

Почвообрабатывающее орудие с изменяемой шириной захвата

Variable width tillage tool

В. И. МЯЛЕНКО, д-р техн. наук

**Кемеровский государственный
сельскохозяйственный институт,
Кемерово, Россия, ksai@ksai.ru**

V. I. MYALENKO, DSc in Engineering

**Kemerovo State Agricultural Institute,
Kemerovo, Russia,
ksai@ksai.ru**

Для обеспечения эффективности работы пахотного агрегата требуется соблюдение заданного скоростного режима движения и оптимальной загрузки двигателя трактора. Различие тяговых сопротивлений почвы на полях при условии сохранения постоянной скорости движения затрудняет выбор оптимального режима работы тракторного двигателя. Так, для полей с удельным сопротивлением 20 000 и 30 000 ньютонов на квадратный метр требуются орудия с шириной захвата соответственно 2,4 и 1,9 м. Цель исследования — изыскание конструкционной схемы почвообрабатывающего орудия с изменяемой шириной захвата, которая обеспечит необходимую надежность и позволит снизить трудоемкость регулирования ширины захвата. Главным методом при изыскании конструкционной схемы стало рациональное использование характера внешнего силового нагружения рабочих органов почвообрабатывающего орудия для реализации поставленной цели. В ходе исследования изучался характер внешнего нагружения рабочих органов. В качестве эквивалентов внешнего нагружения приняты главный вектор и главный момент. Условный центр внешнего силового давления почвы на рабочий орган определялся путем нахождения точек пересечения оси динамического винта с рабочей поверхностью

корпуса плуга. В результате исследования предложена конструкционная схема почвообрабатывающего орудия, обеспечивающая необходимую надежность и снижающая трудоемкость изменения ширины захвата. Величина внешних сил резания в предложенной схеме используется как датчик удельного сопротивления почвы на конкретном поле и обеспечивает настраивание необходимой ширины захвата орудия при оптимальной загрузке двигателя трактора.

Ключевые слова: шарнирное соединение рабочих органов; внешнее силовое нагружение; динамический винт; демпфер.

To ensure the operating efficiency of plowing unit it is required to comply with the specified speed regime of motion and optimal loading of tractor engine. Difference of tractive resistance of soil in different fields creates a situation where it is difficult to select the optimal loading of tractor engine providing constant speed. For example, for the fields with a specific resistance equal to 20 000 and 30 000 newton per square meter, tools with grasp width equal to 2.4 and 1.9 meters respectively are required. The aim of the paper is to find a design scheme of variable width tillage tool, which provides the necessary reliability and reduces the complexity of grasp width regulation. The main research method in achieving this goal is the rational use of condition of external force loading of working organs of tillage tool. The condition of external loading of working organs is investigated. The principal vector and principal moment are accepted as external load equivalents. The conditional center of external soil pressure on working organ is determined by finding the points of intersection of the axis of thrust-and-torque combination with the working surface of plow body. As a result of study, the design scheme of tillage tool that provides the necessary reliability and reduces the complexity of grasp width regulation is proposed. The value of external cutting forces in the obtained scheme is used as a sensor of specific resistance of soil in a specified field and provides the adjustment of grasp width of tool under optimal loading of tractor engine.

Keywords: hinged connection of working organs; external force loading; thrust-and-torque combination; damper.

Введение

Эффективная работа машинно-тракторного агрегата наряду с безусловным соблюдением требований агротехники предполагает также обеспечение оптимальной загрузки двигателя трактора. Последнее особенно важно при выполнении энергоемких и высокочрезмерных операций, таких как основная обработка почвы — вспашка, которая периодически требуется для всех регионов земледелия.

Орудия для основной обработки почвы оснащают рабочими органами определенной геометрической формы, позволяющей выполнять агротехнические требования при условии соблюдения определенных скоростей движения агрегата. Как правило, рабочие органы — это корпус плугов с разнообразной геометрией рабочих поверхностей. Выполнение агротехнических требований при определенном качестве обработки почвы такими рабочими органами достигается благодаря точному соблюдению скоростного режима движения агрегата.

