

7. Bridman, P. W. Dimensional Analysis [Text] / P. W. Bridman. – Yale University Press, 1988. – 50 p.
8. Devaux, J. La Duree de vie des moteurs electriques [Text] / J. Devaux // Entretien et travaux neufs. – N. – 1970. – V. 22.
9. Johnson, N. Distributions in Statistics: Continuous multivariate distributions [Text] / N. Jonson, S. Kotz. – New York.: Wiley, 1972.
10. Leadbetter, M. / Extremes and related hrherties of random sequences and processes [Text] / M. Leadbetter, G. Lindgrem, H. Rootzer. – Berlin: Heiddelberg, 1983.
11. Hurtgen, J. P. Hermetic Motor Life Test. Proceedings of 10-th Insulation Cjnferenct [Text] / J. P. Hurtgen. – Chicago, 1971.
12. Hecht, G. Economic formulation of Reliability Objectives. Proceedings of Annual Symposium on Reliability [Text] / G. Hecht. – Washington, 1971.
13. Kotovic, P. Minimum Energy control a traction motor [Text] / P. Kotovic, G. Singh. – UIEEE Transactions. Automatic control, 1972.

УДК 631.31.0031.2

ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОТЫ РОТАЦИОННОГО ОРГАНА ДЛЯ МЕЖДУРЯДНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

С. А. Беловол

Кафедра безопасности жизнедеятельности
Полтавская государственная аграрная академия
ул. Сковороды, 1/3, г. Полтава,
Украина, 36003
E-mail: belovol_sa@mail.ru

Стаття присвячена теоретичним дослідженням з подальшою експериментальною перевіркою залежності силових характеристик роботи ротаційного органувід його параметрів: співвідношення значень і напрямів векторів окружної та поступальної швидкостей. Встановлено вплив кінематичного режиму на тяговий опір установки. Визначено оптимальні значення кутової і поступальної швидкостей для забезпечення раціональних енергетичних характеристик і високої продуктивності установки

Ключові слова: ротаційний орган, кутова швидкість, поздовжня швидкість, тяговий опір, оптимізація параметрів

Статья посвящена теоретическим исследованиям с последующей экспериментальной проверкой зависимости силовых характеристик работы ротационного органа от его параметров: соотношения значений и направления векторов окружной и поступательной скоростей. Установлено влияние кинематического режима на тяговое сопротивление установки. Определены оптимальные значения угловой и поступательной скоростей для обеспечения рациональных энергетических характеристик и высокой производительности установки

Ключевые слова: ротационный орган, угловая скорость, продольная скорость, тяговое сопротивление, оптимизация параметров

1. Введение

Основной задачей ухода за посевами пропашных культур является устранение сорняков и обеспечение корневой системы культурных растений достаточным количеством продуктивной почвенной влаги, воздуха и питательных веществ. Это достигается путем применения механизированной обработки почвы, качественное выполнение которой требует разработки высокоэффективных, продуктивных и энергетически обоснованных технических средств.

Использование ротационных орудий с вертикальной осью вращения обеспечивает качественное уничтожение сорняков, их мульчирование с последующей минерализацией, рыхление, перемешивание и оптимальный фракционный состав почвы, ровный

профиль обработанной поверхности. Целесообразным является применение приводных роторных машин, так как они позволяют регулировать параметры обработки в зависимости от условий её проведения. Кроме того, результаты ряда исследований свидетельствуют о том, что фрезерованная почва более длительный период сохраняет состояние оптимальное для развития культурных растений [1].

Однако остается не до конца решенным вопрос повышения производительности ротационных почвообрабатывающих машин при рациональных энергетических параметрах их работы.

Таким образом, исследование силовых характеристик вертикально-роторных машин, поиск путей оптимизации их параметров и усовершенствования конструкции является важной прикладной задачей.

2. Анализ публикаций и исследований данного направления

Исследованием силовых характеристик приводных ротационных машин занимались ведущие ученые земледельческой механики: П. М. Василенко, А. С. Кушнарёв, Ф. М. Канарев, Г. Ф. Панов, Ю. И. Матяшин [2 – 4]. Отмечается, что при работе вышеупомянутых машин усилие резанья почвы включает статическую и динамическую составляющую, с превалирующей последней.

