

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕМПФЕРОВ ДИСКОВЫХ ФРЕЗ МЕТОДОМ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Дёмишин К.С., Дёмишин С.Л.

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. Для уточнения диапазонов рабочих режимов и конструктивных параметров ранее разработанной конструкции демпферов дисковых фрез, посредством компьютерного моделирования было проведено планирование эксперимента с учетом влияния толщины стружки на момент сопротивления почвы резанию. В результате опыта выявлено стабильное снижение крутящего момента M_{2max} относительно нагрузочного момента M , при частоте вращения 440 мин^{-1} оно составляет 39,5...41,2%. Сравнительное исследование в почвенном канале бороздовскрывателя оснащенного демпферами с серийным бороздовскрывателем сеялки СДК показало, что применение демпферов в конструкции фрез бороздовскрывателя снижает мощность, потребляемую фрезерованием, на 16,6...32,3% в сравнении с серийными фрезами. Полученные данные позволяют сделать вывод об эффективности применения демпферных устройств в приводе дисковых фрез бороздовскрывателя дернинной сеялки.

INVESTIGATION OF DAMPERS OF DISC MILL BY COMPUTER SIMULATION METHOD

Demshin K.S., Demshin S.L.

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 clarify the ranges of operating modes and design parameters of the previously developed design of the dampers of disc mills, a planning of the experiment was conducted using computer modeling, taking into account the influence of chip thickness on the moment of soil resistance to cutting. As a result of the experiment, a stable reduction in the torque M_{2max} relative to the load torque M was revealed: at a rotational speed of 440 min^{-1} , it is 39.5...41.2%. A comparative experiment in the soil channel of a furrower equipped with dampers with a serial furrower of a SDK seeder indirectly showed that the use of dampers in the design of furrow mills reduces the power used by milling by 16.6...32.3% compared with serial mills. The data obtained allow us to conclude that the use of damping devices in the drive of disc mills of the sod seeder is highly efficient.

Ранее в ходе исследований по модернизации работы дисковых фрез бороздовскрывателя дернинных сеялок разработано демпферно-предохранительное устройство (патент РФ №2814067), позволяющее снизить величину и неравномерность крутящего момента, затрачиваемого на фрезерование полос почвы в дернине природных кормовых угодий. Посредством пакета программ ANSYS разработана компьютерная модель процесса фрезерования почвы и проверена ее адекватность физическому процессу [1, 2].

Целью исследования являлось определение границ области конструктивно-технологических параметров и режимов работы демпферов

дисковых фрез бороздовскрывателя, в которых их работа эффективна. В процессе компьютерного моделирования фрезерования реализован план Бокса-Бенкина (табл. 1) для двух факторов для выявления зависимостей влияния частоты вращения n (x_1), мин^{-1} , фрезы и жёсткости пружины c (x_2), кН/м , демпфера, на показатели суммарного крутящего момента M_2 , потребляемого бороздовскрывателем (максимальный крутящий момент $M_{2\max}$ (Y_1), $\text{Н}\cdot\text{м}$; амплитуда колебаний крутящего момента dM_2 (Y_2), $\text{Н}\cdot\text{м}$) и величины сжатия пружины L демпфера (максимальное сжатие пружины $L_{\max}$ (Y_3), мм ; амплитуда колебаний величины сжатия пружин dL (Y_4), мм)

Табл. 1. Обозначение факторов, уровни и интервалы их варьирования

Наименование	Код фактора	Уровни факторов			Интервал
		нижний «-1»	основной «0»	верхний «+1»	
Частота вращения n , мин^{-1}	x_2	380	440	500	60
Жёсткость пружины c , кН/м	x_3	30	45	60	15

В ходе опытов рассмотрена работа двух дисковых фрез диаметром $D = 0,39$ м, оборудованных тремя ножами, при поступательной скорости $V_{\text{пост}} = 1,1$ м/с и глубине фрезерования $h = 0,1$ м. Число пружин сжатия в каждом из демпферных механизмов $z_{\text{пр}} = 3$ шт. Для каждой комбинации параметров и режимов работы демпферного устройства фрезы построены нагрузочные графики крутящего момента M , учитывающие частоту вращения, скорость движения, число ножей фрезы, глубину резания и диаметр фрезы [2].

