

Результаты исследования бороздовскрывателя дернинной сеялки, оборудованного демпферными устройствами

© 2026. С. А. Дёмшин[✉], М. В. Симонов, К. С. Дёмшин

ФГБНУ «Федеральный аграрный научный центр Северо-Востока имени Н. В. Рудницкого», г. Киров, Российская Федерация

Предложена конструкция бороздовскрывателя дернинной сеялки с фрезами, оснащённого демпферно-предохранительным устройством (патент РФ № 2814067), которое позволяет эффективно сглаживать ударные нагрузки на привод при входе ножей в почву и отключать его при встрече ножей фрез с препятствиями. Цель исследований – оценка эффективности функционирования фрезерного бороздовскрывателя с демпферными устройствами, предварительное определение рациональных параметров и режимов работы демпферов бороздовскрывателя. Для проведения опытов в почвенном канале изготовлена лабораторная установка, выполненная в виде отдельной секции бороздовскрывателя дернинной сеялки с приводом от электродвигателя. В ходе сравнительных исследований серийного бороздовскрывателя сеялок СДК и бороздовскрывателя, оснащённого демпферными устройствами, выявлено, что применение демпферов в конструкции дисковых фрез снижает энергоёмкость фрезерования на 16,6–32,3 % по сравнению с работой серийного рабочего органа, причем больший эффект отмечен в интервале частот вращения фрез 270–385 мин⁻¹. В процессе изучения влияния параметров и режима работы демпферов дисковых фрез на энергоёмкость фрезерования бороздовскрывателем посредством планирования эксперимента установлено, что минимальное значение потребляемой бороздовскрывателем мощности равно 2,55 кВт соответствует следующим значениям факторов: частоте вращения фрез 336 мин⁻¹; суммарной жесткости пружин демпфера 89,4 Н/мм; поступательной скорости 0,7 м/с. Результаты исследований подтвердили данные компьютерного моделирования и выявили существенное снижение энергоёмкости фрезерования при использовании демпферов в конструкции дисковых фрез бороздовскрывателя.

Ключевые слова: дисковые фрезы, пружина демпфера, энергоёмкость фрезерования, частота вращения, жесткость пружины, скорость движения

Благодарности: работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ в рамках Государственного задания ФГБНУ «Федеральный аграрный научный центр Северо-Востока имени Н. В. Рудницкого» (тема № FNWE-2022-0002).

Авторы благодарят рецензентов за их вклад в экспертную оценку этой работы.

Конфликт интересов: авторы заявили об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Дёмшин С. А., Симонов М. В., Дёмшин К. С. Результаты исследования бороздовскрывателя дернинной сеялки, оборудованного демпферными устройствами. Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2026;27(1):230–239. DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2026.27.1.230-239>

Поступила: 25.10.2025

Принята к публикации: 12.02.2026

Опубликована онлайн: 27.02.2026

Results of the study of a sod seeder furrow opener equipped with damping devices

© 2026. Sergey L. Demshin[✉], Maksim V. Simonov, Konstantin S. Demshin

Federal Agricultural Research Center of the North-East named N. V. Rudnitsky, Kirov, Russian Federation

Proposed a design for a sod seeder furrow opener equipped with cutters and a damper-safety device (RF Patent No. 2814067) which effectively smooths out shock loads on the drive when the cutter blades enter the soil and switches it off when the cutter blades encounter obstacles. The purpose of the research was to evaluate the efficiency of the milling furrow opener with damper devices and to preliminarily determine the rational parameters and operating modes of the furrow opener dampers. To conduct experiments in a soil channel, a laboratory installation was made in the form of a separate section of a sod seeder furrow opener with a drive from an electric motor. In the course of comparative studies of the serial furrow opener of SDK seeders and the furrower equipped with damper devices, it was revealed that the use of dampers in the design of disc cutters reduces the energy consumption of milling by 16.6–32.3% compared with the operation of the serial working body, with a greater effect noted in the range of rotation frequencies of cutters from 270 to 385 min⁻¹. In the process of studying the influence of the parameters and operating mode of the dampers of disk cutters on the energy consumption of milling with a furrow opener through the planning of the experiment, it was revealed that the minimum value of the power consumed by the furrow opener equal to 2.55 kW corresponds to the following values of the factors: the rotational frequency of the cutters of 336 min⁻¹, the total stiffness of the damper springs of 89.4 N/mm, the traveling speed of 0.7 m/s. The research results confirmed the data from computer modeling and revealed a significant reduction in the energy consumption of milling when using dampers in the design of disc cutters of the furrow opener.

Keywords: disc cutters, damper spring, milling energy consumption, rotational frequency, spring stiffness, traveling speed

Acknowledgement: the research was carried out under the support of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the state assignment of the Federal Agricultural Research Center of the North-East named N. V. Rudnitsky (theme No. FNWE-2022-0002).

The authors thank the reviewers for their contribution to the expert evaluation of this work.

Conflict of interests: the authors stated that there was no conflict of interests.

For citations: Demshin S. L., Simonov M. V., Demshin K. S. Results of the study of a sod seeder furrow opener equipped with damping devices. *Agrarnaya nauka Evro-Severo-Vostoka* = Agricultural Science Euro-North-East. 2026;27(1):230–239. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2026.27.1.230-239>

Received: 25.10.2025

Accepted for publication: 27.02.2026

Published online: 27.02.2026

Уровень развития сельскохозяйственного машиностроения в совокупности с внедрением технологий искусственного интеллекта (ИИ) в сельское хозяйство обусловил возможность перехода средств механизации почвообработки и посева уже в ближайшем будущем на новый уровень, соответствующий требованиям точного земледелия¹ [1]. Применение ИИ для оптимального управления технологическими процессами при возделывании с.-х. культур обуславливает создание машинно-тракторных агрегатов (МТА), включающих автоматизированные тяговые средства и сельскохозяйственные агрегаты, конструкции которых как в целом, так и их рабочих органов в отдельности, позволяют подстраивать эксплуатационные характеристики (тяговое сопротивление, ширина захвата, глубина обработки и т. д.) под агротехнические требования непосредственно в процессе по результатам экспресс-анализа сложившихся в данный момент времени почвенных и погодных условий [2, 3, 4, 5]. Возможный баланс между улучшением эксплуатационно-технологических характеристик при усложнении конструкций сельскохозяйственных машин (СХМ) и экономической эффективности их практического применения пока не вполне ясен, но с течением времени он будет стремиться к созданию почвообрабатывающих машин и их рабочих органов, адаптирующихся под требования агротехники и условия эксплуатации с целью достижения максимально возможного качества обработки при оптимальных затратах энергии.

