

УДК 631.316.44.001.2

DOI 10.21661/r-508662

Б.С. Отаханов, Н.А. Абдуманнопов, Н.Н. Ёкубжонов, К.А. Гиёсов

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЕДОМОГО РОТОРА БЕПРИВОДНОГО РОТАЦИОННОГО РЫХЛИТЕЛЯ

Аннотация: в статье рассматривается вопрос оптимизации параметров бесприводного ротационного рыхлителя для обеспечения качественной работы агрегата. Авторами определены рациональные значения исследуемых параметров с точки зрения энергоёмкости процесса.

Ключевые слова: поступательная скорость агрегата, кинематический режим, количество рабочих органов на одной стороне диска, диаметр ведомого ротора, качества крошения почвы, тяговое сопротивление, математическая модель, уравнения регрессии, рациональный параметр.

B.S. Otaxanov, N.A. Abdumannopov, N.N. Yoqubjonov, K.A. Giyosov

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF SLAVE ROTOR OF A NON- DRIVING ROTARY AGITATOR

Abstract: the article deals with the issue of optimizing the parameters of a non-driving rotary agitator to ensure high-quality operation of the unit and determines the rational values of the studied parameters in terms of the power intensity of the process.

Keywords: translational velocity of the unit, kinematic mode, number of working bodies on one side of the disk, slave rotor diameter, soil pulverization quality, traction resistance, mathematical model, regression equations, rational parameter.

Технологическая схема работы макетного образца ротационного бесприводного рыхлителя представлена на рис. 1. Рабочий процесс происходит следующим образом, зубья ведущего ротора разрушают монолитный почвенный массив, за ним пассивный рабочий орган подрезает (зачищая дно борозды) и частично рыхляя их. Ведомый ротор, приводимый ведущим ротором, вращаясь несколько раз быстрее, чем последний, разрушает ударной нагрузкой почвенные комки и

глыбы. Обработанная ведомым ротором почва снова подвергается воздействию измельчающе-уплотняющего катка, выполненного в виде барабана с винтообразно расположенными зубчатыми планками, которые измельчают почвенные комки, расположенные на поверхности поля и частично уплотняют на глубине погружения зубчатых планок.

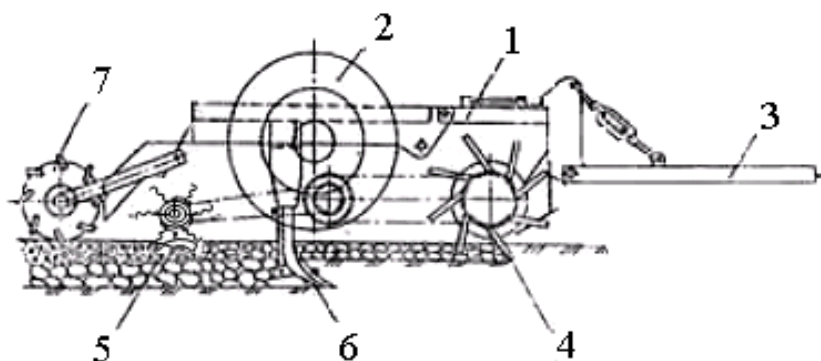


Рис. 1. Технологическая схема работы прицепного ротационного бесприводного рыхлителя

Ниже приводится краткая техническая характеристика макетного образца ротационного бесприводного рыхлителя.

Ширина захвата, м – 3,6–4 м.

Рабочая скорость, м/сек – 1,7–2,5 м/сек.

Глубина обработки, см:

– лапой до 15;

– роторами до 10.

Габаритные размеры, мм:

– ширина – 4120;

– длина – 4800;

– высота – 1235.

Производительность, га/ч – до 3,0 га/ч.

Масса, кг – 1235 кг.

Существенным отличием макетного образца ротационного бесприводного рыхлителя является снабжение его ведомым ротором нового типа.