Возникающее в процессе работы увеличение тягового сопротивления почвообрабатывающего орудия приводит к вынужденному изменению скоростного режима движения агрегата. Почвы на разных участках полей имеют разные физико-механические свойства и оказывают разное сопротивление орудиям при их работе. Различие тяговых сопротивлений на полях при условии сохранения постоянной скорости движения затрудняет выбор оптимального режима работы тракторного двигателя. Вследствие этого снижается производительность и увеличиваются затраты на выполнение основной обработки почвы.

Цель исследования

Известны разные критерии оптимизации при выборе рационального режима работы двигателя, например по оценке производительности агрегата, расходу топлива или приведенным затратам [1]. Применительно к пахотным агрегатам это можно представить следующим образом:

$$E_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{н}}}{W_{\text{аг}}} \rightarrow \min,$$

где $E_{\text{уд}}$ — удельные энергозатраты; $N_{\text{н}}$ — номинальная мощность тракторного двигателя; $W_{\text{аг}}$ — производительность агрегата.

Тогда снижения удельных энергозатрат можно ожидать при увеличении производительности агрегата:

$$W_{\text{аг}} = HV,$$

где V — скорость движения агрегата; H — ширина захвата орудия.

Учитывая, что по агротехническим требованиям рекомендуется сохранение постоянной скорости движения орудия при выполнении основной обработки почвы, остается только одна переменная, влияющая на производительность агрегата, — ширина захвата.

В то же время номинальная мощность тракторного двигателя определяется из известного соотношения:

$$P_{\text{крн}} = \frac{N_{\text{н}}}{V} K_3 \eta,$$

где $N_{\text{н}}$ — номинальная мощность двигателя; $P_{\text{крн}}$ — номинальное тяговое усилие трактора; V — скорость движения агрегата; K_3 — коэффициент загрузки двигателя; η — механический КПД трансмиссии.

Для рационального агрегатирования трактора с орудием важно соблюдать соотношение между номинальным тяговым усилием трактора $P_{\text{крн}}$ и тяговым сопротивлением орудия $P_{\text{сопр}}$, а именно $P_{\text{крн}} \geq P_{\text{сопр}}$.

Для дальнейшего анализа составляющих тягового сопротивления орудия можно в первом приближении воспользоваться классической формулой В. П. Горячина и после ее преобразования получить зависимость ширины захвата орудия от коэффициента сопротивления почвы [2]:

$$H = \frac{P_{\text{сопр}} - fG}{a(k + \varepsilon V^2)}, \quad (1)$$

где f — общий коэффициент трения; a — глубина обработки почвы; G — сила тяжести орудия; ε — коэффициент скоростного сопротивления.

Принимая $\varepsilon = 1600 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$, $a = 0,2 \text{ м}$; $f = 0,6$; $P_{\text{сопр}} = 35 \text{ 000 Н}$; $G = 23 \text{ 000 Н}$, для наглядности представим выражение (1) графически на рис. 1.

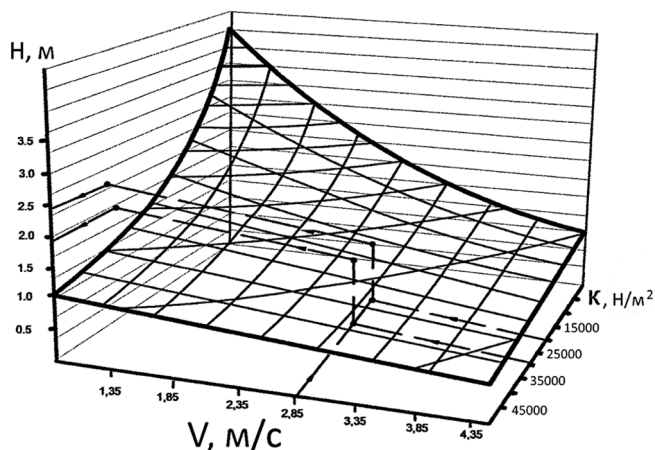


Рис. 1. Поверхность отклика функции $H = f(K, V)$:

H — ширина захвата почвообрабатывающего орудия; K — коэффициент удельного сопротивления; V — скорость движения агрегата

Полученная таким образом поверхность отклика ширины захвата орудия H как функции двух переменных — скорости движения агрегата V и удельного сопротивления почвы K — показывает, что для соблюдения условия $P_{\text{сопр}} = \text{const}$ всякое изменение удельного сопротивления почвы на полях требует изменения ширины захвата орудия.

