

Раздел 3. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 631.316.27

Бабицкий Л. Ф., Куклин В. А.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОДПРУЖИНЕННОЙ КУЛЬТИВАТОРНОЙ ЛАПЫ

Аннотация. В статье описывается теоретическое обоснование параметров подпружиненной культиваторной лапы. Приведены выражения, которые дают возможность определять амплитудно-частотную характеристику подпружиненного рабочего органа при обработке почвы. Предложена конструктивная схема рабочего органа культиватора с упругой S-образной стойкой и дополнительной пружиной, для которых составлены уравнение движения и приведены их решения. Полученные теоретические зависимости позволяют определять амплитуду и частоту колебаний подпружиненной культиваторной лапы. Получены зависимости по определению жесткости пружины

Ключевые слова: обработка почвы, культиваторная лапа, упругая подпружиненная стойка, уравнение движения, амплитуда, частота.

Бабицкий Л. Ф., Куклин В. А.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДПРУЖИНЕНОЇ КУЛЬТИВАТОРНОЇ ЛАПИ

Анотація. У статті описується теоретичне обґрунтування параметрів підпружиненої культиваторної лапи. Наведено вирази, які дають можливість визначати амплітудно-частотну характеристику підпружиненого робочого органу при обробці ґрунту. Запропоновано конструктивну схему робочого органу культиватора з пружною S-подібною стійкою та додатковою пружиною, для яких складено рівняння руху й наведено їх розв'язання. Отримані теоретичні залежності дозволяють визначати амплітуду і частоту коливань підпружиненої культиваторної лапи.

Ключові слова: обробка ґрунту, культиваторна лапа, пружний підпружинений стояк, рівняння руху, амплітуда, частота.

Babytskyy L. F., Kuklin V. A.

THEORETICAL BASIS OF SPRING LOADED CULTIVATOR TOOTH PARAMETERS

Summary. The paper describes the theoretical basis of spring-loaded cultivator tooth parameters. The expressions that give the possibility to determine the frequency response of a spring-loaded working organ in cultivation are offered. The article proposes constructive scheme of working body of cultivator with elastic S-shaped bar and additional spring for which the equation of motion is written and its solution is presented. The theoretical dependences allow determining the amplitude and frequency of vibrations of a spring-loaded cultivator tooth. The dependence on the definition of the spring in the process cultivator legs and oscillation frequency, which is equal to the frequency of soil cultivation, is also revealed in the paper. Differential equation of motion under the action of teeth periodically varying resistance force proportional to the displacement of the soil and the elastic forces of the springs and struts are compiled. Derived expressions allow determining the frequency response of a spring-loaded working organ in cultivation.

Key words: soil tiling, resilient spring-loaded rack, the equation of motion, amplitude, frequency.

Постановка проблемы. Обработка почвы – самый энергоемкий процесс в современном сельскохозяйственном производстве [1]. Постоянный рост цен на топливо и сложная экономическая ситуация в стране вынуждают искать новые пути снижения затрат при возделывании сельскохозяйственных культур. Совершенствование конструкций применяемых почвообрабатывающих агрегатов может идти по пути использования вибрационного воздействия на почву за счет применения подпружиненных рабочих органов.

Анализ литературы. Установлено, что при вибрировании рабочего органа в почве тяговое сопротивление орудия снижается на 20–60% в зависимости от параметров вибрации (частоты, амплитуды) и поступательной скорости движения. При этом, по данным исследователей, общие энергозатраты уменьшаются в среднем на 30% [2].

Доктором технических наук О. В. Верняевым выполнены теоретические и экспериментальные исследования влияния вынужденных

колебаний лап культиватора на энергетические и качественные показатели обработки почвы [3]. Однако использование вынужденных колебаний требует дополнительных энергозатрат на принудительный привод.

Применение почвообрабатывающих машин с упругой подвеской рабочих органов без принудительного привода глубоко рассмотрено в работах Г. А. Рябцева [4]. Им обоснованы параметры упругой подвески рабочих органов на основе изучения основных фаз деформации и разрушения почвы.

Цель статьи – теоретическое обоснование параметров подпружиненной культиваторной лапы.

Изложение основного материала. В предложенной конструкции (рис. 1) культиваторная лапа крепится на упругой S-образной стойке, которая дополнительно подпружинена.

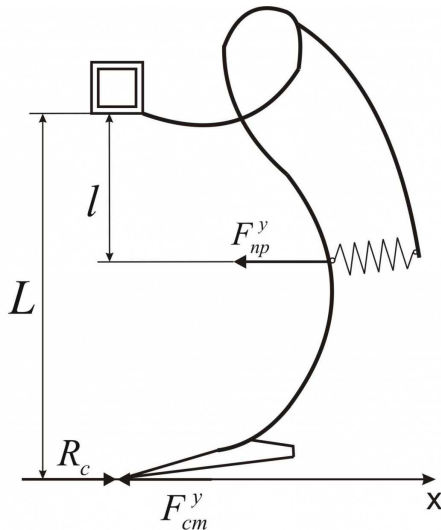


Рис. 1. Схема сил, действующих на лапу.

Составим дифференциальное уравнение движения лапы под действием периодически изменяющейся силы сопротивления почвы R_c и пропорциональных перемещению сил упругости пружины F_{np}^{δ} и стойки $F_{ст}^{\delta}$.

$$m\ddot{x} = R_{\tilde{n}} - \frac{l}{L} F_{np}^{\delta} - F_{ст}^{\delta}. \quad (1)$$

При незначительной величине амплитуды колебаний стойки можно принять $F_{ст}^{\delta} = \tilde{n}_{ст} \cdot \delta$. Силу сопротивления почвы принимаем изменяющейся по синусоидальному закону $R_{max} \cdot \sin \omega t$.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= R_{max} \cdot \sin \omega t - \frac{l}{L} \cdot \tilde{n}_{np} \cdot \delta - \tilde{n}_{ст} \cdot \delta = \\ &= R_{max} \cdot \sin \omega t - \left[\frac{l}{L} \cdot \tilde{n}_{np} + \tilde{n}_{ст} \right] \cdot \delta, \end{aligned} \quad (2)$$

где c_{np} – коэффициент жесткости пружины; $c_{ст}$ – коэффициент жесткости упругой стойки; x – перемещение носка лапы.