Одним из перспективных направлений при создании почвообрабатывающих органов с автоматической системой управления является использование в их конструкции упругих (пружинных) стоек или кронштейнов крепления на амортизирующих втулках, что позволяет за счет генерирования вынужденных колебаний снизить тяговое сопротивление, а также оперативно изменять их характеристики путем регулирования жесткости упругих элементов. Интенсификация обработки почвы посредством

применения рабочих органов, совершающих вынужденные колебания за счёт изменения внешних факторов (сопротивления почвы, скорости движения, глубины обработки и т. д.), позволяет использовать затрачиваемую энергию более эффективно, аккумулируя и концентрируя ее при преодолении пиковых нагрузок. Использование культиваторных лап на упругих стойках снижает энергоёмкость почвообработки на 25–30 % по сравнению с жестким вариантом крепления [6, 7, 8, 9].

Применительно к почвообрабатывающим дисковым фрезам данный метод заключается в креплении их Г-образных ножей через амортизирующие втулки или установке ножей на пружинных креплениях, но эти конструкции не нашли широкого применения вследствие низкой надежности и сложности конструкции [10, 11]. Развитие машиностроения позволило по-новому рассмотреть этот вопрос, поэтому в ФГБНУ ФАНЦ Северо-Востока предложена конструкция бороздовскрывателя дернинной сеялки с фрезами, оснащенными демпферно-предохранительными устройствами (патент РФ № 2814067), наличие которых позволяет эффективно сглаживать ударные нагрузки на привод при входе ножей в почву и отключать его при встрече ножей фрез с препятствиями при полосной обработке дернины [12].

Цель исследования – оценка эффективности функционирования фрезерного бороздовскрывателя дернинной сеялки с дисковыми фрезами, оснащенными демпферными устройствами, и предварительное определение параметров и режимов работы демпферов бороздовскрывателя, при которых их работа наиболее эффективна.

Новизна работы – в ходе исследований фрезерного бороздовскрывателя дернинной сеялки с дисковыми фрезами, оснащенными демпферными устройствами, получены данные, подтверждающие эффективность применения демпферов в конструкции дисковых фрез, а также предварительно определены рациональные значения их основных параметров.

¹Труфляк Е. В., Курченко Н. Ю., Тенеков А. А., Якушев В. В., Борисенко И. Б., Машков С. В. и др. Точное сельское хозяйство: учебное пособие. Санкт-Петербург: Лань, 2021. 512 с.

Материал и методы. В ходе предыдущих исследований с помощью разработанной 3D-модели выходного вала привода бороздовскрывателя с двумя дисковыми фрезами, оснащенными демпферами, проведено компьютерное моделирование процесса фрезерования почвы. В его процессе реализовано планирование эксперимента для определения области параметров и режимов работы демпферов дисковых фрез, в которой их работа наиболее эффективна, т. е. наблюдается максимальное снижение пиковых значений и сокращение амплитуды потребляемого крутящего момента. Данные процессы являются основным эффектом применения демпферных устройств, позволяющих снизить силовые характеристики механизма трансмиссии и, как следствие, её металлоемкость. Зона эффективной работы демпферов соответствует значениям факторов: суммарной жесткости пружин $c = 90\text{--}120$ Н/мм, частоте вращения

$n = 380\text{--}500$ мин⁻¹, числу ножей $z = 3$ шт., скорости движения $V_{ном}$ = 1,1 м/с. При этом снижение максимальной (пиковой) величины потребляемого крутящего момента M_{2max} относительно нагрузочного момента M стабильно и при частоте вращения $n = 440$ мин⁻¹ составляет 39,5–41,2 %. Минимальное значение амплитуды момента $dM_2 = 0,41$ Н·м соответствует максимальной частоте вращения $n = 500$ мин⁻¹ и суммарной жесткости пружин демпфера $c = 90$ Н/мм [13].

Первым этапом исследований являлось подтверждение результатов компьютерного моделирования по косвенному показателю выполнения операции – энергоемкости фрезерования, и оценка эффективности внедрения демпферов в конструкцию дисковых фрез, проведенного в виде сравнительных испытаний бороздовскрывателя с демпферными механизмами и серийного бороздовскрывателя дернинной сеялки СДК (рис. 1).