На рис. 1 штриховыми линиями показана схема определения ширины захвата орудия в зависимости от скорости движения агрегата и состояния почвы. Так, например, для разных полей с удельными сопротивлениями 20 000 и 30 000 H/m^2 при соблюдении условия $P_{\text{сопр}} = \text{const}$ необходимы орудия с разной шириной захвата. В первом случае требуется орудие с шириной захвата $H \approx 2,4$ м, а во втором — с шириной захвата $H \approx 1,9$ м.

Последнее обстоятельство обуславливает необходимость применения конструкций почвообрабатывающих орудий с регулируемой шириной захвата. Цель данной работы заключается в поиске конструктивной схемы почвообрабатывающего орудия, обеспечивающей достаточную надежность работы и позволяющей снизить трудоемкость регулирования ширины захвата.

Материалы и методы

Опыт создания таких орудий для основной обработки почвы имеется. Однако, как правило, это связано с значительным усложнением конструкции орудия и дополнительной трудоемкостью обслуживания. В частности, применяется шарнирное соединение стоек рабочих органов с помощью параллелограммного механизма, который обеспечивает ориентировочное перемещение рабочих органов при изменении ширины захвата почвообрабатывающего орудия [3], или с помощью параллелограммного механизма с дополнительными кривошипами, коромыслом, поводками и рычагами [4].

В данной работе главным методом при изыскании конструктивной схемы стало рациональное использование характера внешнего силового нагружения рабочих

органов почвообрабатывающего орудия для реализации поставленной цели.

Результаты и их обсуждение

Общая схема полунавесного почвообрабатывающего орудия с переменной шириной захвата изображена на рис. 2, где показаны положения максимальной H_2 и минимальной H_1 ширины захвата орудия.

Представленное на схеме почвообрабатывающее орудие имеет неподвижную балку 1, соединенную с навесной системой 2 трактора 3, и основную балку 4, которая присоединена к неподвижной балке с помощью телескопической тяги 5 и дополнительной балки 6. В данной схеме перемещение телескопической тяги совмещено с параллельно присоединенными к ней гидроцилиндром 7 и демпфером 8. Рабочие органы 9 посредством стоек 10 шарнирно закреплены на основной балке.

В процессе выполнения орудием технологических операций рабочие органы корпуса плуга подвергаются воздействию пространственной системы сил со стороны почвы. Эквиваленты этих сил для каждого корпуса плуга показаны на рис. 2 как соответствующие главные векторы $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_6$ и главные моменты $\bar{M}_1, \bar{M}_2, \dots, \bar{M}_6$.