Разделим левую и правую части уравнения на m и введём следующие обозначения:

$$\frac{R_{max}}{m} = R_0 \text{ и } \left[\frac{l}{L} \cdot \tilde{n}_{np} + \tilde{n}_{ст} \right] = \frac{c_{\text{п\ddot{a}u}}}{m} = A, \quad (3)$$

Тогда уравнение примет вид:

$$\ddot{x} + Ax = R_0 \cdot \sin \omega t. \quad (4)$$

Из теории дифференциальных уравнений известно, что общее решение уравнения вида (3) можно представить в виде суммы двух решений [5]:

$$x = x_1 + x_2, \quad (5)$$

где x_1 – общее решение линейного однородного дифференциального уравнения;

x_2 – частное решение линейного неоднородного дифференциального уравнения.

Общее решение уравнения (4) будет иметь вид [5]:

$$x = C_1 \cos(\sqrt{A} \cdot t) + C_2 \sin(\sqrt{A} \cdot t) + \frac{R_0 \cdot \sin \omega t}{A - \omega^2}, \quad (6)$$

где C_1, C_2 – постоянные интегрирования.

В начальный момент времени $t = 0$ перемещение $x = 0$. Подставляя эти значения в уравнение (6), получим:

$$0 = C_1 \cos 0 + C_2 \sin 0 + \frac{R_0 \cdot \sin 0}{A - \omega^2},$$

откуда $C_1 = 0$.

В момент времени равный половине периода колебаний $t = \frac{T}{2} = \frac{\pi}{\omega}$ перемещение x равно приведенной к носку лапы максимальной величине сжатия d пружины: $x = d \cdot \frac{L}{l}$.

Подставляя эти значения в уравнение (6) и учитывая, что $C_1 = 0$, получим выражение для расчета постоянной интегрирования C_2 :

$$\begin{aligned} d \cdot \frac{L}{l} &= 0 \cdot \cos\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) + C_2 \sin\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) + \frac{R_0 \cdot \sin\left(\omega \cdot \frac{\pi}{\omega}\right)}{A - \omega^2}, \\ C_2 &= \frac{d \cdot L}{l \cdot \sin\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right)}. \end{aligned}$$

Подставляя выражения для C_1 и C_2 в уравнение (6), получим:

$$x = \frac{d \cdot L}{l \cdot \sin\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right)} \sin(\sqrt{A} \cdot t) + \frac{R_0 \cdot \sin \omega t}{A - \omega^2}. \quad (7)$$

Дифференцированием выражения (7) найдем закон изменения скорости движения:

$$\dot{x} = \frac{d \cdot L \cdot \sqrt{A}}{l \cdot \sin\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right)} \cos(\sqrt{A} \cdot t) + \frac{R_0 \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{A - \omega^2}. \quad (8)$$

В момент удара $t = \frac{\pi}{\omega}$, тогда

$$V_{уд} = \dot{x}\left(\frac{\pi}{\omega}\right) = \frac{d \cdot L \cdot \sqrt{A}}{l \cdot \sin\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right)} \cos\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) + \frac{R_0 \cdot \omega \cdot \cos \pi}{A - \omega^2} = \frac{d \cdot L \cdot \sqrt{A}}{l} \operatorname{ctg}\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) - \frac{R_0 \cdot \omega}{A - \omega^2} \quad (9)$$

Ударный импульс равен:

$$P_{уд} = m \cdot V_{уд}. \quad (10)$$

На основании закона сохранения импульса запишем:

$$F_{сп}^{уд} \cdot t = m \cdot V_{уд}. \quad (11)$$

Считая, что при взаимодействии сила удара линейно возрастает до максимального значения

Выполнив преобразования с учетом введенных обозначений (3), получим выражение для расчета величины сжатия пружины d :

$$d = \left(\frac{F_{ск} \cdot t}{2 \cdot m} + \frac{R_{max} \cdot \omega}{c_{общ} - m \cdot \omega^2} \right) \cdot \frac{l}{L \cdot \sqrt{\frac{\tilde{n}_{общ}}{m}}} \cdot \operatorname{tg}\left(\sqrt{\frac{\tilde{n}_{общ}}{m}} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right). \quad (12)$$

Амплитуда колебаний равна:

$$\dot{A} = \frac{L}{l} \cdot \left[\left(\frac{F_{ск} \cdot t}{2 \cdot m} + \frac{R_{max} \cdot \omega}{c_{общ} - m \cdot \omega^2} \right) \cdot \frac{l}{L \cdot \sqrt{\frac{\tilde{n}_{общ}}{m}}} \cdot \operatorname{tg}\left(\sqrt{\frac{\tilde{n}_{общ}}{m}} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) \right]. \quad (13)$$

В процессе работы культиваторной лапы частота колебаний будет равна частоте скалывания почвы:

$$f = \frac{V}{l_{ск}}, \quad (14)$$

где V – скорость поступательного движения культиваторной лапы;

$l_{ск}$ – длина участка скалывания почвы.

Приведенные выражения дают возможность определять амплитудно-частотную характеристику подпружиненного рабочего органа при обработке почвы.

Выводы. Для предложенной конструктивной схемы рабочего органа культиватора с упругой S-образной стойкой и дополнительной пружиной составлено уравнение движения и дано его решение. Полученные теоретические зависимости позволяют определять амплитуду и частоту колебаний подпружиненной культиваторной лапы.

$F_{ск}$, при котором происходит скалывание блока почвы, можно принять $F_{сп}^{уд} = \frac{F_{ск}}{2}$.

Выразим скорость удара из выражения (11) и подставим в уравнение (9):

$$\frac{F_{ск} \cdot t}{2m} = \frac{d \cdot L \cdot \sqrt{A}}{l} \operatorname{ctg}\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) - \frac{R_0 \cdot \omega}{A - \omega^2}.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Погорілий Л. В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління / Л. В. Погорілий // Техніка АПК. – 2003. – № 11. – С. 4–7.
2. Калюжный Г. Д. Исследование работы вибрационного корпуса плуга / Г. Д. Калюжный, М. М. Гойхман // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1964. – № 5. – С. 45–46.
3. Верняев О. В. Активные рабочие органы культиваторов / О. В. Верняев. – М. : Машиностроение, 1983. – 79 с.
4. Рябцев Г. А. Технологические основы применения почвообрабатывающих машин с упругой подвеской рабочих органов : автореф. дис. ... докт. техн. наук : спец. 05.20.01 / Г. А. Рябцев. – Воронеж, 1973. – 57 с.
5. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. – [10-е изд., стер.]. – М. : Наука, 1972. – 872 с.