При проведении опыта учитывалось присутствующее на практике варьирование величины момента M сопротивления почвы фрезерованию при изменении параметров почвенной стружки, отрезаемой ножами фрезы. Значения момента M сопротивления почвы фрезерованию, соответствующее различной площади поперечного сечения стружки $S_{\text{нс}}$, рассчитывались исходя из данных по изучению влияния подачи на нож S на сопротивление почвы для Г-образных ножей шириной 80 мм [3]. Результаты расчета приведены в таблице 2.

Табл. 2. Зависимость параметров фрезерования от частоты вращения фрезы

Наименование	Частота вращения n , мин^{-1}		
	380	440	500
Подача на нож S , мм	58,87	50,44	44,89
Площадь поперечного сечения стружки $S_{\text{нс}}$, мм^2	5739,27	4933,12	4400,76
Крутящий момент M , $\text{Н}\cdot\text{м}$, имитирующий сопротивление почвы фрезерованию	58,43	50	44,44

После обработки данных в программе *Statgrafics Plus 5.1.* получены следующие уравнения регрессии (вероятность $p = 0,95$):

$$Y_1 = 29,789 - 5,124 \cdot x_1 + 0,251 \cdot x_2 + 1,718 \cdot x_1^2 - 0,064 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,057 \cdot x_2^2; \quad (1)$$

$$Y_2 = 1,39 - 0,562 \cdot x_1 + 0,398 \cdot x_2 + 0,065 \cdot x_1^2 - 0,065 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,161 \cdot x_2^2; \quad (2)$$

$$Y_3 = 3,616 - 0,903 \cdot x_1 - 1,046 \cdot x_2 + 0,306 \cdot x_1^2 + 0,13 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,369 \cdot x_2^2; \quad (3)$$

$$Y_4 = 1,584 - 0,827 \cdot x_1 + 0,121 \cdot x_2 + 0,286 \cdot x_1^2 - 0,089 \cdot x_1 \cdot x_2. \quad (4)$$

Анализ результатов опыта при помощи построенных поверхностей отклика (рис. 1) выявил, что выбранные границы области варьирования факторов находятся в зоне эффективной работы демпферов фрез бороздовскрывателя.

Максимальное снижение суммарного потребляемого крутящего момента $M_{2\max}$, Н·м, на 26,5...27,8% отмечено при росте частоты вращения n с 380 до 500 мин⁻¹, при этом величина жесткости пружин c практически не влияет на изменение показателя. Если учитывать снижение в абсолютных величинах, то снижение потребляемого крутящего момента $M_{2\max}$ относительно нагрузочного момента M стабильно во всем исследуемом диапазоне: для нулевого уровня по частоте вращения n оно составляет 39,5...41,2%. Минимальное значение амплитуды момента $dM_2 = 0,41$ Н·м соответствует максимальной частоте вращения $n = 500$ мин⁻¹ и жесткости пружины $c = 30$ кН/м, максимальное: $dM_2 = 2,32$ Н·м при соответственно $n = 380$ мин⁻¹ и $c = 60$ кН/м.

