // Механизация и электрификация сельского хозяйства: Респ. межвед. тем. науч.-техн. сб. Вып. 8. "Механизация обработки почвы и внесения удобрений". – Киев, 1967. – С. 18–28.

15. Третьяк В.П. О влиянии формы деформатора, движущегося в почве, на его тяговое сопротивление // Материалы науч.-техн. совета. Вып. 19. – С. 203–209.

16. Короткевич П.С. О влиянии формы лезвия на сопротивление почвы резанию // Материалы науч.-техн. совета. – М., 1965. – Вып. 19. – С. 210–218.

17. Короткевич П.С. О влиянии формы лезвия ножа на сопротивление подрезанию пласта при обработке почвы // Механизация и электрификация сельского хозяйства: Респ. межвед. тем. науч.-техн. сб. «Механизация обработки почвы и внесения удобрений». – Киев, 1967. – Вып. 8. – С. 13–17.

18. Сторчак С.В., Магдалюк П.П. Обоснование параметров рыхлительных лап для обработки междурядий пропашных культур // Пути увеличения продуктивности полей. – Кишинев: Штиинца, 1978. – С. 34–37.

19. Нефедов Б.А., Флайшер Н.М. Изыскание профильной линии рабочего органа минимальной энергоемкости // Теория и расчет почвообробляючих машин: Сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1989. – Т. 120. – С. 180–198.

20. Пащенко В.Ф. Моделирование взаимодействия с почвой рабочих органов сельскохозяйственных машин и орудий: монография / В.Ф. Пащенко / Харьк. гос. аграр. ун-т им. В.В. Докучаева. – Х., 1994. – 134 с.

21. Пащенко В.Ф. Механико-технологические средства эколого-экономического усовершенствования процессов обработки почвы: дис. ... д-ра техн. наук / Пащенко Владимир Филимонович. – Х., 2005. – 335 с.

22. Смирнов В.И. Вариационное исчисление / В.И. Смирнов, В.И. Крылов, Л.В. Канторович. – Л., 1933. – 204 с.

23. Пащенко В.Ф. Снижение энергоемкости комбинированной машины для обработки почвы и посева / В.Ф. Пащенко, М.И. Онишко // Механизация и электрификация сел. хоз-ва: сб. науч. тр. УНИИМЭСХ. – Вып. 70. – К., 1989. – С. 17–20.