УДК 631.313.5

Бабицкий Л. Ф., Соболевский И. В., Куклин В. А.

ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ФОРМЫ ИГЛ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ИГОЛЬЧАТЫХ ДИСКОВ

Аннотация. В статье дано теоретическое обоснование оптимальной формы игл игольчатых дисков для поверхностной обработки почвы. На основании кинематического анализа движения игольчатого диска получены теоретические зависимости по обоснованию оптимального угла вхождения

иглы в почву. Разработана методика проектирования профиля иглы по форме логарифмической спирали. Получена графическая интерпретация теоретических зависимостей, в которых отражено, что с уменьшением глубины обработки иглы приближаются к прямолинейной форме.

Ключевые слова: обработка почвы, игольчатый диск, циклоида, скорость, форма иглы.

Бабицький Л. Ф., Соболевський І. В., Куклін В. А.

ОБҐРУНТУВАННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ФОРМИ ГОЛОК ҐРУНТООБРОБНИХ ГОЛЧАСТИХ ДИСКІВ

Анотація. У статті дано теоретичне обґрунтування оптимальної форми голок голчастих дисків для поверхневої обробки ґрунту. На підставі кінематичного аналізу руху голчастого диска отримано теоретичні залежності щодо обґрунтування оптимального кута входження гільки в ґрунт. Розроблено методику проектування профілю гільки за формою логарифмічної спіралі. Отримано графічну інтерпретацію теоретичних залежностей, у яких відображено, що із зменшенням глибини обробки гільки наближаються до прямолінійної форми.

Ключові слова: обробка ґрунту, голчастий диск, циклоїда, швидкість, форма гільки.

Babytskiy L. F., Sobolevskiy I. V., Kuklin V. A.

RATIONALE FOR BEST FORM OF NEEDLES OF SOIL TILLING WHEEL SPIDER

Summary. In this paper we give a theoretical justification of the optimal form of needles for the needle discs for tillage. Basing on kinematic analysis of movement of the wheel spider we received the theoretical justification depending on the optimum angle of the needle entry into the soil, which depends on the disk radius and depth of processing, and does not depend on the speed of the wheel spider. Given the location of the instantaneous center of rotation the absolute angular speed of rotation of the needle drive is found. The technique of designing the profile of the needle on a logarithmic spiral is received.

According to the definition of the design scheme of the needle entry angle into the ground rolling without slipping a disc needle trajectory of the needle point of contact with the ground will be a cycloid. A graphical interpretation of the theoretical curves which reflect that while decreasing the depth of processing the needles approach a straightforward manner is specified.

Key words: soil tillage, wheel spider, cycloid, speed, needle shape.

Постановка проблеми. Ротационные рабочие органы, в частности игольчатые диски, широко применяются в современных системах минимальной обработки почвы и экологического земледелия [1; 2]. Снижение энергоемкости поверхностной обработки почвы в сложных современных экономических условиях является важнейшей задачей.

Анализ литературы. Теоретическим исследованиям игольчатых рабочих органов посвящен ряд работ (например [3; 4]), в то же время вопрос снижения энергоемкости поверхностной обработки почвы путем обоснования рациональной формы игл игольчатых дисков исследован недостаточно.

Цель статьи – теоретическое обоснование оптимальной формы игл игольчатых дисков для поверхностной обработки почвы.

Изложение основного материала. Для обеспечения минимальных энергозатрат при работе игольчатых дисков необходимо применять диски с криволинейными иглами, касательная к профилю иглы которых в точке А в момент входжения иглы в почву должна совпадать с вектором скорости V_{abc} (см. рис. 1).

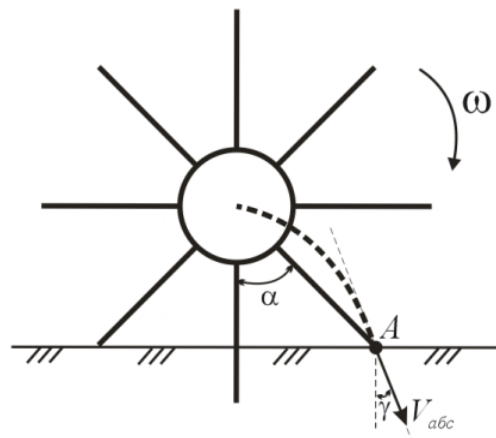


Рис. 1. Схема работы игольчатого диска.

При качении игольчатого диска без проскальзывания траектория движения точки иглы А будет представлять собой циклоиду [5]. Момент входжения иглы в почву характеризуется углом α (рис. 2). Абсолютная скорость V_{abc} точки иглы А будет равна векторной сумме поступательной скорости движения диска V и скорости вращения U относительно оси вращения игольчатого диска [6]:

$$\vec{V}_{abc} = \vec{V} + \vec{U}. \quad (1)$$

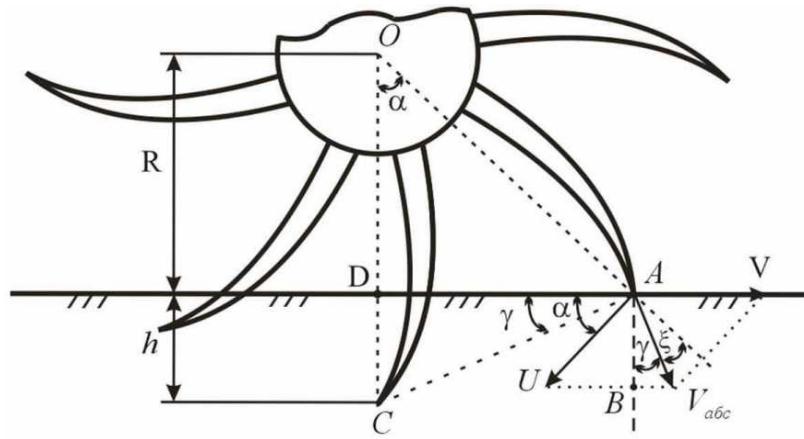


Рис. 2. Расчетная схема к определению угла вхождения иглы в почву.