В работах И. М. Панова и В. И. Ветохина особое внимание уделено исследованию энергетических показателей тягово-приводных почвообрабатывающих орудий [5]. Выделены следующие пути снижения энергоёмкости ротационной обработки почвы: оптимизация конструктивных и технологических параметров рабочих органов и режимов их работы; предварительное изменение состояния обрабатываемой почвы; применение зубовых роторов. При этом выделена следующая гипотеза: «Для снижения энергоёмкости обработки почвы ротационными органами необходимо изменить исходное состояние почвы путем уменьшения её плотности и твердости, предварительным рыхлением или путем повышения её влажности».

Отмечается положительное влияние на снижение тягового сопротивления использование приводной фрезы с горизонтальной осью вращения за счет эффекта «подталкивания» и частичной компенсации сил сопротивления [5]. Однако, при работе вертикально-фрезерных машин во время продольного перемещения наблюдается эффекты «подталкивания» и «отталкивания», которые возникают вследствие действия реактивных сил почвы. Это повышает энергоёмкость ротационных машин с вертикальной осью вращения и препятствует их широкому применению. Поэтому, актуальным является дальнейшее изучение динамики процесса обработки почвы такими машинами и поиск путей снижения их энергетических характеристик.

При обосновании конструктивных и технологических параметров приводных ротационных машин следует учитывать кинематический режим работы, который характеризуется соотношением окружной и продольной скоростей и влияет на качественные и энергетические показатели работы [4, 6]. Известные результаты исследований свидетельствуют о том, что с ростом продольной скорости растёт и тяговое сопротивление почвообрабатывающих агрегатов, что ограничивает их производительность [7, 8].

3. Цель статьи, методы и средства исследований.

Целью статьи является исследование динамических и кинематических характеристик работы ротационного органа с вертикальной осью вращения, оптимизация его параметров для минимизации энергетических затрат на междурядную обработку почвы с последующей экспериментальной проверкой теоретических положений.

Методы и средства исследований включают применение: кинематического и динамического анализа; стандартной методики проведения эксперимента; ста-

тистической обработки опытных данных с использованием регрессионного анализа.

4. Результаты силового и кинематического анализа работы ротационного органа

Из анализа конструкций ротационных машин для междурядной обработки с использованием научно-технической и патентной информации, согласно ДСТУ 3575-97, видно, что применение известных рабочих органов не обеспечивает качественное уничтожение сорняков, рыхление и перемешивание почвы с учетом биологических особенностей развития культурных растений. Эта задача решается путем применения приводного ротационного органа с вертикальной осью вращения, который обеспечивает обработку почвы на разной глубине, что предупредит повреждение корневой системы культурных растений и качественное проведение междурядной обработки с минимальной защитной зоной.

Для решения поставленной задачи предложено техническое решение, при котором обработка почвы проводится рабочими элементами, установленными по окружности внешнего и внутреннего дисков разных диаметров, с их общей осью вращения.

Для создания энергетически обоснованного технического решения ротационного органа рассмотрим схему сил, действующих на него во время работы (рис. 1).

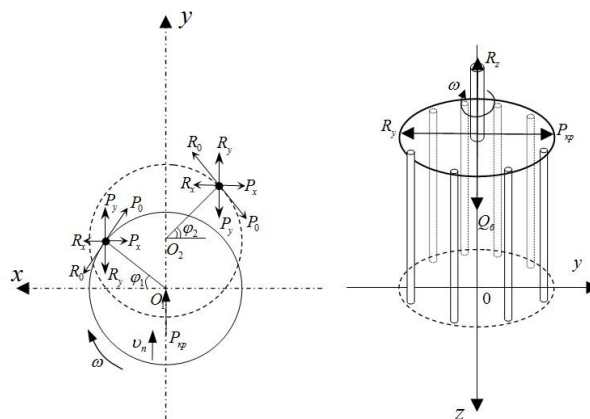


Рис. 1. Схема сил, действующих на внешний диск ротационного органа

Рассмотрим уравнение баланса мощности для каждого из дисков в случае неравномерного движения:

$$M_B \cdot \omega = (M_{C1} + M_{C2} + M_{инерц} \pm M_1) \cdot \omega, \tag{1}$$