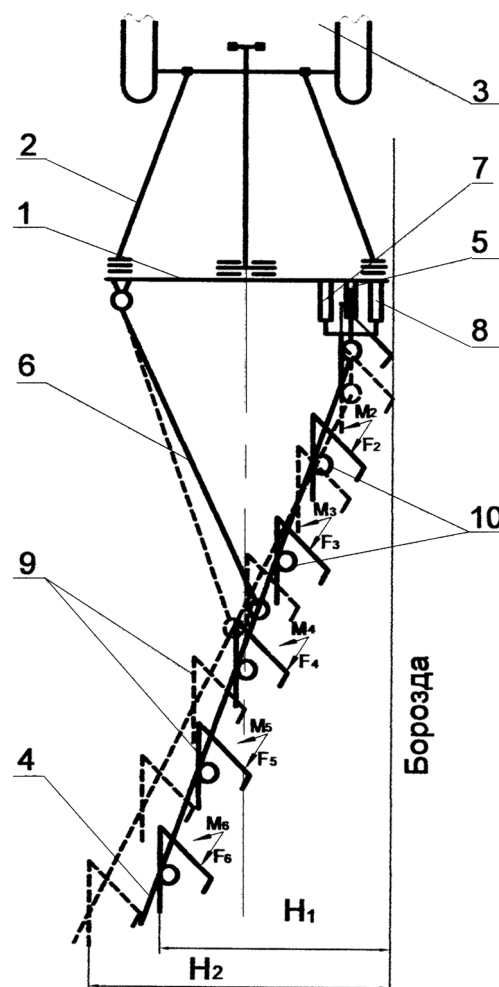


Рис. 2. Общая схема почвообрабатывающего орудия с регулируемой шириной захвата

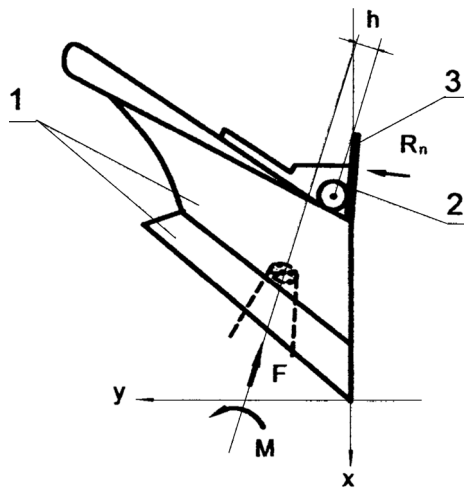


Рис. 3. Корпус плуга

Перед началом работы с помощью гидроцилиндра устанавливают минимальную ширину захвата H_1 почвообрабатывающего орудия. Затем в процессе заглубления рабочих органов гидроцилиндр устанавливают в плавающее положение, высвобождая тем самым телескопическую тягу. Направленность главных векторов $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_6$ внешних сил сопротивления обеспечивает увеличение длины телескопической тяги и ширины захвата почвообрабатывающего орудия.

Демпфер, параллельно соединенный с телескопической тягой, обеспечивает ее плавное перемещение и представляет собой гидравлическую емкость с калиброванными отверстиями в поршне. Демпфер замедляет выдвижение телескопической тяги, т.е. обеспечивает перемещение всех звеньев механизма. При загрузке двигателя трактора до номинальной мощности N_n , обеспечивая $P_{крн} \geq P_{сопр}$, гидроцилиндр устанавливают в запертое положение, и телескопическая тяга фиксируется.

При изменении ширины захвата орудия требуется, чтобы рабочие органы корпуса плуга были сориентированы в отношении направления движения агрегата или стенки борозды от предыдущего прохода. Как правило, в известных схемах почвообрабатывающих орудий с изменяемой шириной захвата это достигается посредством дополнительного параллелограммного механизма, который обеспечивает поворот стоек рабочих органов. В предлагаемой схеме почвообрабатывающего орудия с изменяемой шириной захвата стойки самоуставляются в нужном направлении за счет внешних сил резания.

На рис. 3 изображены контуры рабочего органа корпуса плуга, который имеет рабочую поверхность 1, стойку рабочего органа 2 и полевую доску 3.

Эквиваленты внешних сил резания рабочего органа могут быть представлены главным вектором \bar{F} и главным моментом \bar{M} или их проекциями на соответствующие оси координат:

$$\bar{F} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}; \quad \bar{M} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2},$$

где $\bar{F}_x, \bar{F}_y, \bar{F}_z, \bar{M}_x, \bar{M}_y, \bar{M}_z$ — проекции главного вектора и главного момента.

Для выявления характера распределения нагрузки по рабочей поверхности корпуса плуга проведены экспериментальные измерения проекций главного вектора и главного момента в разных условиях эксплуатации почвообрабатывающих орудий [5].

Главный вектор — величина инвариантная, не зависящая от выбора центра приведения, а угол между главным вектором и главным моментом изменяется в зависимости от выбора центра приведения. В инженерной практике при оценке характера нагружения детали или узла машины чаще выбирают такое положение, когда главный вектор и главный момент совпадают по направлению. Тогда имеются сила и пара сил, действующая в плоскости, перпендикулярной силе. В таком случае место приложения силы к рабочей поверхности корпуса плуга представляет собой условный центр давления.