Используя теорему косинусов, найдем значение абсолютной скорости:

$$V_{abc} = \sqrt{V^2 + U^2 + 2 \cdot V \cdot U \cdot \cos(\pi - \alpha)}. \quad (2)$$

Считая, что мгновенный центр вращения расположен в точке C [3], получим

$$V = U. \quad (3)$$

Из рис. 2 следует, что

$$\cos \alpha = \frac{R}{R+h}, \quad (4)$$

а с учетом тригонометрических преобразований $\cos(\pi - \alpha) = -\cos \alpha = -\frac{R}{R+h}$.

В результате из выражения (2) получим:

$$V_{abc} = \sqrt{V^2 + V^2 - 2 \cdot V \cdot V \cdot \frac{R}{R+h}} = \sqrt{2} \cdot V \cdot \sqrt{1 - \frac{R}{R+h}}. \quad (5)$$

Из треугольника $AB\vec{V}_{abc}$ отрезок AB равен $\hat{A}\hat{A} = V_{abc} \cdot \cos \gamma$.

Из треугольника $AB\vec{U}$ отрезок AB равен $\hat{A}\hat{A} = U \cdot \sin \alpha$, тогда $V_{abc} \cdot \cos \gamma = U \cdot \sin \alpha$.

$$\cos \gamma = \frac{U}{V_{abc}} \cdot \sin \alpha. \quad (6)$$

С учетом выражений (3), (4) и (5) и учитывая, что $\sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha}$, формула (6) будет иметь вид:

$$\cos \gamma = \frac{U}{V_{abc}} \cdot \sin \alpha = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{R+h}\right)^2}}{\sqrt{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{R}{R+h}}} = \frac{\sqrt{1 - \psi^2}}{\sqrt{2} \cdot \sqrt{1 - \psi}}, \quad (7)$$

где $\psi = \frac{R}{R+h}$.

Данную зависимость можно получить и другим способом. Считая, что мгновенный центр вращения находится в точке C [3], найдем абсолютную угловую скорость вращения игльчатого диска:

$$\omega_{abc} = \frac{V}{R+h}. \quad (8)$$

Абсолютная скорость точки иглы A, соответственно, равна:

$$V_{abc} = \omega_{abc} \cdot AC. \quad (9)$$

Из прямоугольного треугольника AOD найдем:

$$AD = \sqrt{(R+h)^2 - R^2}. \quad (10)$$

Рассматривая прямоугольный треугольник ADC, получим:

$$AC = \sqrt{(CD)^2 + (AD)^2} = \sqrt{h^2 + (R+h)^2 - R^2}. \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \cos \gamma &= \frac{AD}{AC} = \frac{\sqrt{(R+h)^2 - R^2}}{\sqrt{h^2 + (R+h)^2 - R^2}} = \\ &= \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{R+h}\right)^2}}{\sqrt{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{R}{R+h}}} = \frac{\sqrt{1 - \psi^2}}{\sqrt{2} \cdot \sqrt{1 - \psi}}. \end{aligned} \quad (12)$$

Угол вхождения иглы в почву γ зависит от радиуса диска и глубины обработки и не зависит от скорости движения игльчатого диска.

Для построения профиля иглы в точке A необходимо провести касательную под углом ξ (рис. 3).

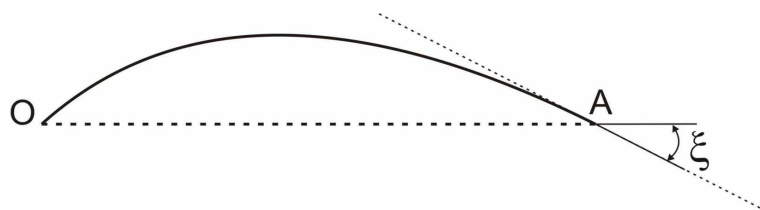


Рис. 3. Схема к построению профиля иглы.

$$\xi = \alpha - \gamma = \arccos(\psi) - \arccos\left(\frac{\sqrt{1-\psi^2}}{\sqrt{2} \cdot \sqrt{1-\psi}}\right), \quad (13)$$

где $\psi = \frac{R}{R+h}$.

Дальнейшее построение профиля иглы выполняется по форме логарифмической спирали в соответствии с известной методикой [7].

Анализируя графическую интерпретацию зависимости (13) (рис. 4), можно сделать вывод, что с уменьшением глубины обработки (возрастание величины ψ) угол ξ уменьшается, и при $h = 0$ угол $\xi = 0$ (т. е. иглы приближаются к прямолинейной форме). При возрастании глубины обработки (уменьшение величины ψ) угол ξ возрастает.

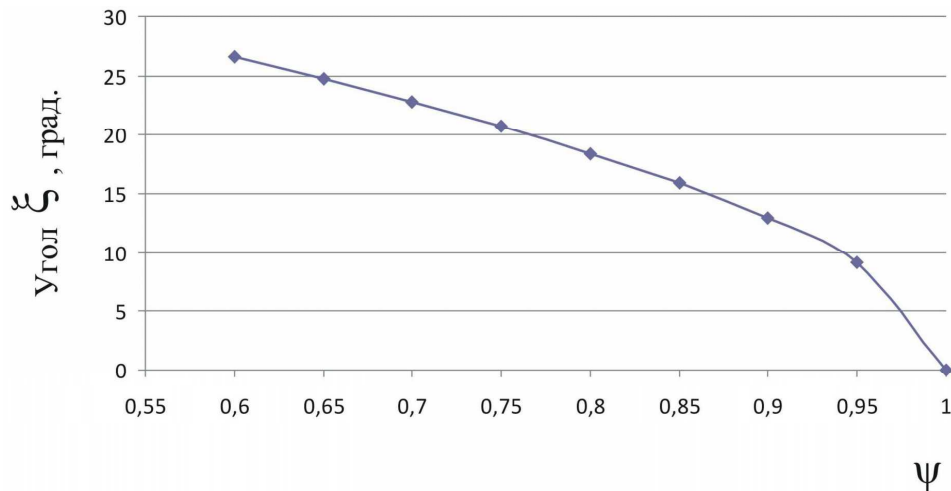


Рис. 4. Зависимость угла ξ от ψ .

Расчет, выполненный для стандартного игольчатого диска диаметром 550 мм, показывает, что при увеличении глубины обработки от 4 до 6 см угол ξ возрастает от 11° до $13,5^\circ$ (рис. 5).