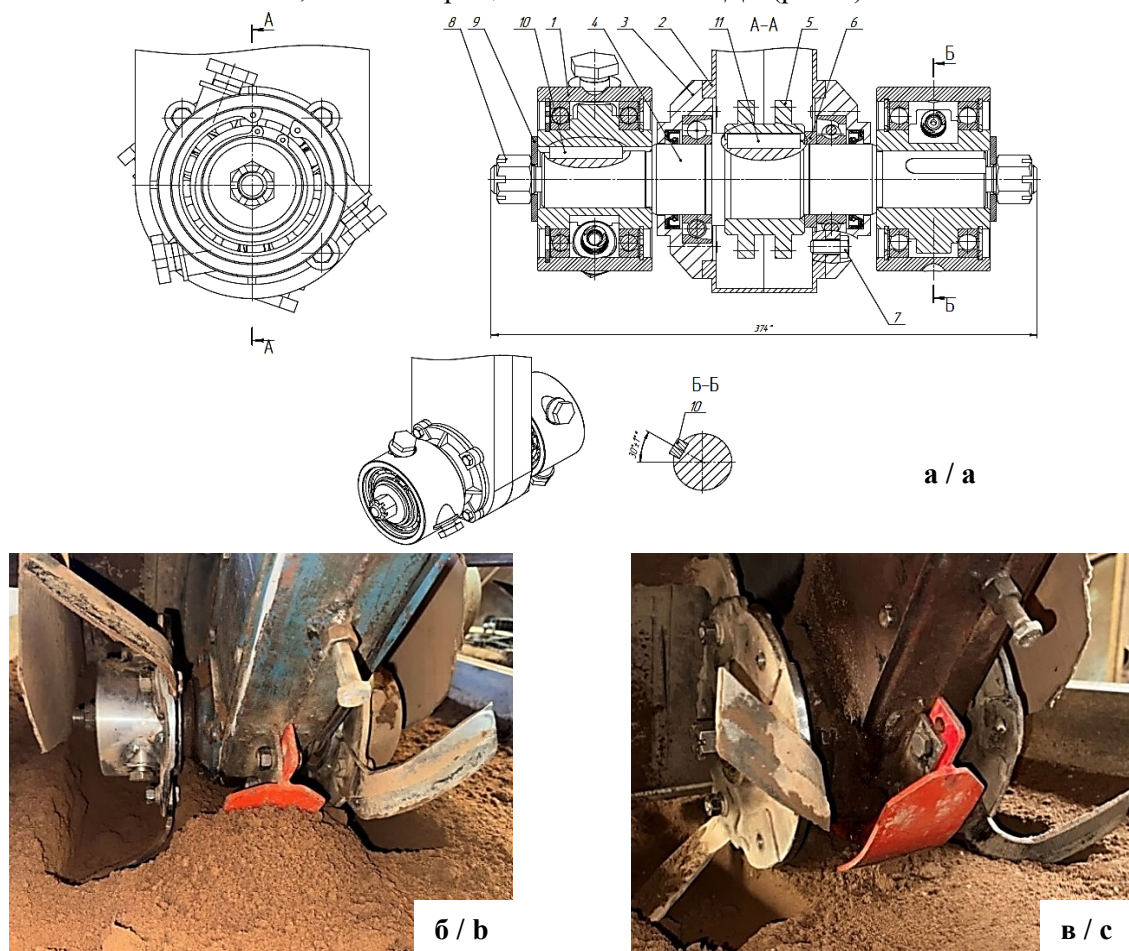
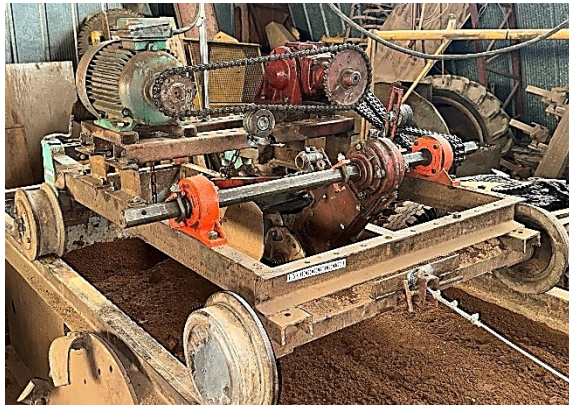


Рис. 1. Сборочный чертеж бороздовскрывателя, оснащенного демпферными устройствами (дисковые фрезы условно не показаны) (а), ее общий вид (б) и общий вид серийной дисковой фрезы сеялки СДК (в): 1, 9 – втулки демпфера внешняя и внутренняя; 2 – корпус привода; 3 – крышка; 4 – вал; 5 – звездочка цепной передачи; 6 – кольцо; 7 – болт; 8 – гайка; 10, 11 – шпонка /

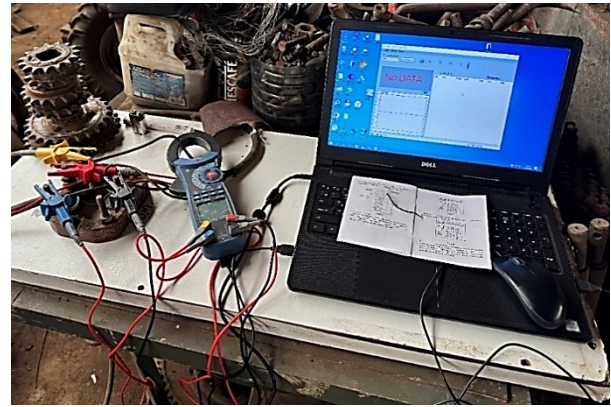
Fig. 1. Assembly drawing of a furrow opener equipped with damping devices (disc cutters are not shown) (a), its general view (b) and general view of a serial disc cutter of the SDK seeder (c): 1, 9 – external and internal damper bushings; 2 – drive housing; 3 – cover; 4 – shaft; 5 – sprocket; 6 – ring; 7 – bolt; 8 – screw; 10, 11 – dowel

Для проведения опытов в почвенном канале изготовлена лабораторная установка, выполненная в виде отдельной секции фрез дернинной сеялки СДК (рис. 2, а), привод которой осуществлялся от электродвигателя посредством цепных передач, кинематическая схема которой за счет сменных звездочек позволяет исследовать работу демпферов в диапазоне



а / а

частоты вращения фрез от 273 до 508 мин⁻¹. Приводная станция канала имеет возможность ступенчатого изменения поступательной скорости тележки в пределах 0,5–3,0 м/с за счет изменения передаточного отношения между мотор-редуктором и тросовым барабаном посредством коробки передач и набора сменных звездочек цепной передачи.