где $M_B = P_0 \cdot R$ – ведущий момент; P_0 – окружная сила, R – радиус диска, ω – угловая скорость; $M_{C1} = R_x \cdot R \sin \varphi$ – горизонтальный момент сопротивления вращению; R_x – горизонтальная составляющая сопротивления, φ – угол поворота диска; $M_{C2} = R_y \cdot R \cos \varphi$ – горизонтальный момент сопротивления вращению; R_y – боковая составляющая сопротивления; $M_{инерц} = \frac{m_1 \cdot R^2}{2}$ – момент инерции диска;

$M_i = I \cdot \varepsilon$ – приведенный момент инерции; ε – угловое ускорение.

Уравнение момента инерции рабочего органа примет вид

$$I = \frac{m_d \cdot R^2}{2} + \frac{m_{p.e.} \cdot r_{p.e.}^2}{2} \cdot n + n \cdot m_{p.e.} \cdot R'^2, \quad (2)$$

где m_d – масса диска, $m_{p.e.}$ – масса рабочего элемента, $r_{p.e.}$ – радиус рабочего элемента, n – число рабочих элементов, R' – расстояние от оси вращения ротора до рабочего элемента;

Для дисков, вращающихся в одну сторону, уравнение баланса мощностей имеет вид

$$\Sigma M_B \cdot \omega = \left[(M_{C11} + M_{C12} + M_{инерц1} + M_{i1}) + (M_{C12} + M_{C22} + M_{инерц2} + M_{i2}) \right] \cdot \omega \quad (3)$$

Тогда как для дисков, вращающихся в разные стороны, уравнение баланса мощностей примет вид

$$\Sigma M_B \cdot \omega = \left[(M_{C11} + M_{C12} + M_{инерц1} + M_{i1}) + (M_{C12} + M_{C22} + M_{инерц2} - M_{i2}) \right] \cdot \omega \quad (4)$$

Анализ уравнений позволяет сделать вывод, что при вращении дисков в разные стороны затраты мощности будут меньше на величину $[(M_{i1} + M_{i2}) - (M_{i1} - M_{i2})] \cdot \omega$, что делает рациональным применение такого технического решения.

Далее рассмотрим направление движения элементов ротационного органа с вертикальной осью обращения (рис. 2, а и рис. 2, б).

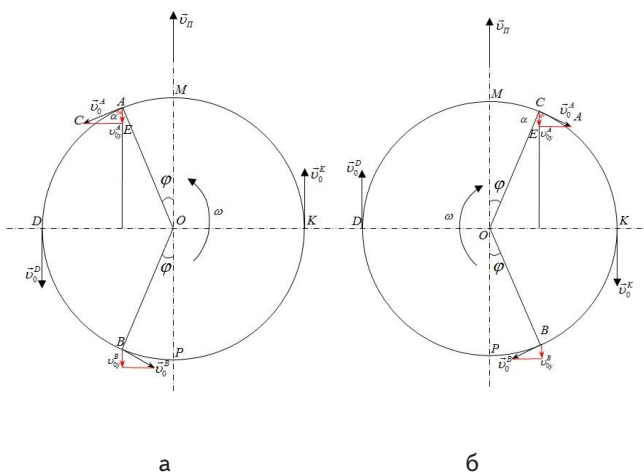


Рис. 2. К анализу движения рабочих элементов диска ротационного рабочего органа при вращении: а – против часовой стрелки; б – по часовой стрелке

Из рис. 2, а видно, что в точке К окружная скорость \vec{v}_0^K совпадает по направлению с поступательной скоростью \vec{v}_π и тогда результирующая складывается из их суммы, то есть $\vec{v}_0^K + \vec{v}_\pi = v_0 + v_\pi$. Тогда в точке Д окружная скорость \vec{v}_0^D направлена в сторону, противоположную поступательной скорости движения \vec{v}_π , поэтому $\vec{v}_\pi + \vec{v}_0^D = v_\pi - v_0^D$.

При условии, что $v_0 > v_\pi$, получим $v_\pi - v_0^D < 0$, то есть в точке Д рабочий элемент движется в сторону,

противоположную поступательному движению агрегата. В некоторых точках А и В – проекции окружной скорости на ось у будут равны по величине и противоположны по направлению к вектору поступательной скорости \vec{v}_π , то есть в этих точках поступательное движение рабочих элементов исключается.