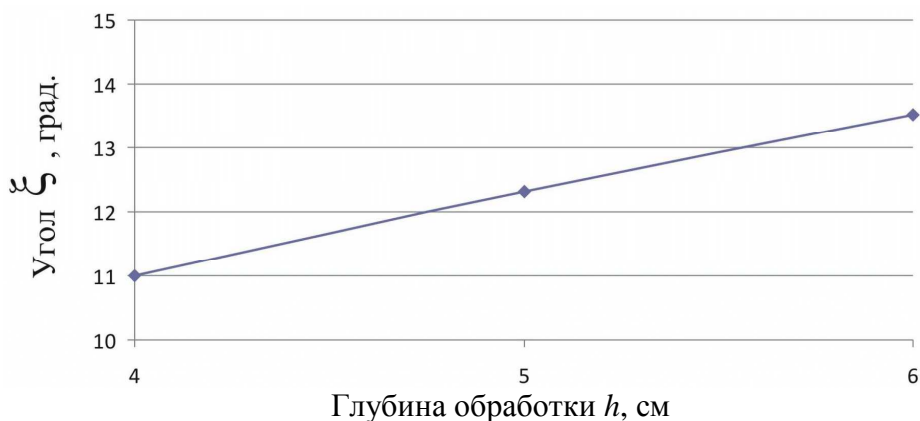


Рис. 5. Зависимость угла ξ от глубины обработки h для игольчатого диска диаметром 550 мм.

Выводы. На основании кинематического анализа движения игольчатого диска получены теоретические зависимости по обоснованию оптимального угла вхождения иглы в почву. Разработана методика проектирования профиля иглы по форме логарифмической спирали.

ЛИТЕРАТУРА

1. Позняк С. С. Экологическое земледелие : монография / С. С. Позняк, Ч. А. Романовский ; [под общ. ред. к.с.-х.н. С. С. Позняка]. – Минск : МГЭУ им. А. Д. Сахарова, 2009. – 327 с.
2. Ґрунтозахисна біологічна система землеробства в Україні / [М. К. Шикуча, С. С. Антоненко, А. Д. Балаєв та ін.]. – К. : Вид. центр Нац. аграрн. ун-ту, 2000. – 387 с.
3. Кравчук В. О качении дисков игольчатой борона при перемещении по поверхности почвы / В. Кравчук, Г. Хайлис, В. Шевчук // Техніка і технології АПК. – 2011. – № 10. – С. 23–25.
4. Синеоков Г. Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков, И. М. Панов. – М. : Машиностроение, 1977. – 328 с.
5. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. – [10-е изд., стер.]. – М. : Наука, 1972. – 872 с.
6. Добронравов В. В. Курс теоретической механики / В. В. Добронравов, Н. Н. Никитин. – М. : Высшая школа, 1983. – 575 с.
7. Бабицкий Л. Ф. Біонічні напрями розробки ґрунтообробних машин / Л. Ф. Бабицкий. – К. : Урожай, 1998. – 164 с.

Османов Э. Ш.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВОЗДУШНО-ЖИДКОСТНОГО ПОТОКА НА ОПРЫСКИВАТЕЛЕ ДЛЯ БОРЬБЫ С СОРНОЙ РАСТИТЕЛЬНОСТЬЮ НА МНОГОЛЕТНИХ НАСАЖДЕНИЯХ

Аннотация. В статье теоретически обосновано движение капли жидкости внутри рабочей камеры опрыскивателя под действием силы тяжести и силы давления осаждающего воздушного потока. Теоретически обоснована связь между такими параметрами работы в рабочей зоне опрыскивателя, как угол факела распыла распылителя, высота установки распылителя, скорости воздушного потока и капли рабочей жидкости. Выведенная в работе зависимость показывает, что капля после вылета из распылителя будет двигаться по параболе, геометрические параметры которой определяются скоростью вылета капли, углом факела распыла и скоростью осаждающего воздушного потока.

Ключевые слова: гербицид, опрыскиватель, воздушный поток, сорняк.

Османов Е. Ш.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ ПОВІТРЯНО-РІДИННОГО ПОТОКУ НА ОБПРИСКУВАЧІ ДЛЯ БОРОТЬБИ З БУР'ЯНАМИ НА БАГАТОРІЧНИХ НАСАДЖЕННЯХ

Анотація. У статті теоретично обґрунтовано рух краплі рідини всередині робочої камери обприскувача під дією сили тяжіння й сили тиску осаджувального повітряного потоку. Теоретично обґрунтовано зв'язок між такими параметрами роботи в робочій зоні обприскувача, як кут факела розпилювання розпилювача, висота установки розпилювача, швидкості повітряного потоку та краплі робочої рідини. Виведена в роботі залежність показує, що крапля після вильоту з розпилювача рухатиметься по параболі, геометричні параметри якої визначаються швидкістю вильоту краплі, кутом факела розпилювання та швидкістю осаджувального повітряного потоку.

Ключові слова: гербицид, обприскувач, повітряний потік, бур'ян.

Osmanov E. Sh.

THEORETICAL BASIS OF INTERACTION OF AIR-LIQUID SPRAYER FLOW TO FIGHT WEEDS ON PERENNIAL PLANTINGS

Summary. The article theoretically substantiated the movement of a liquid drop within the sprayer working chamber under the action of gravity and the pressure of the precipitant airflow. The link between such working parameters in the working area of the sprayer as the angle of the spray atomizer, installation height, the air flow rate of the working fluid and working liquid drops is theoretically substantiated. The dependence derived in the work shows that after departing from the spray the drop will be a parabola, the geometric parameters of which determine the rate of drops departure, spray angle and the speed of the precipitating air flow. The dependence of the rate of air flow, escape velocity of drops from the spray, spray half-angle and the height of the installation spray which help to simplify the selection of technological parameters of working bodies in the working area of the sprayer for weed control are described.

Key words: herbicide sprayer, air flow, weed.

Постановка проблемы. В технологическом процессе возделывания винограда особое место занимают операции по защите виноградных насаждений от вредителей, болезней и сорной растительности.

При химической защите важную роль играет борьба с сорняками. При наличии на 1 м² 100–200 сорняков с 1 га почвы выносятся в среднем 100–140 кг калия. На образование 1 кг сухого вещества расходуется 250–1000 л воды, что свидетельствует об активном истощении плодородного почвенного слоя.