Исследования влияния каждого параметра в отдельности, а также взаимодействий отдельных параметров синусоидально-логарифмического рабочего

органа на агротехнические показатели работы ведомого ротора сопряжено с большим объемом работ. Поэтому при исследовании величин как отдельных, так и взаимодействий параметров ведомого ротора на агро-энергетические показатели был поставлен многофакторный эксперимент по плану B_4 [1]. Исследования проводились согласно по [2].

Основные исследуемые факторы, интервалы и уровни их варьирования представлены в таблице 1.

На основе предыдущих исследований уточнены интервалы варьирования факторов: X_1 – поступательная скорость агрегата, X_2 – кинематический режим, X_3 – количество рабочих органов на одной стороне диска и X_4 – диаметр ведомого ротора [3; 4].

Таблица 1

Интервалы варьирования и уровни факторов

Факторы и их размерности	Условное обозначение факторов	Интервалы варьирования	Уровни факторов		
			верхний (+1)	основной (0)	нижний (-1)
Поступательная скорость агрегата, м/с	X_1	0,5	2,5	2	1,5
Кинематический режим	X_2	1	6	5	4
Количество рабочих органов на одном диске, шт.	X_3	2	10	8	6
Диаметр ведомого ротора, мм	X_4	60	420	360	300

После обработки результатов экспериментов и оценки значимости коэффициентов получены следующие уравнение регрессии, адекватно описывающие технологический процесс рыхления почвы:

– по качеству крошения почвы (%)

$$U_K = 80,797 + 2,35 X_1 + 0,966 X_2 + 2,836 X_3 - 0,441 X_4 - 0,581 X_1^2 + 1,128 X_2 X_3 + 1,536 X_2^2 + 0,454 X_2 X_3 - 3,517 X_3^2 - X_3 X_4 - 3,119 X_4^2; \quad (1)$$

– по тяговому сопротивлению (кН):

$$U_p = 34.996 + 0.359 X_1 + 0,554 X_2 + 0,998 X_3 + 4,935 X_4 + 0,487 X_1^2 + 0,529 X_1X_2 - 3,533 X_3^2. \quad (2)$$

Анализ регрессионных уравнений указывает на то, что все параметры ведомого ротора влияет на качество крошения почвы, но большее влияние имеют факторы X_1 и X_3 , а на тяговое сопротивление больше всех факторов влияет фактор X_4 , влияние остальных факторов в несколько раз меньше, но имеют влияние.

Для определения оптимальных значений факторов, уравнения (1 и 2) регрессии исследовались на минимум тягового сопротивления методом штрафных функций. При совместном решении полученных моделей при условии $80 \leq Y_1 \leq 90\%$, получено следующие кодированное и натуральное значение факторов, которые приведены в таблице 2.

Для определения рациональных параметров и режима работы ведомого ротора выполним графическую интерпретацию результатов экспериментов, процесса взаимодействий ведомого ротора с почвой, методом двумерных сечений по известной методике, при этом решалась компромиссная задача [1].

Таблица 2

Результаты оптимизации математических моделей

Кодированное значение факторов				Натуральное значение факторов			
X1	X2	X3	X4	V, м/с	λ ,	Z,	D, мм
+0,3357	-0,9995	-1,000	-1,000	2,12	4	6	300

Рассмотрим двумерное сечение поверхности отклика, характеризующее изменение качеств крошения почвы в зависимости от поступательной скорости (X_1) и количества рабочих органов (X_3). Для получения этого подставляем фиксированные значения $X_2 = -0,9995$ и $X_4 = -1,00$ в уравнение (1) и (2) получим

$$U_k = 78,773 + 2,35 X_1 + 2,254 X_3 - 0,581 X_1^2 - 3,517 X_3^2; \quad (3)$$

$$U_p = 29,507 + 0,17 X_1 + 0,998 X_3 + 0,487 X_1^2 - 3,533 X_3^2. \quad (4)$$

Координаты центров поверхностей в старых осях получим дифференцированием (3) и (4) по X_1 и X_3 и решением совместно полученных систем уравнений.