Далее определим угол φ , при котором $v_{0y}^A = v_{0y}^B = v_\pi$. Из $\triangle ACE$ находим $v_{0y}^A = v_0^A \cos \alpha$,

$\alpha = (90^\circ - \varphi)$. Заменим α на φ , получим

$v_{0y}^A = v_0^A \cos(90^\circ - \varphi) = v_0^A \sin \varphi = v_0 \sin \varphi = v_\pi$, откуда

$$\sin \varphi = \frac{v_\pi}{v_0}$$

В секторе OABD поступательная скорость движения рабочего органа направлена против движения агрегата, тогда центральный угол определяется $(180^\circ - 2\varphi)$. В секторе OABK поступательная скорость направлена в сторону движения агрегата, тогда центральный угол составляет $(180^\circ + 2\varphi)$, тогда разница между центральными углами секторов OABD и OABK составит 4φ .

Учитывая, что проекции горизонтальной составляющей сопротивления на ось у состоят из проекции сил рабочих органов на ось у (рис. 1), а последние зависят от направления поступательного движения рабочих элементов, приходим к следующим выводам:

1. Силы сопротивления, действующие на рабочие элементы в секторе OABK, увеличивают тяговое сопротивление (эффект «отталкивания»), а в секторе OABD – уменьшают продольную составляющую сопротивления ротационного органа, т. е. создают эффект «подталкивания». Так как центральный угол сектора OABK больше чем у сектора OABD, силы сопротивления движения агрегата при одном и том же удельном сопротивлении почвы больше сил «отталкивания».

2. Тяговое сопротивление достигает максимума, если поступательная скорость движения равна скорости вращательного движения ($v_\pi = v_0$). В этом случае $\sin \varphi = 1$. При этом силы «подталкивания» отсутствуют в связи с тем, что рабочие органы не двигаются в обратную сторону, а скорость движения вперед изменяется от $v_0 + v_\pi$ и стремится к нулю.

3. С увеличением отношения скорости вращательного движения к скорости поступательного движения будет уменьшаться тяговое сопротивление.

Таким образом, теоретические исследования работы ротационного органа с вертикальной осью вращения свидетельствуют об энергетической целесообразности вращения дисков в разных направлениях. Это позволило разработать конструкцию ротационного органа, техническое решение которой признано изобретением [9].

5. Результаты экспериментальной проверки теоретических обоснований

Для проверки полученных теоретических положений и оптимизации кинематического режима работы

(соотношения окружной и поступательной скоростей) была разработана и изготовлена опытная установка с ротационными органами предложенной конструкции и проведены экспериментальные исследования (рис. 3), методика которых разработана на основе нормативных документов [10 – 12].



Рис. 3. Опытная установка для междурядной обработки почвы с ротационными рабочими органами: 1 – проволочный тензодатчик; 2 – система гидропривода дисков рабочего органа; 3 – редуктор; 4 – механизм передачи крутящего момента; 5 – рабочий орган

Для определения тягового сопротивления перемещению опытной установки установленной на грядиль, на его элемент с помощью цианоакрилата наклеивался проволочный тензодатчик марки КФ-4,5. Тензодатчики соединялись по схеме полный мост, а их тарировка проводилась статической нагрузкой с использованием эталонных грузов с применением тензометрической балочки. Месторасположение датчика определялось по результатам анализа силовых факторов действующих на опытную установку при перемещении, и определялось, как элемент грядиля, через который передается все тяговое усилие. Прием и запись сигнала выполнялся на базе тензоусилителя «SPIDER-8» с программным обеспечением CatMan Express 4.5 для персонального компьютера, а данные сохранялись в формате «*.xls».

По результатам поисковых исследований и известных публикаций определены значимые факторы и составлен план эксперимента. Установлено: что существенные изменения в показателях качества обработки при варьировании данного показателя в заданных пределах отмечались на трех уровнях значимости, поэтому контрольными точками угловой скорости определены следующие значения: 45 об/мин., 190 об/мин., 250 об/мин. (табл. 1).