В связи с этим исследование, направленные на создание приспособлений к опрыскивателю для внесения гербицидов в садах и виноградниках с меньшим расходом ядохимикатов, обеспечивающих равномерную обработку междурядного и междустового пространства, являются актуальными, имеют важное народнохозяйственное значение [1].

Цель работы – теоретически обосновать и связать между собой угол факела распылителя, высоту установки распылителя, скорости воздушного потока и капли рабочей жидкости.

Анализ литературы. Исследованию технологических процессов борьбы с сорной растительностью посвящены работы В. Ш. Ладонина, П. И. Войтова, Г. С. Груздева, С. С. Воложанинова, П. А. Догоды. Изучением турбулентных струй занимались такие ученые, как В. Ф. Дунский, Н. В. Никитин, Г. Н. Абрамович, П. А. Догода, С. С. Воложанинов.

Изложение основного материала. Одним из наиболее эффективных средств уничтожения сорной растительности является обработка поверхности сорных растений, произрастающих в междурядьях и приствольных полосах, гербицидами. Принцип внесения гербицидов прост. Капля химического препарата, попадая на растение, образует очаг поражения. Традиционные методы – чем больше капель, тем больше попаданий в цель – имеют существенный недостаток. Для того чтобы получить большее количество капель, необходимо увеличивать количество распыляемой жидкости на единицу площади. Это порождает ряд технических проблем и неудобств:

- увеличение частоты подвоза рабочего раствора (в семь раз и более);
- увеличение затрат, связанных с использованием дополнительной техники;
- увеличение объема технологических простоев;
- увеличение количества персонала, задействованного на химических работах.

Исследователи приходят к тому, что необходимо увеличивать количество капель путем уменьшения размера самой капли. При этом объем химического препарата, растворенного в объеме рабочей жидкости, остается постоянным [2]. В этом случае применение воздушно-жидкостного потока позволило бы усовершенствовать процесс внесения гербицидов. Сжатый воздух через щель в нижней части рукава должен податься в зону действия жидкостных распылителей. Количество и скорость воздуха позволит не только препятствовать снесению препарата, но и раздвигать густые насаждения растений, и таким образом распылитель обработает труднодоступную для обычных опрыскивателей внутреннюю сторону листьев.

Во многих странах ведутся исследования, показывающие, что при опрыскивании с использованием принудительного осаждения капель воздушным потоком на растениях оседает больше капель рабочего раствора, чем при обычном опрыскивании.

Рассеивание жидких струй основано на законах турбулентного перемешивания газожидкостной среды. Характер распределения потока капель в воздушной струе изучен недостаточно, это объясняется сложностью физических процессов, сопровождающих перемешивание распы-

ленной жидкости с окружающей средой, и трудностью построения расчетной модели.

В большинстве случаев распылитель устанавливается так, чтобы струя была направлена вертикально вниз. Исследование механизма взаимодействия направленного вертикально вниз воздушного потока с воздушно-капельным потоком, образующимся при работе распылителя, позволит определить взаимосвязь скорости осаждающего воздушного потока, скорости вылета капли из сопла распылителя, высоту установки распылителя и угол факела распыла распылителя.

При исследовании данного процесса примем, что факел распыла симметричен относительно продольной оси распылителя и рабочая жидкость распределена равномерно внутри факела распыла. В таком случае необходимо исследовать полет только крайних капель. Изучением движения капли жидкости применительно к ленточному внесению пестицида занимался О. В. Гордеенко [3]. Однако в случае использования предлагаемого нами опрыскивателя (рис. 1) на каплю жидкости, кроме силы тяжести, действует еще и сила давления воздушного потока.



Рис. 1. Лабораторно-полевая экспериментальная установка опрыскивателя навесного гербицидного виноградикового.

Применительно к процессам, происходящим в рабочей зоне опрыскивателя, задача о движении капли жидкости в вертикальном нисходящем воздушном потоке будет иметь следующий вид. Пусть имеется вертикальный воздушный поток, движущийся со скоростью V_v , и распылитель, установленный на высоте H над центром транспортера. Из распылителя вылетает капля жидкости со скоростью V под углом φ к вертикали. Необходимо определить, каковы должны быть скорость воздушного потока V_v , скорость вылета капли из распылителя V , половина угла факела распыла φ и высота установки распылителя H , чтобы капля достигла объекта обработки не далее края защитного щита штанги, то есть в точке

А. Ширина защитного щитка равна $2B$ (рис. 2).

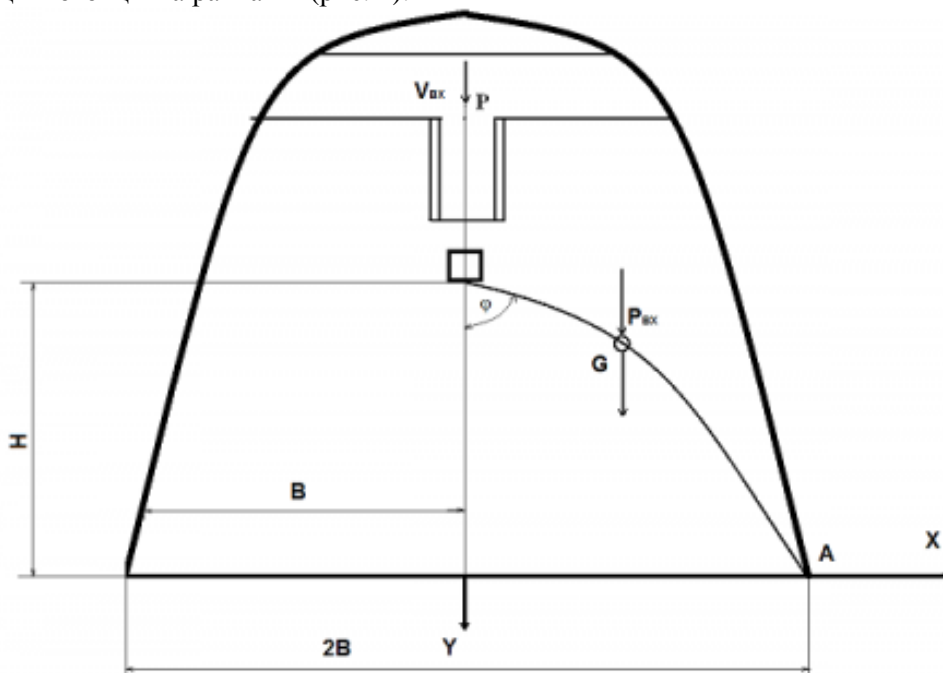


Рис. 2. Схема к определению параметров работы опрыскивателя в рабочей зоне.