Координаты центров поверхностей оказалась равными.

$$X_{1s}^I = 2,24; X_{3s}^I = 0,22;$$

$$X_{1s}^{II} = -0,156; X_{3s}^{II} = 0,97.$$

Углы поворота новых осей координат относительно старых, до совмещения с главными осями фигуры, равны $\alpha^I = 10^{\circ}30'$ для модели (5.10) и $\alpha^{II} = 3^{\circ}22'$ для модели (4).

Проводим каноническое преобразование уравнений (3) и (4), для чего определим коэффициенты регрессии в канонической форме

$$B_{11}^I = -3,22; B_{33}^I = -0,88; B_{11}^{II} = -3,43; B_{33}^{II} = 0,69.$$

Подставив в (1) и (2) значения $X_{1s}^I, X_{3s}^I, X_{1s}^{II}, X_{3s}^{II}$ получим значения качества крошения и тягового усилия в новом центре поверхности отклика; $U_{ks} = 81,44\%$ и $U_{ps} = 27,24$ кН. Тогда (3) и (4) в канонической форме запишутся

$$U_{ks} - 81,44 = -3,22X_1^2 - 0,88X_3^2; \quad (5)$$

$$U_{ps} - 27,24 = -3,43X_1^2 + 0,69X_3^2. \quad (6)$$

Подставляя различные значения откликов U_{ks}, U_{ps} в (5) и (6), получим соответствующих контурных кривых поверхностей отклика. Для (5) это семейство эллипсов, а для (6) – кривые поверхности типа минимакс.

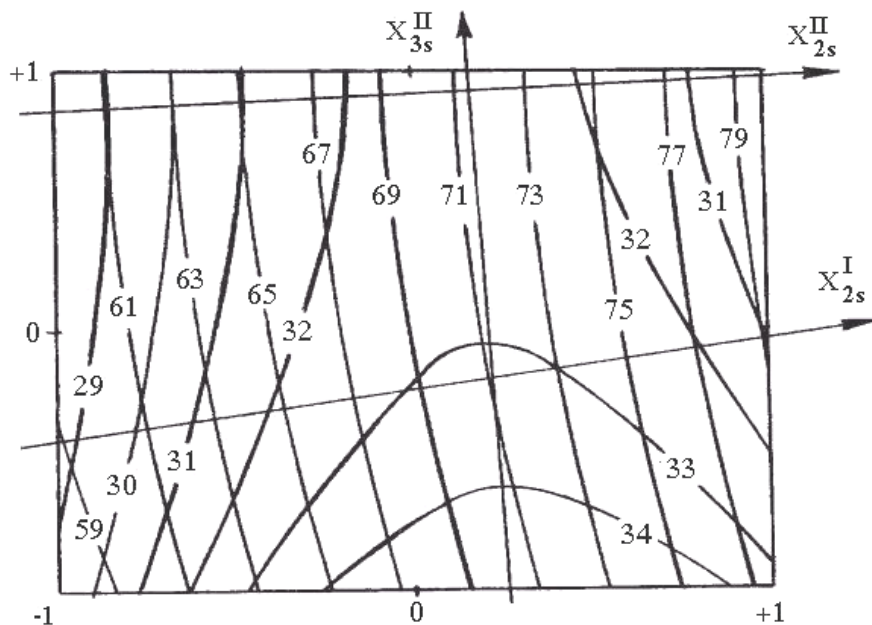


Рис. 2. Двумерное сечение для изучения влияния факторов X_2 и X_3 на качество крошения и тягового сопротивления.