б / б

Рис. 2. Общий вид лабораторной установки при изучении опытного образца бороздовскрывателя (а), приборы для определения энергоёмкости фрезерования (б) /

Fig. 2. General view of the laboratory setup for studying the prototype of a furrow opener (а) and devices for determining the energy consumption of milling (b)

Глубина фрезерования устанавливается изменением положения секции привода относительно направляющих почвенного канала, который заполнен смесью среднесуглинистой почвы и песка. Придание почве заданных параметров проводили после прохода установки путем разравнивания и уплотнения посредством катка до среднего значения замеров, показываемых микропенетрометром МВ-2, равных 16–18 мм, что соответствует твёрдости почвы 1,20–1,35 МПа согласно показаниям твердомера Ревякина. Это вызвано менее трудоемким процессом замеров показателей почвы при ее подготовке к проведению опытов, а также более точным определением значений твердости почвы в ее поверхностном слое

Эффективность работы бороздовскрывателей оценивали по энергоёмкости фрезерования N , кВт путем фиксации активной потребляемой мощности электродвигателя привода фрез с помощью прибора DT-3353, за исключением величины холостого хода привода установки (рис. 2, б). Схема прибора обеспечивает фиксацию результатов измерений в виде массива данных в программе EXCEL с дискретностью два измерения в секунду при погрешности не более $\pm 3\%$. Значение холостого хода фиксировали для каждого опыта, и при расчете среднего значения N вычиталось из значения

потребляемой мощности. Опыты проводили в трехкратной повторности.

По итогам сравнительных исследований принято решение о возможности предварительного определения рациональных значений конструктивно-технологических параметров демпферов бороздовскрывателя посредством изучения их влияния на энергоёмкость фрезерования N , кВт. В ходе второго этапа опытов реализован трехуровневый план Бокса-Бенкина, в котором изучено влияние частоты вращения n (x_1), мин⁻¹, фрез, поступательной скорости $V_{\text{пост}}$ (x_2), м/с и жёсткости пружин-демпферов c (x_3), Н/мм, на энергоёмкость фрезерования в виде активной мощности N (Y), кВт, потребляемой бороздовскрывателем (табл. 1).

В сравнительных исследованиях изучено применение бороздовскрывателя сеялки СДК и бороздовскрывателя с двумя фрезами, оснащенными демпферами с двумя пружинами суммарной жесткостью $c = 60,0$ Н/мм. Дисковые фрезы бороздовскрывателей оборудованы одинаковыми Г-образными ножами шириной захвата 110 мм в количестве трех штук. Условия проведения опытов: установочная глубина обработки – 100 мм, поступательная скорость – 0,7 м/с, параметры почвы: влажность – 16,3 %, плотность – 2,42 г/см³, твёрдость в слое до 10 см – 1,34 МПа.

Таблица 1 – Факторы, уровни и интервалы варьирования /
Table 1 – Factors, levels and intervals of their variation

Наименование / Name	Код фактора / Factor code	Уровни факторов / Levels of factors			Интервал / Interval
		нижний / lower («-1»)	основной / main («0»)	верхний / top («+1»)	
Частота вращения n , мин ⁻¹ / Rotational speed n , min ⁻¹	x_1	270	385	500	115
Скорость движения $V_{\text{пост.}}$, м/с / Movement speed $V_{\text{post.}}$, m/s	x_2	0,70	0,85	1,0	0,15
Жёсткость пружины c , Н/мм / Spring stiffness c , N/mm	x_3	30	60	90	30

В ходе планирования эксперимента жёсткость демпферов опытного образца бороздовскрывателя регулировалась изменением числа пружин. Для демпферных механизмов использован комплект однотипных пружин из шести штук. Жёсткость пружин имеет незначительный разброс значений от 30,9 до 31,8 Н/мм, что позволило сделать допущение, что в демпферах фрез использованы пружины жесткостью

$c = 30$ Н/мм. Условия проведения идентичны условиям сравнительных испытаний.

Результаты и их обсуждение. В ходе сравнительных исследований проведено по пять опытов в трехкратной повторности для каждого типа бороздовскрывателя. Данные обработаны, получены средние значения потребляемой мощности N для каждого опыта (табл. 2) и по ним построены графики зависимости $N = f(n)$ (рис. 3).

Таблица 2 – Результаты сравнительных исследований фрезерных бороздовскрывателей /
Table 2 – Results of comparative research of milling furrow openers

№ опыта / No. of the experiment	Частота вращения n , мин ⁻¹ / Rotation speed n , min ⁻¹	Мощность, потребляемая бороздовскрывателем N , кВт / Power consumption of the furrow opener N , kW	
		серийный / serial	опытный образец / experimental
1	273	3,33	2,71
2	347	4,04	2,73
3	382	3,61	2,79
4	449	4,44	3,57
5	508	5,11	4,26

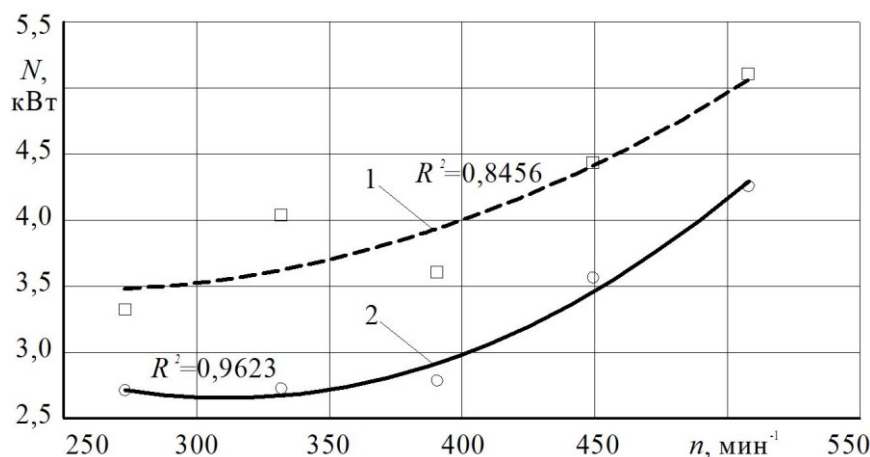


Рис. 3. Графики зависимости потребляемой мощности N , кВт серийным бороздовскрывателем (1) и бороздовскрывателем с демпферными устройствами (2) от частоты вращения n , мин⁻¹ дисковых фрез /
Fig. 3. Graphs of the dependence of the power consumption N , kW by a serial furrower (1) and a furrower with damping devices (2) on the rotation speed n , min⁻¹ of disc cutters