Из литературы известно, что ускорение, сообщаемое капле воздушным потоком, определяется следующим образом [3]:

$$\dot{a} = \frac{\tilde{n} \cdot \rho_v \cdot S_k \cdot V_v^2}{m}, \quad (1)$$

где c – коэффициент сопротивления воздуха;

S_k – миделево сечение капли, m^2 ;

m – масса капли, кг;

ρ_v – плотность воздуха, kg/m^3 ;

V_v – скорость воздушного потока, м/с.

Коэффициент сопротивления воздуха зависит от числа Рейнольдса и определяется формулой [4]:

$$\tilde{n} = \frac{24}{Re} + \frac{2,5}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (2)$$

где $Re = \frac{V_v \cdot d_k}{\nu}$ – число Рейнольдса;

d_k – диаметр капли, м;

ν – кинематическая вязкость воздуха ($\nu = 1,45 \times 10^{-5} m^2/s$ при нормальных условиях).

Для упрощения использования в дальнейшем формулу (1) приведем к виду:

$$a = k_n \cdot V_v^2, \quad (3)$$

где k_n – коэффициент парусности.

При таких условиях капля рабочей жидкости в рабочей зоне опрыскивателя осажается под действием силы тяжести и силы давления воздушного потока:

$$F = m \cdot g + m \cdot a, \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения, m/s^2 .

Далее неподвижную систему координат XOY совмещаем с распылителем, ось OY при этом направим вертикально вниз. Также для исследо-

вания движения капли в заданных неподвижных осях возникает необходимость использования подвижной системы координат τMn , при этом ось $M\tau$ будет направлена по касательной к траектории движения в сторону возрастания дуговой координаты OM , а ось Mn – по радиусу кривизны траектории.

Дифференциальные уравнения движения капли в проекциях на естественные оси будут иметь следующий вид. Для оси $M\tau$ дифференциальное уравнение примет вид:

$$m \cdot \frac{dV'}{dt} = (m \cdot g + m \cdot a) \cdot \cos \varphi, \quad (5)$$

где $V' = V + a \cdot t \cdot \cos \varphi$ – скорость, которую приобретает капля из-за суммарного воздействия на нее воздушного потока силы тяжести.

Для оси Mn дифференциальное уравнение запишем в следующем виде:

$$m \cdot \frac{V'^2}{\rho} = (m \cdot g + m \cdot a) \cdot \sin \varphi. \quad (6)$$

После деления левых и правых частей уравнений (5) и (6) на массу капли m они примут вид:

$$\frac{dV'}{dt} = (g + a) \cdot \cos \varphi, \quad (7)$$

$$\frac{V'^2}{\rho} = (g + a) \cdot \sin \varphi. \quad (8)$$

Кривизну траектории точки можно выразить через дуговую координату:

$$\frac{1}{\rho} = -\frac{d\varphi}{ds} = -\frac{1}{V'} \cdot \frac{d\varphi}{dt}, \quad (9)$$

где ds – изменение дуговой координаты на траектории движения точки за время dt ;

$d\varphi$ – угол, на который изменится положение точки за время dt , при движении ее по дуге ds .

Подставим выражение (9) в уравнение (7) и, после преобразований, придем к уравнению:

$$V' \cdot \frac{d\varphi}{dt} = -(g+a) \cdot \sin \varphi. \quad (10)$$

Решая уравнение (10) относительно dt , получим:

$$dt = -\frac{V' \cdot d\varphi}{(g+a) \cdot \sin \varphi}. \quad (11)$$

Зная время движения капли, можно получить выражение для определения скорости.

Подставим уравнение (11) в уравнение (7) и упростим:

$$dV' = (g+a) \cdot \cos \varphi \cdot \left(-\frac{V' \cdot d\varphi}{(g+a) \cdot \sin \varphi}\right). \quad (12)$$

Уравнение (12) после разделения переменных приводится к виду:

$$\frac{dV'}{V'} = -\operatorname{ctg} \varphi \cdot d\varphi. \quad (13)$$

Выражение (13) можно интегрировать с учетом начальных условий ($t = 0$; $V' = V$; $\varphi = \varphi_0$) и получить следующее уравнение:

$$\ln|V'| - \ln|V_0| = -\ln|\sin \varphi| + \ln|\sin \varphi_0|. \quad (14)$$

Используя свойства логарифмов и решив выражение (14) относительно скорости движения капли, можно получить:

$$V' = V_0 \cdot \frac{\sin \varphi_0}{\sin \varphi}. \quad (15)$$

Уравнение (15) является законом изменения скорости капли, двигающейся под действием силы тяжести и силы давления осаждающего воздушного потока.

Определим траекторию движения капли, для чего исследуем ее движение относительно неподвижной системы координат XOY :

$$\frac{dx}{dt} = V_x = V' \cdot \sin \varphi = V_0 \cdot \sin \varphi_0. \quad (16)$$

Проинтегрировав выражения (16) с учетом начальных условий ($t = 0$; $x_0 = 0$), можно получить закон движения капли вдоль оси OX :

$$x = V_0 \cdot \sin \varphi_0 \cdot t. \quad (17)$$

Если рассматривать уравнение движения капли вдоль оси OY , то получим следующее:

$$\frac{dV_y}{dt} = g+a. \quad (18)$$

Проинтегрировав выражение (18) с учетом начальных условий, получим:

$$V_y = \frac{dy}{dt} = (g+a) \cdot t + V_0 \cdot \cos \varphi_0, \quad (19)$$

Разделив переменные и проинтегрировав выражение (19), можно получить закон движе-

ния капли вдоль оси OY под действием осаждающего воздушного потока и силы тяжести:

$$y = \frac{(g+a) \cdot t^2}{2} + V_0 \cdot t \cdot \cos \varphi_0. \quad (20)$$

С учетом преобразований выражение (20) представляет собой обыкновенное квадратичное уравнение. После решения его относительно времени падения капли с заданной высоты получим:

$$t = \frac{-V_0 \cdot \cos \varphi_0 + \sqrt{V_0^2 \cdot \cos^2 \varphi_0 + 2 \cdot (g+a) \cdot y}}{g+a}. \quad (21)$$

Уравнения (17), (20) и (21) определяют положение капли на траектории в любой момент времени. Исключив из (17) и (20) время t , получим уравнение траектории капли:

$$y = \frac{g+a}{2 \cdot V_0^2 \cdot \sin^2 \varphi_0} \cdot x^2 + x \cdot \operatorname{ctg} \varphi_0, \quad (22)$$

После упрощений и преобразований выражения (22) оно примет вид:

$$y = \frac{(g+a) \cdot x^2}{2 \cdot V_0^2} \cdot (1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_0) + x \cdot \operatorname{ctg} \varphi_0. \quad (23)$$

Анализ уравнения (22) показывает, что капля после вылета из распылителя будет двигаться по параболе, геометрические параметры которой определяются скоростью вылета капли, углом факела распыла и скоростью осаждающего воздушного потока.