Таблица 1

Уровни варьирования факторов

| Наименование фактора | Обозначение | Уровни варьирования | | |
|-------------------------------|-------------|---------------------|----------|--------|
| | | Верхний | Основной | Нижний |
| Угол наклона оси ротора, град | X_1 | 15 | 7,5 | 0 |
| Угловая скорость, об/мин | X_2 | 250 | 190 | 45 |
| Поступательная скорость, м/с | X_3 | 3,2 | 2,2 | 1,2 |

Перед каждым заездом ротационным органам сообщалось вращательное движение до выхода на заданное по плану эксперимента значение угловой скорости, которая контролировалась с помощью частотоизмерительного датчика Д4В-1. Изменения поступательной скорости контролировались с помощью путеизмерительного колеса согласно стандартной методике описанной. Агрегат с углубленными ротационными органами проходил путь около 7...10 м до начала обработки учетных участков. Это было необходимо для выхода двигателя и опытной установки на установленный режим работы. Этот период соответствовал значению наименьшей корреляции значений сигналов записанных информационно-измерительной системой «Spider-8».

Графики некоторых результатов определения тягового сопротивления при разных уровнях варьирования угловой и поступательной скорости представлены ниже (рис. 4, а, рис. 4, б и рис. 4, в).

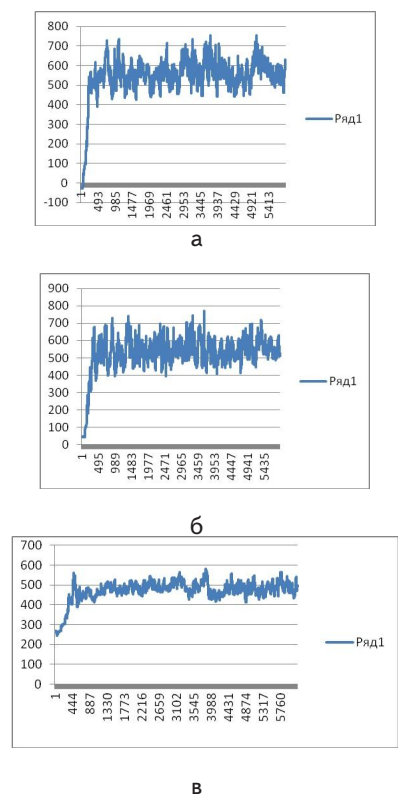


Рис. 4. Графики измерений тягового сопротивления при разных уровнях варьирования угловой и поступательной скорости: а – $\omega=45$ об/мин; б – 190 об/мин; в – $\omega=250$ об/мин

По результатам регрессионного анализа опытных данных составлено уточненное уравнение регрессии, в котором исключены незначимые факторы:

$$Y = 658,51 - 0,07 \cdot X_1 + 0,53 \cdot X_2 - 0,004 \cdot X_2^2 - 72,87 \cdot X_3 + 28,57 \cdot X_3^3 \quad (5)$$

Уравнение (5) проверим на адекватность по критерию Фишера. Дисперсия адекватности $S^2_{ад} = 224,23$, дисперсия воспроизводимости $S^2_{восп} = 17,05$. Таким

образом, уравнение адекватно т.к. $F = \frac{S_{ал}^2}{S_{восп}^2} < F_{теор}$; $F < F_{теор}$; $13,14 < 19,45$

При анализе полученных опытных данных была определена значимость факторов, что визуально отображено с помощью Карты Паретто (рис. 5), откуда видно, что наибольшее влияние на тяговое сопротивление оказывает угловая скорость вращения дисков и поступательная скорость движения агрегата.

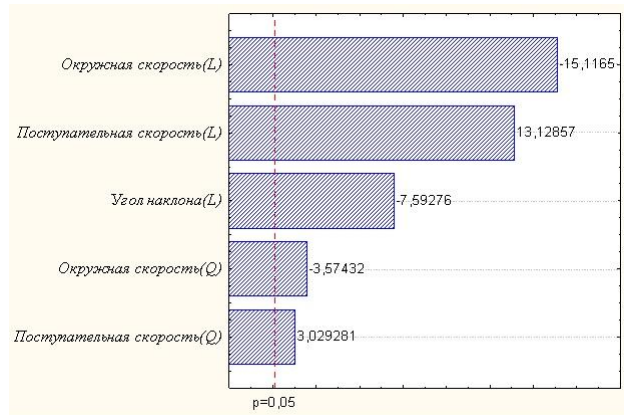


Рис. 5. Карта Паретто стандартизированных эффектов, переменная – тяговое сопротивление опытной установки

Для оценки влияния взаимодействия угловой и поступательной скоростей на тяговое сопротивление строим поверхность отклика (рис. 6).