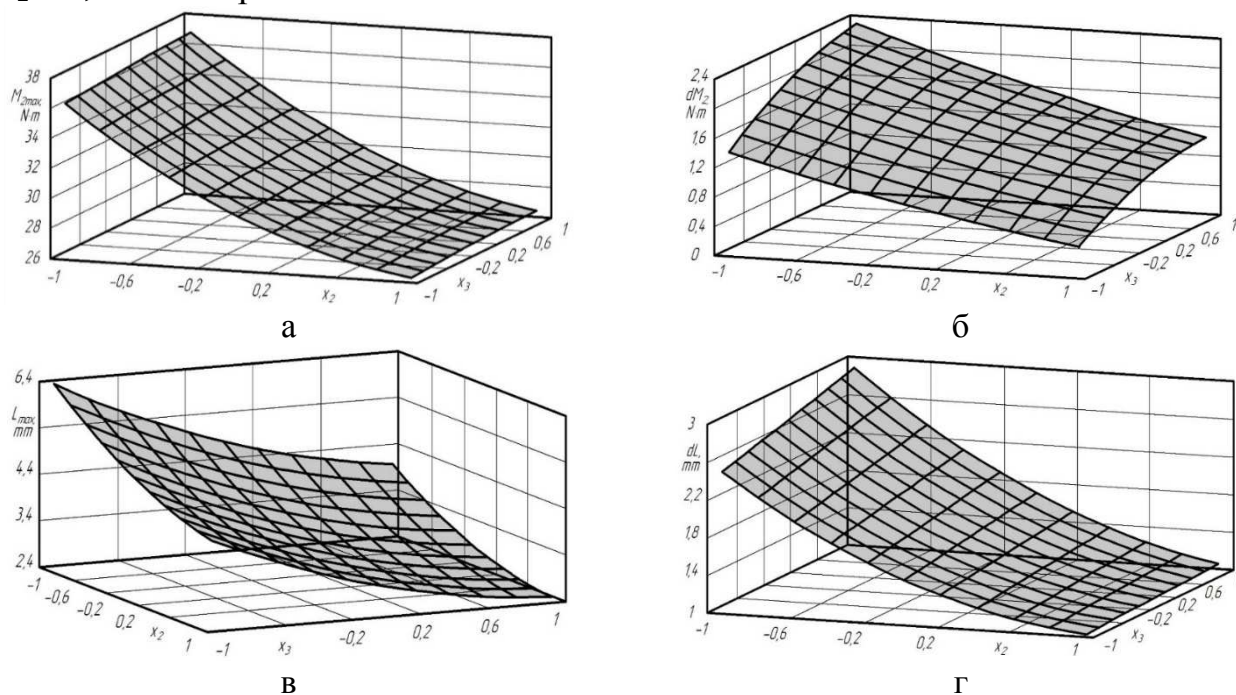


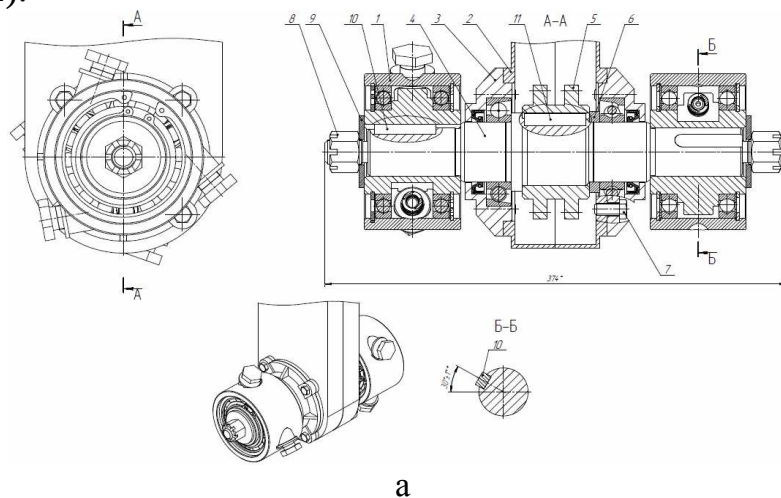
Рис. 1. Графики зависимости крутящего момента $M_{2\max}$ (Y_1), Н·м, потребляемого бороздовскрывателем (а), амплитуды момента dM_2 (Y_2), Н·м, (б), величины мах сжатия $L_{\max}$ (Y_3), мм, (в) и его амплитуды dL (Y_4), мм, пружины (г) от частоты вращения n (x_1), мин⁻¹, фрезы и жёсткости c (x_2), кН/м, пружины

Максимум величины сжатия $L_{\max}$ приближающийся к 6,5 мм отмечается при наибольшей величине задаваемой нагрузки M в области минимума частоты вращения n , при этом наблюдается снижение значений $L_{\max}$ параллельно с ростом жесткости c пружин. При этом при более высокой жесткости пружины c значения амплитуды колебаний величины dL сжатия пружин различие между максимумом ($dL = 2,88$ мм) и минимумом жесткости пружины при частоте вращения $n = 380$ мин⁻¹ составляет примерно 0,5 мм, с повышением частоты вращения до

500 мин⁻¹ разница в значениях dL между максимумом и минимумом нивелируется до 0,1 мм при абсолютных значениях около 1,0 мм.

Совместный анализ показателей крутящего момента M_2 , потребляемого бороздовскрывателем, и сжатия пружин L демпфера показал, что наиболее полно удовлетворяет требованиям максимального снижения крутящего момента $M_{2\max}$ при снижении амплитуды его значений и амплитуде колебаний величины сжатия пружин dL в диапазоне 1,2...1,8 мм при максимуме сжатия не более $L_{\max} = 2,5...3,5$ мм, удовлетворяет работа демпферного устройства с пружинами жесткостью $c = 40...50$ кН/м во всем диапазоне частот вращения фрез.

Для подтверждения результатов компьютерного моделирования проведены сравнительные исследования энергоёмкости работы опытного образца с серийным бороздовскрывателем сеялок СДК в лабораторных (почвенный канал) условиях (рис. 2).