Для определения значения угла φ_0 , при котором капля жидкости не пересечет точку на краю защитного кожуха с координатами $x = B$ и $y = H$, необходимо подставить значение данных координат в выражение (23), в результате чего получим:

$$y = \frac{g+a}{2 \cdot V_0^2} \cdot B^2 + \frac{(g+a) \cdot B^2}{2 \cdot V_0^2} \cdot \operatorname{ctg}^2 \varphi_0 + B \cdot \operatorname{ctg} \varphi_0. \quad (24)$$

Выражение (24) является квадратичным уравнением. После решения его относительно параметра $\operatorname{ctg} \varphi_0$ оно примет вид:

$$\operatorname{ctg} \varphi_0 = \frac{-V_0^2 + \sqrt{V_0^4 - (g+a) \cdot ((g+a) \cdot B^2 - 2 \cdot H \cdot V_0^2)}}{(g+a) \cdot B}, \quad (25)$$

где B – половина ширины защитного кожуха, м; H – высота установки распылителя над уровнем почвы, м.

Выражение (25) будет иметь смысл только в том случае, если выражение под корнем будет больше нуля, т. е.:

$$2 \cdot H \cdot V_0^2 > (g+a) \cdot B^2. \quad (26)$$

С учетом того, что высота установки распылителя и ширина рабочего кожуха являются технологическими параметрами, из выражения (26) нетрудно установить минимальную скорость вылета капли из сопла распылителя:

$$V_{0\min} \geq \sqrt{\frac{g+a}{2 \cdot H}} \cdot B. \quad (27)$$

Рассмотрев $\text{ctg}\varphi_0$ в уравнении (24) как обобщенный параметр семейства кривых, найдем уравнение, огибающее это семейство. Перепишем уравнение (24) в следующей форме:

$$-y + x \cdot z + \frac{(g+a)}{2 \cdot V_0^2} \cdot (1+z^2) \cdot x^2 = 0, \quad (28)$$

где $z = \text{ctg}\varphi_0$.

Из уравнения (28) найдем максимальное значение угла выброса капли из сопла распылителя при заданных параметрах ($y = H = \text{const}$; $V_0 = V_{0\max}$; $z = \text{ctg}\varphi_0$).

Продифференцировав уравнение (28) по параметру z и приравняв нулю отношение dx/dz , получим, что z имеет максимум, что видно из отрицательного значения второй производной:

$$\frac{dx}{dz} = \frac{x \cdot (V_0^2 + (g+a) \cdot x \cdot z)}{(g+a) \cdot (1+z^2) + z \cdot V_0^2} = 0. \quad (29)$$

Выражение (29) равно нулю, если числитель равен нулю. Это возможно в случае, если $x = 0$, что соответствует падению капли по вертикали. Приравняв нулю выражение, заключенное в скобки в числителе в (29), и решив его относительно « z », получим:

$$z_{\max} = \text{ctg}\varphi_{0\max} = \frac{-V_0}{(g+a) \cdot x}. \quad (30)$$

После подстановки выражения (30) в уравнение (24) получим уравнение параболы, по которой движется крайняя капля:

$$y = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{(g+a) \cdot x^2}{V_0^2} - \frac{V_0^2}{g+a} \right). \quad (31)$$

Из уравнения (31) находим максимальную скорость вылета капли жидкости из сопла, при которой она не перелетит через край защитного кожуха:

$$V_0^{\max} \leq \sqrt{(g+a) \cdot (H + \sqrt{H^2 + B^2})}. \quad (32)$$

Из уравнений (27) и (32) можно получить

допустимые пределы изменения скорости вылета капли из сопла распылителя, при которой они не покинут зону обработки:

$$\sqrt{\frac{g+a}{2 \cdot H}} \cdot B \leq V_0 \leq \sqrt{(g+a) \cdot (H + \sqrt{H^2 + B^2})}. \quad (33)$$

Неравенство (32) определяет зависимость между скоростью вылета капли из распылителя, шириной защитного кожуха, высотой установки распылителя и ускорением, придаваемым капле воздушным потоком, а уравнение (25) позволяет определить половину угла факела распыла распылителя.

Выводы. Описанные зависимости скорости воздушного потока V_b , скорости вылета капли из распылителя V , половина угла факела распыла φ и высота установки распылителя H позволят упростить подбор технологических параметров рабочих органов в рабочей зоне опрыскивателя для борьбы с сорной растительностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Обоснование параметров воздушно-жидкостного потока при обработке сорных растений в междурядьях виноградников / [П. А. Догота, А. В. Степанов, И. В. Соболевский, Э. Ш. Османов] // Магарац. Виноградарство и виноделие : научно-производственный журнал. – 2010. – № 3. – С. 12–14.
2. Гассен Д. Наука пестицидного внесения [Электронный ресурс] / Д. Гассен, Ф. Гессен // Зерно : Всеукраинский журнал современного агропромышленника. – 2007. – № 10, октябрь. – Режим доступа : <http://www.zerno-ua.com>.
3. Гордеенко О. В. Обоснование параметров распылителя при совмещении операции по уходу за посевами овощных культур на гребнях / О. В. Гордеенко // Моделирование сельскохозяйственных процессов и машин : материалы международной научн.-практ. конф. / Белорусский государственный аграрный технический университет. – Минск, 2002. – Ч. 1. – С. 36–38.
4. Лышевский А. С. Изменение коэффициента сопротивления жидких капель / А. С. Лышевский // Известия высших учебных заведений. – 1964. – № 5. – С. 28–31.