

ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ДЕМПФЕРНОГО МЕХАНИЗМА ФРЕЗЕРНОГО БОРОЗДОВСКРЫВАТЕЛЯ ДЕРНИННОЙ СЕЯЛКИ

Дёмин К.С.

*Федеральный аграрный научный центр Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого,
Киров*

Ключевые слова: сеялка дернинная, дисковая фреза, демпферное устройство, компьютерное моделирование, крутящий момент, жёсткость пружин, деформация пружины.

Аннотация. При разработке демпферного механизма фрезерного бороздовскрывателя дернинной сеялки создана компьютерная модель его работы при фрезеровании. Для оценки работоспособности модели проведен поисковый эксперимент, в котором рассмотрено влияние параметров бороздовскрывателя на потребляемый фрезами крутящий момент M_2 и величину сжатия пружин L демпфера. По итогам опыта сделан вывод об адекватности компьютерной модели работы демпферного устройства бороздовскрывателя при фрезеровании физическому процессу. Результаты поискового эксперимента подтвердили эффективность применения демпферов в приводе фрез.

APPLICATION OF COMPUTER MODELING IN THE DEVELOPMENT OF A DAMPER MECHANISM FOR A MILLING FURROW OPENER OF A SOD SEEDER

Demshin K.S.

Federal Agricultural Research Center of the North-East n.a. N.V. Rudnitsky, Kirov

Keywords: sod seeder, disc milling cutter, damper device, computer modeling, torque, spring stiffness, spring deformation.

Abstract. To develop a damper mechanism for a milling furrow opener of a sod seeder, a computer model of its operation during milling was created. To evaluate its performance, a search experiment was conducted, in which the influence of the furrow opener parameters on the torque M_2 consumed by the cutters and the compression value of the springs L of the damper were considered. Based on the results of the experiment, a conclusion was made about the adequacy of the computer model of the operation of the damper device of the furrow opener during milling to the physical process. The results of the search experiment confirmed the effectiveness of using dampers in the cutter drive.

Прямой полосной посев семян ценных видов трав в дернину природных кормовых угодий востребован при восстановлении продуктивности и улучшении ботанического состава травостоев. Для его осуществления предложена сеялка полосного посева, в составе фрезерного бороздовскрывателя которой применено демпферно-предохранительное устройство (патент РФ №2814067), которое позволяет предотвратить поломку ножей дисковых фрез и снизить пиковые нагрузки при врезании ножей в дерн. Демпфер состоит из внутренней и внешней втулок, установленных с возможностью вращения, между выступами которых расположены пружины суммарной жёсткостью при установочной длине равной минимальному усилию фрезерования.

Целью работы являлась оценка возможности изучения процесса работы демпферного устройства бороздовскрывателя дернинной сеялки при полосном

фрезеровании посредством исследования компьютерной модели данного процесса. В частности, с её применением планируется определить границы работоспособности, рациональные параметры и режимы работы (жесткость пружин, радиус расположения, число ножей, частота вращения) демпфера.

Для компьютерного моделирования процесса фрезерования почвы фрезерной секцией использован модуль *ANSYS Rigid Dynamics*. Трёхмерная модель узла фрезерной секции с приводным валом разработана в программе *КОМПАС 3D* после чего импортирована в систему *ANSYS Workbench* (рис. 1).

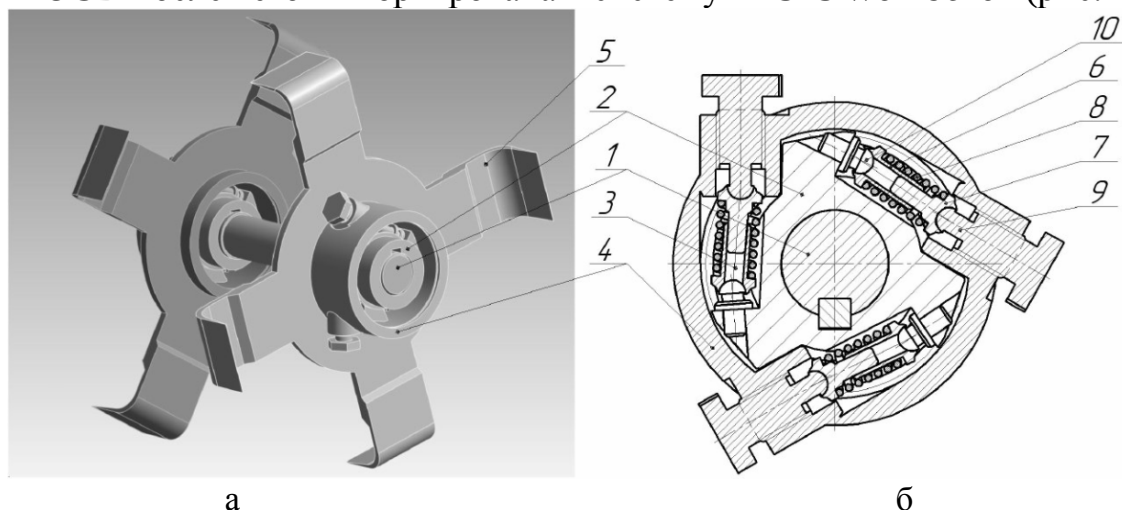


Рис. 1. Общий вид 3D-модели вала фрезерной секции, оборудованной демпферными механизмами (а) и схема установки пружин демпфера (б): 1 – вал; 2 – внутренние втулки; 3 – блок пружин; 4 – наружная втулка; 5 – диски фрез с Г-образными ножами; 6, 7 – втулки направляющие; 8 – пружина; 9, 10 – сферические опоры