б



в

Рис. 2. Чертеж бороздовскрывателя, оснащенного демпферами (фрезы условно не показаны) (а), общие виды его (б) и серийной дисковой фрезы сеялки СДК (в)

Фрезы с тремя Г-образными ножами шириной захвата 110 мм оборудованы демпферами с суммарной жесткостью пружин 2х30,0 кН/м. Условия проведения: влажность почвы – 16,3%, плотность почвы – 2,42 г/см³, твердость в слое до 10 см – 1,34 МПа, глубина обработки – 100 мм, ширина полосы – 110 мм, скорость фрезы – 0,7 м/с. Проведено по пять опытов в трехкратной повторности для каждого типа бороздовскрывателя в диапазоне частот вращения $n = 273...508$ мин⁻¹. Регистрировалась величина активной мощности N_n , кВт, потребляемой электродвигателем установки, для одной фазы с дискретностью два замера в секунду. Значение холостого хода фиксировалось для каждого опыта

и при расчете среднего значения вычиталось из общей величины потребляемой мощности двигателем. Результаты эксперимента в виде графиков $N_n = f(n)$ представлены на рисунке 3.

Полученные данные косвенно подтверждают итоги компьютерного моделирования фрезерования почвы дисковой фрезой с демпферным устройством. Анализ результатов сравнительных исследований выявил, что характер изменения потребления мощности приводом исследуемых рабочих органов при повышении частоты вращения фрез имеет одинаковые тенденции. Применение демпферов в конструкции дисковых фрез бороздовскрывателя снижает энергоёмкость фрезерования на 16,6...32,3% по сравнению с работой серийного рабочего органа, причем больший эффект отмечается при меньших частотах вращения фрезы. С ростом частоты вращения от 273 до 508 мин⁻¹ повышение энергоёмкости фрезерования для обоих рабочих органов имеет схожую картину и составляет на 39,9% для серийного и на 45,1% для модернизированного бороздовскрывателя, при этом на участке частот вращения 382...508 мин⁻¹ характер изменений практически одинаков.

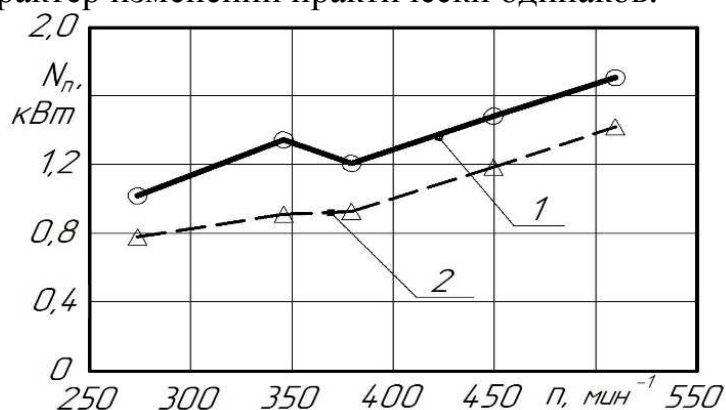


Рис. 3. Графики зависимости мощности N_n , кВт, потребляемой серийным бороздовскрывателем (1) и бороздовскрывателем с демпферными устройствами (2) от частоты вращения дисковых фрез n , мин⁻¹

Таким образом, данные, полученные методом компьютерного моделирования и результаты лабораторного опыта позволяют сделать вывод об эффективности применения демпферов в приводе дисковых фрез.

Список литературы

1. Демшин К.С. Применение компьютерного моделирования при разработке демпферного механизма фрезерного бороздовскрывателя дернинной сеялки // Автоматизированное проектирование в машиностроении. – 2024. – №17. – С. 153-156.
2. Демшин С.Л., Симонов М.В., Исупов А.Ю., Демшин К.С. Разработка и исследование 3D-модели демпферного устройства фрезерного бороздовскрывателя сеялки прямого полосного посева // Вестник НГИЭИ. – 2024. – №10(161). – С. 7-21.
3. Яцук Е.П., Панов И.М., Марченко О.С., Ефимов Д.Н. Ротационные почвообрабатывающие машины. – М.: Машиностроение, 1971. – 255 с.

Сведения об авторах:

Дёмишин Константин Сергеевич – аспирант;

Дёмишин Сергей Леонидович – д.т.н., доцент, в.н.с. лаборатории механизации полеводства.