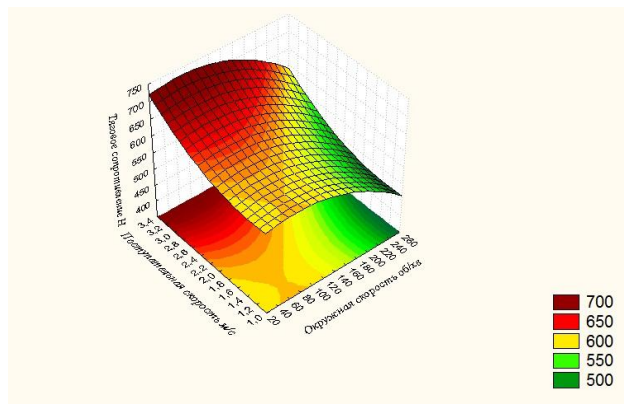


Рис. 6. Влияние взаимодействия угловой и поступательной скоростей на тяговое сопротивление опытной установки

Решение уравнения (5) позволило определить оптимальные значения влияющих факторов для обе-

спечения рациональных энергетических характеристик и высокой производительности работы опытной установки с ротационными органами. Они составили: угловая скорость – $\omega=190$ об/мин.; поступательная скорость – $v=3,2$ м/с.

Таким образом, получено теоретическое обоснование рациональности вращения дисков ротационного органа во встречных направлениях при кинематическом режиме $\lambda > 1$, что подтверждено экспериментально.

6. Выводы

Согласно целям исследований:

1. Проведены теоретические исследования силовых факторов влияющих на ротационный орган с вертикальной осью вращения, который производит обработку междурядий с учетом биологических особенностей развития корневой системы культурных растений. В результате теоретических исследований обосновано рациональное направление вращения его дисков.
2. Выполнен кинематический анализ работы ротационного органа, который установил, что с увеличением отношения скорости вращательного движения к скорости поступательного движения будет уменьшаться тяговое сопротивление.
3. Проведены экспериментальные исследования зависимости тягового сопротивления опытной установки с ротационными рабочими органами предложенной конструкции от его параметров.
4. На основе анализа опытных данных определены значимые факторы, влияющие на тяговое сопротивление опытной установки – поступательная скорость движения и угловая скорость дисков. Установлено, что при росте соотношения между окружной и поступательной скоростью рабочих органов, тяговое сопротивление снижается.
5. По результатам регрессионного анализа экспериментальных данных оптимизированы показатели значимых факторов, которые составляют угловая скорость – $\omega=190$ об/мин.; поступательная скорость – $v=3,2$ м/с.

Таким образом, по результатам экспериментальных исследований подтверждены теоретические обоснования, а оптимизация показателей значимых обеспечивает качество междурядной обработки и достаточную производительность при рациональных энергетических показателях работы ротационного органа предложенной конструкции.

Литература

1. Ветохин, В. И. Систематизация свойств и характеристик почвы как элемент теории проектирования рыхлителей [Электронный ресурс] / В. И. Ветохин // Новейшие технико-технологич. решения возделывания почвы и посева основных сельскохозяйств. культур: Матер. интернет-конф. в рамках V междунар. форума ИНТЕРАГРО-2009. – Киев: УкрНИИПИТ им. Л.Погорелого – Мин. агрополитики Украины. – 2009. – Режим доступа: <http://www.ndipvt.org.ua/konf2/2/16.htm>.
2. Кушнарв, А. С. Механико-технологические основы обработки почвы [Текст] / А. С. Кушнарв, В. И. Кочев. – К.: Урожай, 1989. – 138 с.
3. Канарев, Ф. М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия [Текст] / Ф. М. Канарев. – М.: Машиностроение, 1983. – 142 с.