Модель включает выходной вал бороздовскрывателя, на котором установлены внутренние и наружные втулки демпферных механизмов, причем последние имеют возможность вращения относительно вала (табл. 1). Между выступами втулок размещены пружины, ориентированные при помощи блоков направляющих. Ножи Г-образного типа крепятся на дисках фрез поочередно, с угловым смещением, равным половине угла между ножами одной фрезы.

Для простоты расчёта, и предполагая, что инерционные силы, вызванные полным вращением модели, незначительно влияют на конечную величину нагрузки, анализ проводился при неподвижном состоянии вала дисковых фрез.

Табл. 1. Используемые сопряжения элементов разработанной модели

Сопрягаемые элементы	Система координат	Используемый шарнир
Приводной вал 1 – глобальная система координат	<i>Body-Ground</i>	<i>Fixed</i>
Внутренние втулки демпфера 2 –вал 1	<i>Body-Body</i>	<i>Fixed</i>
Направляющая втулка 6 – направляющая втулка 7	<i>Body-Body</i>	<i>Cylindrical</i>
Сферическая бобышка 9 – направляющая втулка 7	<i>Body-Body</i>	<i>Spherical</i>
Сферическая бобышка 10 – направляющая втулка 6	<i>Body-Body</i>	<i>Spherical</i>
Наружная втулка демпфера 4 – вал 1	<i>Body-Body</i>	<i>Revolute</i>

По торцам ступеней направляющих втулок базируется элемент «пружина» (*Spring*) работающий только на сжатие (*Compression Only*) по три штуки на

каждую фрезерную секцию. Начальная длина пружин задана конструктивно, а жесткость задаётся переменной.

Сопряжение «Наружная втулка демпфера 4 – вал 1» дополнено параметром «*Torsional damping*» равным 0,02, что связано с демпфированием при кручении цилиндрического соединения. Для данного сопряжения введены ограничения $RZ_{min} = -0,1^\circ$, $RZ_{max} = 60^\circ$, для остановки поворота наружной втулки относительно приводного вала, в обоснованных конструкцией пределах.

Крутящий момент M потребляемый фрезами приложен к наружной втулке демпфера, и воздействует перпендикулярно оси вала. Его изменение по времени задано графически упрощёнными графиками момента сопротивлению резания, имеющих три характерные точки – вхождения ножа в почву, пикового момента и выхода ножа из почвы. Время возрастания и снижения момента на графике пропорциональны аналогичным временным промежуткам графика, построенного по экспериментальным данным [1, 2].

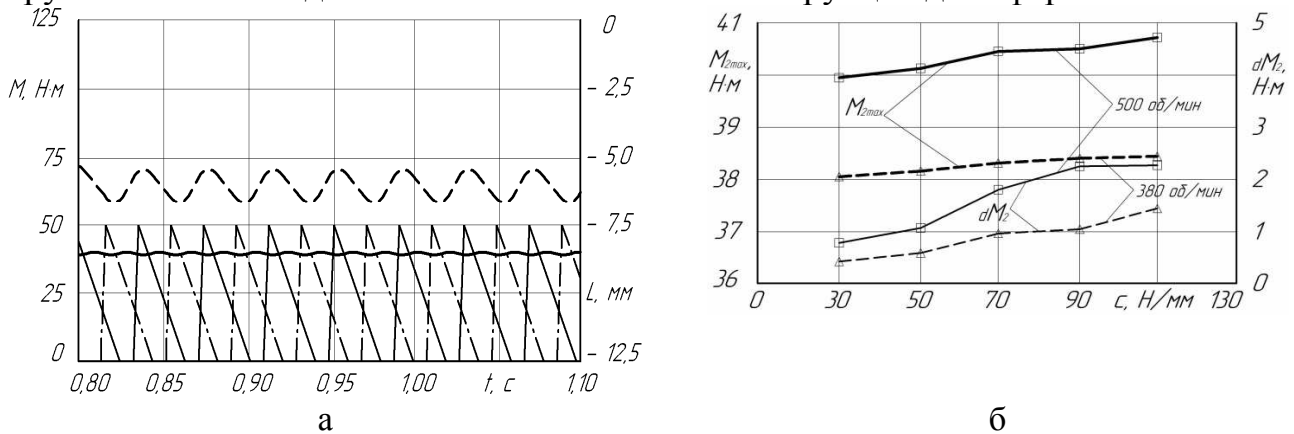
По траекториям резания почвы двух последовательно работающих ножей, построенным в модуле *Механика: Анимация (КОМПАС 3D)*, определена длина резания одного ножа l . Для заданных режимов работы и параметров фрез рассчитаны значения абсолютной скорости резания $V_{рез}$ [3]. По найденным показателям определено время воздействия момента M сопротивления резанию на нож фрезы, которое при построении упрощенного графика разбивалось на равные отрезки с 10 характерными точками, как и на графике, полученным экспериментальным способом. В соответствии с последним откладывались характерные значения момента. Данная часть графика экстраполировалась в соответствии со временем между входом в почву ближайших ножей одной фрезы, на необходимое для проведения расчёта время.