Анализ результатов сравнительных исследований серийного бороздовскрывателя сеялок СДК и бороздовскрывателя, оснащённого демпферными устройствами, выявил, что характер изменения потребления мощности приводом обоих рабочих органов при повышении частоты вращения фрез имеет схожую картину. С ростом частоты вращения от 273 до 508 мин⁻¹ повышение энергоёмкости фрезерования для обоих рабочих органов имеет схожую картину и составляет 39,9 % для серийного и 45,1 % – для модернизированного бороздовскрывателя, при этом на участке частот вращения 382–508 мин⁻¹ характер изменений практически одинаков. Применение демпферов в конструкции дисковых фрез снижает энергоёмкость фрезерования на 16,6–32,3 % по сравнению с работой серийного рабочего органа, больший эффект отмечен при меньших частотах вращения фрез.

Оценивая результаты параллельно проведенных сравнительных исследований работы отдельных дисковых фрез с работой бороздовскрывателей, конструкция которых включает две дисковые фрезы, установленные на валу с равным смещением ножей, следует отметить, что несмотря на некоторое отличие в режимах

работы при осуществлении опытов: для отдельной фрезы ($V_{пост} = 0,85$ м/с, $c_{общ} = 90$ Н/мм (3 пружины)) и для бороздовскрывателя ($V_{пост} = 0,70$ м/с, $c_{общ} = 60$ Н/мм (2 пружины)) выявлено существенное снижение энергоёмкости фрезерования на 24,3–35,7 % при установке второй фрезы как на серийный бороздовскрыватель, так и бороздовскрыватель с демпферными устройствами, в сравнении механическим сложением мощности, необходимой для работы двух дисковых фрез. Это подтверждает наличие эффекта от совместного движения дисковых фрез, заключающегося в последовательном чередовании и разнесении во времени входов в почву Г-образных ножей разноименных фрез, снижающего амплитуду колебаний пиковых значений усилия резания.

Принимая во внимание методику построения поверхностей отклика при планировании эксперимента, необходимо учитывать сглаживание результатов при выходе из области эффективной работы демпферов, поэтому при их анализе рекомендуется проводить сопоставление с числовыми значениями критерия оптимизации, полученными опытным путем (табл. 3).

Таблица 3 – Матрица плана эксперимента и значений мощности, потребляемой опытным образцом бороздовскрывателя /

Table 3 – Matrix of the experimental plan and values of power consumed by the experimental furrow opener model

№ опыта / No. of the experiment	Значение (уровень) фактора / Value (level) of the factor			Значение критерия оптимизации / Value of the optimization criterion	
	частота вращения n (x_1), мин ⁻¹ / rotation speed n (x_1), min ⁻¹	скорость движения $V_{пост}$ (x_2), м/с / movement speed V_{post} (x_2), m/s	жёсткость пружины c (x_3), Н/мм / spring stiffness c (x_3), N/mm	полная потребляемая мощность N_n , кВт / total power consumption N_p , kW	потребляемая мощность без холостого хода N (Y), кВт / power consumption without idling N (Y), kW
1	500 («+1»)	1,0 («+1»)	60 («0»)	8,1	6,72
2	385 («0»)	0,85 («0»)	60 («0»)	4,76	3,56
3	270 («-1»)	0,70 («0»)	90 («+1»)	3,92	2,84
4	385 («0»)	1,0 («+1»)	90 («+1»)	4,91	3,68
5	385 («0»)	0,70 («-1»)	90 («+1»)	3,82	2,67
6	385 («0»)	0,85 («0»)	60 («0»)	4,16	2,96
7	500 («+1»)	0,85 («0»)	30 («-1»)	6,50	5,00
8	270 («-1»)	0,70 («-1»)	60 («0»)	4,09	2,74
9	385 («0»)	0,85 («0»)	60 («0»)	4,55	3,35
10	270 («-1»)	0,85 («0»)	30 («-1»)	3,90	2,82
11	385 («0»)	0,70 («-1»)	30 («-1»)	4,31	3,02
12	500 («+1»)	0,70 («-1»)	60 («0»)	5,73	4,26
13	385 («0»)	1,0 («+1»)	30 («-1»)	4,95	3,72
14	270 («-1»)	1,0 («+1»)	60 («0»)	3,97	2,92
15	500 («+1»)	0,85 («0»)	90 («+1»)	6,64	5,23

Данные обработаны с помощью программ *Microsoft Excel* и *Statgrafics Plus 5.1*, удалены незначимые факторы и получено

$$Y = 3,3423 + 1,2363 \cdot x_1 + 0,5438 \cdot x_2 + 0,570 \cdot x_1 x_2 + 0,7785 \cdot x_1^2 - 0,1091 \cdot x_3^2.$$

Согласно уравнению регрессии построены трёхмерные поверхности отклика зависимости изменения мощности N (Y), потребляемой бороздовскрывателем при фрезеровании, от варьирования значений исследуемых

уравнение регрессии, проверенное на адекватность по F -критерию Фишера (вероятность $p = 0,95$):

факторов: частоты вращения n (x_1) фрез; поступательной скорости $V_{\text{пост}}$ (x_2) бороздовскрывателя; жёсткости пружин c (x_3) демпферов (рис. 4).