Анализ приведенных двумерных сечений (рис. 2) показывают, что в количестве рабочих органов до 10 тяговое сопротивление почвы будет минимальным,

т.к. подача на рабочий орган уменьшается и рабочий орган подталкивает агрегата вперед, но в дальнейшем увеличении повышается тяговое сопротивление почвы. С увеличением поступательной скорости агрегата наблюдается сначала повышение (до скорости 2,02 м/с) тягового сопротивления, а потом снижение тяговое сопротивление почвы и улучшение качества крошения почвы. Это происходит от того, что в увеличении скорости агрегата скорость рабочего органа сначала приближается к диапазону скорости распространения пластических деформаций в почве, а потом переходит. В диапазоне скорости распространения пластических деформаций тяговое усилие в большей степени расходуется на крошение почвы. В дальнейшем увеличении скорости агрегата, рабочий орган, имеющий большой кинетической энергии, сначала разрушает почвенные комки и потом с оставшейся энергией подталкивает агрегат вперед. В этом случае, большая часть тягового усилия расходуется на подталкивание агрегата.

Таким образом, за оптимальными параметрами ведомого ротора и бесприводного ротационного рыхлителя принимаем следующие значения исследуемых факторов: поступательная скорость агрегата – 2...2,5 м/с, кинематический режим – 4, количество рабочих органов – 6 и диаметр ведомого ротора – 300 мм.

Список литературы

1. Мельников С.В. Планирование экспериментов в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. – Ленинград: Колос, 1980. – 168 с.

2. Тst. 63. 04: 2001 «Испытания сельскохозяйственной техники. Машины и орудия для поверхностной обработки почвы. Программа и методы испытаний».

3. Отаханов Б.С. Определение скоростного режима / Б.С. Отаханов // Научное обозрение: теория и практика. – 2013. – №2. – С. 61–62.

4. Отаханов Б.С. Варианты воздействия рабочего органа ротационной машины на почвенные комки и глыбы / Б.С. Отаханов, Г.К. Пайзиев, Б.Р. Хожиев // Научная жизнь. – 2014. – №2. – С. 75–78.

References

1. Mel'nikov, S. V., Aleshkin, V. R., & Roshchin, P. M. (1980). Planirovanie eksperimentov v issledovaniikh sel'skokhoziaistvennykh protsessov., 168. Leningrad: Kolos.
2. Tst. 63. 04: 2001 "Ispytaniia sel'skokhoziaistvennoi tekhniki. Mashiny i orudiia dlia poverkhnostnoi obrabotki pochvy. Programma i metody ispytaniia".
3. Otakhanov, B. S. (2013). Opredelenie skorostnogo rezhima. Nauchnoe obozrenie, 2, 61-62.
4. Otakhanov, B. S., Paiziev, G. K., & Khozhiev, B. R. (2014). Varianty vozdeistviia rabocheho organa rotatsionnoi mashiny na pochvennye komki i glyby. Nauchnaia zhizn', 2, 75-78.

Отаханов Бахром Садирдинович – канд. техн. наук, доцент Наманганского инженерно-строительного института, Наманган, Республика Узбекистан.

Otaxanov Baxrom Sadirdinovich – candidate of technical sciences, associate professor at the Namangan Engineering and Construction Institute, Namangan, The Republic of Uzbekistan.

Абдуманнопов Насимжон Абдулхакимович – студент Наманганского инженерно-строительного института, Наманган, Республика Узбекистан.

Abdumannopov Nasimjon Abdulhakimovich – student at the Namangan Engineering and Construction Institute, Namangan, the Republic of Uzbekistan.

Ёкубжонов Неъматжон Нуриддин угли – студент Наманганского инженерно-строительного института, Наманган, Республика Узбекистан.

Yoqubjonov Ne'matjon Nuriddin o'g'li – student at the Namangan Engineering and Construction Institute, Namangan, the Republic of Uzbekistan.

Гиёсов Кахрамонжон Акрамжон угли – студент Наманганского инженерно-строительного института, Наманган, Республика Узбекистан.

Giyosov Kakhramonjon Akramzhon o'g'li – student at the Namangan Engineering and Construction Institute, Namangan, the Republic of Uzbekistan.