Для определения достоверности функционирования компьютерной модели процесса фрезерования исследовано влияние конструктивно-технологических параметров устройства на суммарный потребляемый дисковыми фрезами крутящий момент M_2 и величину сжатия пружины L одного из двух демпферов. Изучена работа дисковых фрез диаметром $D = 390$ мм с числом ножей $z = 4$ при скорости бороздовскрывателя $V_{ном} = 1,1$ м/с и глубине фрезерования $h = 0,1$ м при частоте вращения фрез $n = 380$ и 500 мин⁻¹ и жёсткости пружин демпфера $c = 30000$; 70000 и 110000 Н/м. Максимальная величина момента сопротивления почвы фрезерованию принята равной $M = 50$ Н·м.

Значения суммарного потребляемого крутящего момента M_2 дисковыми фрезами, передающегося на приводной вал, снимались с датчика, расположенного на центральной шейке вала. Для перехода в установившийся режим обработки, демпферному механизму необходимо некоторое время, поэтому нулевой координатой по оси t принята отсечка времени равная 0,8 с.

Независимо от жесткости пружин демпферов и частоты вращения фрезы, наблюдается снижение потребляемого крутящего момента M_2 относительно нагрузочного крутящего момента M в пределах от 11,8 до 23,0% (рис. 2). Рост частоты вращения фрез до 500 мин⁻¹ снижает величину потребляемого бороздовскрывателем крутящего момента M_2 и повышает его стабильность.

Увеличение суммарной жесткости c пружин демпфера не оказывает значительного влияния на максимальные значения потребляемого крутящего момента M_2 при установившемся режиме резания, но несколько возрастает его амплитуда, что снижает эффект сглаживания пиковых нагрузок на фрезы. Плюсом большей жесткости пружин демпфера является снижение рабочей длины пружины и как следствие более компактная конструкция демпфера.



— — — — —, ————— — графики нагрузки при фрезеровании почвы на 1 и 2 дисковой фрезе; ————— — график потребляемого крутящего момента M_2 дисковыми фрезами; — — — — — — график изменения величины сжатия пружины L одного из демпферов
 Рис. 2. Зависимости потребляемого бороздовскрывателем крутящего момента M_2 , Н·м, и величины сжатия пружин L , мм, демпфера при $c = 30000$ Н/м и $n = 380$ мин⁻¹ (а) и максимального значения M_{2max} , Н·м, и амплитуды колебаний dM_2 , Н·м, суммарного крутящего момента M_2 от жёсткости c , Н/мм, пружин демпфера (б)

Графики максимального значения M_{2max} и амплитуды dM_2 колебаний суммарного потребляемого крутящего момента M_2 свидетельствуют о том, что с ростом жёсткости пружин c демпфера незначительно повышаются значения M_{2max} и dM_2 , соответственно на 2,5 и 4,0%, причем при большей частоте вращения фрезы увеличение параметров в 1,5...2,0 раза меньше.

В целом, анализ полученных данных и характера влияния исследуемых факторов на изменение значений критериев оптимизации в сопоставлении с результатами наиболее известных теоретических и экспериментальных исследований позволяет сделать вывод о достаточно высокой степени адекватности разработанной 3D-модели демпферного устройства дисковой фрезы бороздовскрывателя дернинной сеялки её физическому прототипу и о её пригодности для использования в исследованиях демпферного механизма фрезерного бороздовскрывателя дернинной сеялки.

Список литературы

1. Bernacki H., Haman J., Kanafoiski Cz. Agricultural Machines // Theory and Construction. Washington, D. C., 1972, vol. 1, 883 p.
2. Chertkiattipol S., Niyamapa T. Variations of torque and specific tilling energy for different rotary blades // International Agricultural Engineering Journal. 2010, vol. 19, pp. 1-14.
3. Яцук Е.П., Панов И.М., Ефимов Д.Н. и др. Ротационные почвообрабатывающие машины. – М.: Машиностроение, 1971. – 255 с.

Сведения об авторе:

Дёмишин Константин Сергеевич – аспирант.