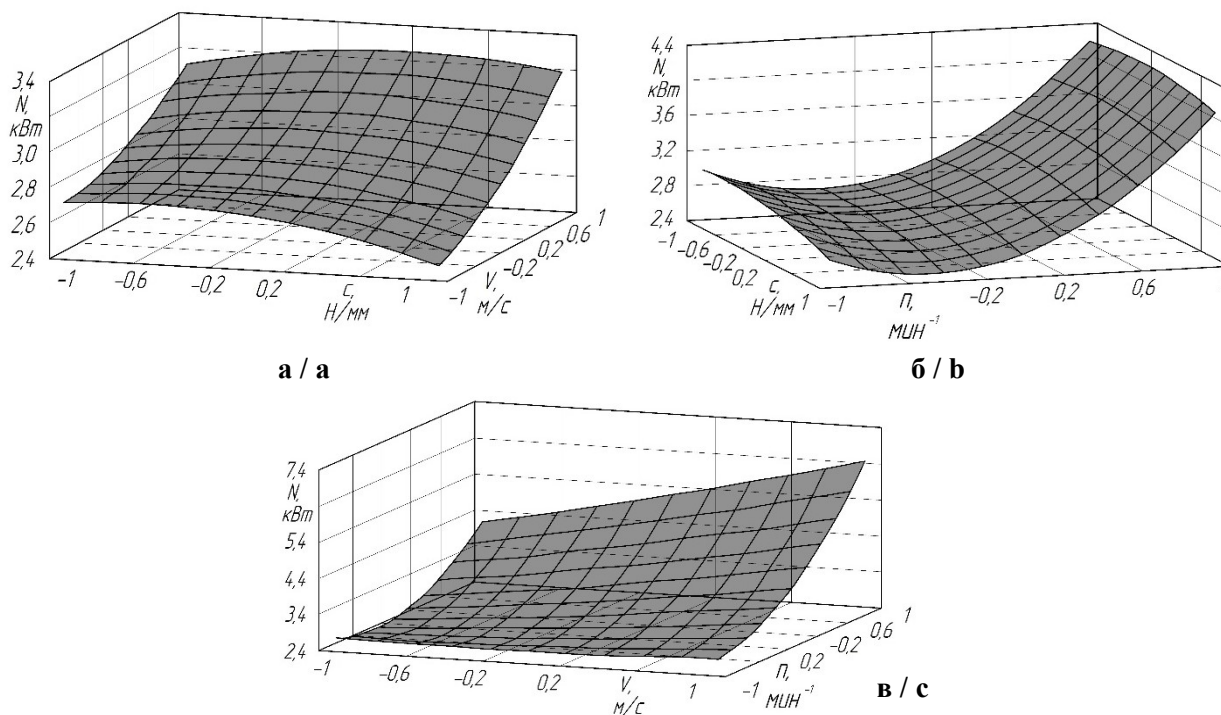


Рис. 4. Влияние частоты вращения n (x_1), мин^{-1} , фрезы, поступательной скорости $V_{\text{пост}}$ (x_2), м/с и жёсткости пружин c (x_3), Н/мм на мощность N (Y), кВт , потребляемую бороздовскрывателем, при уровнях факторов: а – $n = 336 \text{ мин}^{-1}$ ($x_1 = -0,43$); б – $V_{\text{пост}} = 0,7 \text{ м/с}$ ($x_2 = -1$); в – $c = 89,4 \text{ Н/мм}$ ($x_3 = -0,98$) /

Fig. 4. The influence of the rotation speed n (x_1), min^{-1} , of the milling cutter, the forward speed V_{post} (x_2), m/s , and the springs stiffness c (x_3), N/mm , on the power N (Y), kW , consumed by the furrow opener, at the levels of factors: а – $n = 336 \text{ min}^{-1}$ ($x_1 = -0,43$); б – $V_{\text{post}} = 0.7 \text{ m/s}$ ($x_2 = -1$); в – $c = 89.4 \text{ N/mm}$ ($x_3 = -0.98$)

При анализе результатов эксперимента необходимо учитывать, что в отличие от компьютерного моделирования эксперименты проведены с учетом имеющегося оборудования с фиксацией и анализом по косвенному, относительно задачи работы демпфера, заключающейся в снижении пиковых значений и амплитуды крутящего момента, потребляемого бороздовскрывателем, признаку – энергоёмкости фрезерования. Поэтому оптимальные области исследуемых факторов могут не совпадать и о снижении пиковых значений крутящего момента по ним нельзя сделать окончательное заключение. В целом, результаты опыта подтверждают ранее полученные данные о существ-

венном влиянии на величину критерия оптимизации частоты вращения n и поступательной скорости $V_{\text{пост}}$ фрез [14]. Причём в отличие от результатов компьютерного моделирования процесса фрезерования варьирование жёсткости пружин c , в исследуемом интервале значений фактора, не оказывает влияния на энергоёмкость бороздообразования N , что скорее всего вызвано вышеперечисленными причинами.

Максимальное снижение энергоёмкости фрезерования почвы бороздовскрывателем дернинной сеялки наблюдали в зоне частоты вращения n , соответствующем уровню $x_2 = -0,43$, наибольшей суммарной жесткости пружин c

($x_3 = -0,98$) и минимальной скорости движения $V_{\text{пост}}$ ($x_2 = -1$). В этом случае потребляемая бороздовскрывателем мощность $N = 2,55$ кВт соответствует следующим натуральным значениям факторов: $n = 336$ мин⁻¹, $c = 89,4$ Н/мм, $V_{\text{пост}} = 0,7$ м/с. Решение компромиссной задачи по скорости движения $V_{\text{пост}}$ фрез определяется тем, что любое снижение скорости бороздовскрывателя ограничено прямо пропорциональным уменьшением производительности сеялки и минимум данного параметра необходимо закладывать на стадии технического задания (ТЗ). Согласно опытным данным, жёсткость пружин c демпфера минимально влияет на энергоёмкость фрезерования N , поэтому значения жесткости пружин c демпфера рационально выбирать исходя из меньшей амплитуды колебаний величины сжатия пружин, которая присуща более жестким пружинам. При этом надо учитывать то, что энергоёмкость N фрезерования описывает итоговый результат выполнения рабочего процесса, не раскрывая причинно-следственной связи, приводящей к нему, что требует проведения дополнительных исследований с использованием динамометрических устройств для более детального изучения динамики работы демпферов бороздовскрывателя дисковых фрез.