4. Матяшин, Ю. И. Силивой анализ работы ротационных почвообрабатывающих машин [Текст] / И. Ю. Матяшин, Н. Ю. Матяшин, А. Н. Матяшина // Вестник МГАУ. Серия: Техника и технологии агропромышленного комплекса. – 2008. - № 3. - С. 46 – 51.
5. Ветохин, В. И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины: Теория, расчет, результаты испытаний: монографія [Текст] / В. И. Ветохин, И. М. Панов, В. А. Шмонин, В. А. Юзбашев. - К. : Феникс, 2009. – 264 с.
6. Браженко, С. А. Обґрунтування кінематичного режиму роботи ротаційного робочого органу з вертикальною віссю обертання [Текст] : Зб. наук. пр. / С. А. Браженко // Державної наукової установи УкрНДПВТ ім Л. Погорілого «Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки та технологій для сільського господарства України», – Дослідницьке. – 2012. – Вип. 16(30), С. 274–282.
7. Замойська, К. В. Обґрунтування параметрів ротаційного розпушувача ґрунту [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.11 / К.В. Замойська; «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». – Львів, 2008. – 21 [1] с.
8. Кириченко, А. Л. Аналіз енергетичних показників універсального фрезерного робочого органу з вертикальною віссю обертання за даними експериментальних досліджень [Текст] / А. Л. Кириченко // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Леваха. – 2011. – Вип. 95. – С. 91 – 100.
9. Ротаційний робочий орган культиватора [Текст] : пат. 97072 Україна, МПК⁶ А 01 В 35/16, А01В 39/08, А01В 39/18, А01В 21/06, А01В 33/06. / Пастухов В. І., Браженко С. А.; заявник і патентовласник Пастухов В. І., Браженко С. А. – № а201104043; заявл. 04.04.2011; опубл. 26.12.2011, бюл. №24.
10. ГОСТ 20915–75. Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний [Текст]. – Действ. от 1975-06-19. – М. : Государственный комитет стандартов Совета Министров СССР, 1975. – 33 с.
11. СОУ 74.3-37-127:2004. Випробування сільськогосподарської техніки. Машини і знаряддя для обробітку просапних культур [Текст]. – Офіц. вид. – К. : Міністерство аграрної політики України, 2006. – 54 с
12. ГОСТ Р 8.563–96. Методики выполнения измерений [Текст]. – Действ. от 1996-05-23. – М.: Госстандарт России, 1996. – 20 с.

Наведено математичну модель, що описує динаміку зіткнення суміжних ланок важких машин при наявності зазорів і інших елементів із зоною нечутливості або негладкості передатних функцій кінематичних ланцюгів. Модель побудована з урахуванням змінної структури і використання процедури «згладжування» розривних функцій. Розглянуто конкретний приклад динамічної системи та її чисельний розв'язок

Ключові слова: пружно-інерційна система, рівняння руху, зіткнення ланок, кінематика, динамічна навантаженість

Представлена математическая модель, описывающая динамику соударения смежных звеньев тяжелых машин при наличии зазоров и других элементов с зоной нечувствительности или негладкости передаточных функций кинематических цепей. Модель построена с учетом переменной структуры и использованием процедуры «сглаживания» разрывных функций. Рассмотрен конкретный пример динамической системы и ее численного решения

Ключевые слова: упруго-инерционная система, уравнение движения, соударение звеньев, кинематика, динамическая нагруженность

УДК 621.01

О ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТЯЖЕЛЫХ МАШИН ПРИ СОУДАРЕНИИ СМЕЖНЫХ ЗВЕНЬЕВ

Д. С. Лисюк
Инженер*

E-mail: model@inmech.kiev.ua

О. Ю. Талимонова
Ведущий инженер*

E-mail: model@inmech.kiev.ua

С. И. Трубачев

Кандидат технических наук, доцент
Кафедра динамики прочности машин
и сопротивления материалов

Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт»
пр. Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056

E-mail: Strubachev@i.ua

*Отдел динамики сложных систем
Институт механики им. С. П. Тимошенко НАН Украины
ул. Нестерова, 3, г. Киев, Украина, 03057

1. Введение

Исследования относятся к области машиноведения, в частности, металлургического.

Конкурентоспособность современных машин во многом определяется их экономически обоснованной надежностью и долговечностью. Определение этих показателей тесно связано с кинематикой движения