Координаты точек пересечения силы, или оси динамического винта, с рабочей поверхностью корпуса плуга определяются из системы:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{M_x - (yF_z - zF_y)}{F_x} = \frac{M_y - (zF_x - xF_z)}{F_y}; \\ \frac{M_y - (zF_x - xF_z)}{F_x} = \frac{M_z - (xF_y - yF_x)}{F_z}; \\ a + bx + cy + dz = 0, \end{array} \right.$$

где первые два уравнения — линия оси динамического винта, последнее — часть рабочей поверхности корпуса плуга; x, y, z — текущие координаты.

Экспериментально измеренные при разных рабочих поверхностях корпуса плуга параметры \bar{F} и \bar{M} позволили определить некоторую окрестность точек пересечения оси динамического винта с рабочей поверхностью. Эта окрестность показана на рис. 3.

Ось динамического винта и направление действия главного вектора \bar{F} располагаются от центра стойки на некотором плече h и тем самым создают момент, поворачивающий стойку до упора полевой доски в стенку борозды. Ответная реакция полевой доски R_n .

Следует отметить, что в случае, если полевые доски корпусов плуга не в полной мере воспринимают боковые составляющие соответствующих главных векторов \bar{F} , то естественно складывающийся суммарный момент от их действия передается на навесную систему трактора. Последствия этого затрудняют управляемость агрегата и предотвращение сваливания правых движителей трактора в борозду. На рис. 2 показаны линия стенки борозды и положение правых движителей трактора.

Выводы

Предложенная конструкционная схема почвообрабатывающего орудия с регулируемой шириной захвата обеспечивает необходимую надежность и снижает трудоемкость изменения ширины захвата при обработке полей с разными удельными сопротивлениями почвы. Изменение ширины захвата производится оператором из кабины трактора при переездах с одного поля на другое.

Величина внешних сил резания в данной схеме используется как датчик удельного сопротивления почвы

Окончание статьи В. И. Мьяленко. Начало см. на стр. 30

на конкретном поле и обеспечивает настраивание необходимой ширины захвата орудия при оптимальной нагрузке двигателя трактора.

Литература и источники

1. Агеев Л. Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. Л.: Колос, Ленингр. отд-ние, 1978. 296 с.
2. Синеоков Г. Н., Панов И. М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М.: Машиностроение, 1977. 328 с.
3. Мьяленко В. И., Давыдова Н. Я., Толстов В. К. и др. Почвообрабатывающее орудие. Авторское свидетельство СССР № 1029837, 1983.
4. Яновский Ю. С., Бугуцкий В. В. Плуг с изменяемой шириной захвата. Патент РФ № 2192718, 2002.
5. Мьяленко В. И. Методы экспериментального определения силовых характеристик рабочих органов почвообрабатывающих орудий. Новосибирск: Изд-во Новосибирского ГУ, 1991. 105 с.

References

1. Ageev L. E. *Osnovy rascheta optimal'nykh i dopuskaemykh rezhimov raboty mashinno-traktornykh agregatov* [Bases for calculation of optimal and acceptable operation modes of machine-tractor units]. Leningrad, Kolos Publ., Leningrad branch, 1978, 296 p.
2. Sineokov G. N., Panov I. M. *Teoriya i raschet pochvoobrabatyvayushchikh mashin* [Theory and design of tillage machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 328 p.
3. Myalenko V. I., Davydova N. Ya., Tolstov V. K., Gurvich I. G. *Pochvoobrabatyvayushchee orudie* [Tillage tool]. USSR inventor's certificate no. 1029837, 1983.
4. Yanovskiy Yu. S., Bugutskiy V. V. *Plug s izmenyaemoy shirinoy zakhvata* [Variable width plough]. RF patent no. 2192718, 2002.
5. Myalenko V. I. *Metody eksperimental'nogo opredeleniya silovykh kharakteristik rabochikh organov pochvoobrabatyvayushchikh orudiy* [Methods for experimental determination of power characteristics of working bodies of tillage tools]. Novosibirsk: Novosibirsk State University Publ., 1991, 105 p.