В заключение необходимо отметить, несмотря на то, что оценка эффективности, изучение влияния параметров и режима работы демпферов на энергоёмкость фрезерования бороздовскрывателем дернинной сеялки проведены по косвенному показателю эффективности работы демпферных устройств – мощности, потребляемой рабочим органом, результаты исследований опосредованно подтвердили данные компьютерного моделирования и выявили существенное снижение (17–32 %) энергоёмкости фрезерования при использо-

вании демпферов в конструкции его дисковых фрез. Анализ результатов экспериментальных исследований и конструктивно-технологической схемы демпферов дисковых фрез позволяет сделать предположение о том, что характер их функционирования в некоторой степени аналогичен работе упругих стоек культиваторных лап при обработке почвы, которые посредством генерирования вынужденных колебаний обеспечивают снижение тягового сопротивления рабочих органов на 25–30 % по сравнению с жестким креплением [15].

Выводы. 1. Сравнительные исследования серийного бороздовскрывателя сеялок СДК и бороздовскрывателя, оснащённого демпферными устройствами, показали, что применение демпферов в конструкции дисковых фрез снижает энергоёмкость фрезерования на 16,6–32,3 % по сравнению с работой серийного рабочего органа, причем бóльший эффект отмечен в интервале частот вращения фрез $n = 270$ –385 мин⁻¹.

2. В ходе исследований влияния параметров и режима работы демпферов дисковых фрез на энергоёмкость фрезерования бороздовскрывателем дернинной сеялки выявлено, что минимальное значение потребляемой бороздовскрывателем мощности, равное $N = 2,55$ кВт, соответствует следующим значениям факторов: частоте вращения фрез $n = 336$ мин⁻¹, суммарной жесткости пружин демпфера $c = 89,4$ Н/мм, поступательной скорости $V_{\text{пост}} = 0,7$ м/с. Решение компромиссной задачи по скорости движения $V_{\text{пост}}$ бороздовскрывателя определяется прямо пропорциональным снижением производительности сеялки. Жёсткость пружин c демпфера минимально влияет на энергоёмкость фрезерования N , поэтому ее значения рационально выбирать исходя из меньшей амплитуды колебаний величины сжатия пружин, которая присуща более жестким пружинам.

Список литературы

1. Гольяпин В. Я., Мишуров Н. П., Федоренко В. Ф., Соловьев С. А., Балабанов В. И., Алдошин Н. В. Инновационные технологии и сельскохозяйственная техника за рубежом: аналитический обзор. М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2020. 172 с. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=44560439> EDN: XJHKQG
2. Shamshiri R. R., Weltzien C., Nameed I. A., Yule I. J., Grift T. E., Balasundram S. K. et al. Research and development in agricultural robotics: A perspective of digital farming. International Journal of Agricultural and Biological Engineering. 2018;11(4):1–14. DOI: <http://dx.doi.org/10.25165/j.ijabe.20181103.4278>
3. Елизаров В. П., Артюшин А. А., Ценч Ю. С. Перспективные направления развития отечественной сельскохозяйственной техники. Вестник ВИЭСХ. 2018;(2(31)):12–18. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=35431646> EDN: UWTJTH
4. Мишуров Н. П., Кондратьева О. В., Гольяпин В. Я., Федоренко В. Ф., Федоров А. Д., Слинко О. В. и др. Зарубежный опыт цифровизации сельского хозяйства: аналитический обзор. М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2022. 224 с.

5. Загазежева О. З., Край К. Ф. Проблемы и перспективы внедрения роботизированных и интеллектуальных технологий в растениеводство. Известия Кабардино-Балкарского научного центра РАН. 2021;(6(104)):95–104. DOI: <https://doi.org/10.35330/1991-6639-2021-6-104-95-104> EDN: WXLZCP
6. Чаткин М. Н., Федоров С. Е. Исследование упругих стоек культиватора. Труды Кубанского государственного аграрного университета. 2018;(71):117–122. DOI: <https://doi.org/10.21515/1999-1703-71-117-122> EDN: OWWXEO
7. Мазитов Н. К. Ресурсосберегающие почвообрабатывающие машины. Казань: ГУП «Полиграфическо-издательский комбинат», 2003. 456 с.
8. Кокошин С. Н., Ташланов В. И. Способ стабилизации глубины обработки почвы культиваторами с упругими стойками. Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2020;(6(86)):120–124. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=44385006> EDN: VJECFT
9. Радин С. Ю., Бунеев С. С., Шубкин С. Ю., Елецких С. В. Повышение надежности и эффективности функционирования культиваторов со стойками S-образной формы. Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2022;(8(214)):108–114. DOI: <https://doi.org/10.53083/1996-4277-2022-214-8-108-114> EDN: KEILJV
10. Далин А. Д., Павлов П. В. Ротационные грунтообрабатывающие и землеройные машины. М.: Машгиз, 1950. 258 с.
11. Bernacki H., Hama J., Kanafoiski Cz. Agricultural Machines, Theory and Construction. Washington, D. C., 1972. Vol. 1. 883 p.
12. Симонов М. В., Дёмшин С. Л., Чупраков П. Г., Исупов А. Ю., Дёмшин К. С. Сеялка полосного посева. Пат. № 2814067 Российская Федерация. № 2023119352; заявл. 21.07.2023; опубл. 21.02.2024. Бюл. №6. 13 с. Режим доступа: https://elibrary.ru/download/elibrary_64606703_57283456.PDF
13. Демшин С. Л., Исупов А. Ю., Демшин К. С., Мансуров А. П. Исследование фрезерного бороздовскрывателя дернинной сеялки, оборудованного демпферным устройством, посредством компьютерного моделирования. Вестник НГИЭИ. 2025;(9(172)):7–21. DOI: <https://doi.org/10.24412/2227-9407-2025-9-7-21> EDN: XSTUDU
14. Demshin S., Saitov V., Simonov M., Zyryanov D., Demshin K. Determination of the parameters of the damper device of the milling furrow opener of the sod seeder. E3S Web of Conferences. 2025;623:04027. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202453902028>
15. Федоров С. Е., Чаткин М. Н., Костин А. С., Колесников Н. В. Исследование упругой S-образной стойки комбинированного культиватора. Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. 2015;(3):7–10. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=24415487> EDN: UOHJVX

References

1. Golyapin V. Ya., Mishurov N. P., Fedorenko V. F., Solovev S. A., Balabanov V. I., Aldoshin N. V. Innovative technologies and agricultural machinery abroad. Moscow: FGBNU «Rosinformagrotekh», 2020. 172 p. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=44560439>
2. Shamshiri R. R., Weltzien C., Hameed I. A., Yule I. J., Grift T. E., Balasundram S. K. et al. Research and development in agricultural robotics: A perspective of digital farming. International Journal of Agricultural and Biological Engineering. 2018;11(4):1–14. DOI: <http://dx.doi.org/10.25165/j.ijabe.20181103.4278>
3. Elizarov V. P., Artyushin A. A., Tsench Yu. S. Perspective directions of development of national agricultural machinery. Vestnik VIESKH. 2018;(2(31)):12–18. (In Russ.). URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=35431646>
4. Mishurov N. P., Kondrateva O. V., Golyapin V. Ya., Fedorenko V. F., Fedorov A. D., Slinko O. V. et al. Foreign experience of digitalization of agriculture: an analytical review. Moscow: FGBNU «Rosinformagrotekh», 2022. 224 p.
5. Zagazezheva O. Z., Kray K. F. Problems and prospects of introducing robotic and intelligent technologies in crop production. Izvestiya Kabardino-Balkarskogo nauchnogo tsentra RAN = Izvestia of Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V. M. Kokov. 2021;(6(104)):95–104. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.35330/1991-6639-2021-6-104-95-104>
6. Chatkin M. N., Fedorov S. E. Investigation of elastic cultivator's racks. Trudi Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2018;(71):117–122. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21515/1999-1703-71-117-122>
7. Mazitov N. K. Resource-saving tillage machines. Kazan: GUP «Poligraficheskoye izdatel'skoye kombinat», 2003. 456 p.
8. Kokoshin S. N., Tashlanov V. I. Method for stabilizing the depth of tillage with cultivators with elastic tines. Izvestiya Orenburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Izvestia Orenburg State Agrarian University. 2020;(6(86)):120–124. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=44385006>
9. Radin S. Yu., Buneev S. S., Shubkin S. Yu., Eletsikh S. V. Improving reliability and performance of S-tine cultivators. Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Bulletin of Altai State Agricultural University. 2022;(8(214)):108–114. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.53083/1996-4277-2022-214-8-108-114>

10. Dalin A. D., Pavlov P. V. Rotary tillage and earthmoving machines. Moscow: *Mashgiz*, 1950. 258 p.
11. Bernacki H., Haman J., Kanafoiski Cz. Agricultural Machines, Theory and Construction. Washington, D. C., 1972. Vol. 1. 883 p.
12. Simonov M. V., Demshin S. L., Chuprakov P. G., Isupov A. Yu., Demshin K. S. Band seeding machine: Patent RF, no. 2814067, 2024. URL: https://elibrary.ru/download/elibrary_64606703_57283456.PDF
13. Demshin S. L., Isupov A. Yu., Demshin K. S., Mansurov A. P. Research of a milling furrower of a sod seeder equipped with a damping device by means of computer modeling. *Vestnik NGIEI = Bulletin NGII*. 2025;(9(172)):7–21. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.24412/2227-9407-2025-9-7-21>
14. Demshin S., Saitov V., Simonov M., Zyryanov D., Demshin K. Determination of the parameters of the damper device of the milling furrow opener of the sod seeder. *E3S Web of Conferences*. 2025;623:04027. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202453902028>
15. Fedorov S. E., Chatkin M. N., Kostin A. S., Kolesnikov N. V. Research of elastic S-shaped support stand of the combined cultivator. *Izvestiya Samarskoy gosudarstvennoy selskokhozyaystvennoy akademii = Bulletin Samara State Agricultural Academy*. 2015;(3):7–10. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=24415487>

Сведения об авторах

✉ Дёмшин Сергей Леонидович, доктор техн. наук, доцент, зав. лабораторией, ФГБНУ «Федеральный аграрный научный центр Северо-Востока имени Н. В. Рудницкого», д. 166а, ул. Ленина, г. Киров, Российская Федерация, 610007, e-mail: priemnaya@fanc-sv.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7562-7965>, e-mail: sergdemshin@mail.ru

Симонов Максим Васильевич, доктор техн. наук, старший научный сотрудник, ФГБНУ «Федеральный аграрный научный центр Северо-Востока имени Н. В. Рудницкого», д. 166а, ул. Ленина, г. Киров, Российская Федерация, 610007, e-mail: priemnaya@fanc-sv.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3805-9246>

Дёмшин Константин Сергеевич, аспирант, ФГБНУ «Федеральный аграрный научный центр Северо-Востока имени Н. В. Рудницкого», д. 166а, ул. Ленина, г. Киров, Российская Федерация, 610007, e-mail: priemnaya@fanc-sv.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7562-7965>

Information about the authors

✉ **Sergey L. Demshin**, DSc in Engineering, head of the laboratory, Federal Agricultural Research Center of the North-East named N. V. Rudnitsky, 166a, Lenina str., Kirov, Russian Federation, 610007, e-mail: priemnaya@fanc-sv.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7562-7965>, e-mail: sergdemshin@mail.ru

Maxim V. Simonov, DSc in Engineering, senior research, Federal Agricultural Research Center of the North-East named N. V. Rudnitsky, 166a, Lenina str., Kirov, Russian Federation, 610007, e-mail: priemnaya@fanc-sv.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3805-9246>

Konstantin S. Demshin, graduate student, Federal Agricultural Research Center of the North-East named N. V. Rudnitsky, 166a, Lenina str., Kirov, Russian Federation, 610007, e-mail: priemnaya@fanc-sv.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7562-7965>

✉ – Для контактов / Corresponding author